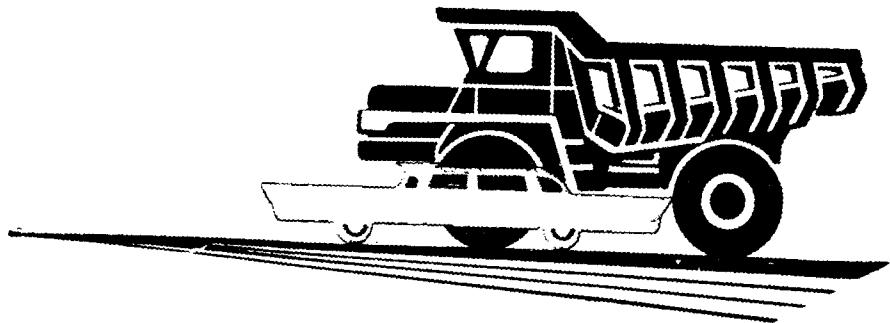




АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1964

12



СОДЕРЖАНИЕ

Р. В. Кугель — Основные понятия из области надежности и долговечности автомобилей	1
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
З. И. Лейбзон, М. Л. Минкин, П. Е. Дерюгин — Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели двигателя ГАЗ-21А.	5
Б. Б. Генбом — Об аналитическом методе определения времени и пути разгона автомобиля	9
И. К. Пчелин, А. А. Хачатуров — Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода.	12
А. П. Колпаков — Влияние управляемых колес полуприцепа на работу привода к ведущим колесам	16
Н. А. Взятышев — Поперечная устойчивость седельного автопоезда	19
М. Н. Закс — Поперечная устойчивость самосвалов при боковом опрокидывании груза	23
Б. И. Родин — Исследование эффективности применения пластмасс в автомобилестроении	28
М. В. Кравчук, А. М. Алексеев, Ю. И. Аврушкин — К вопросу о выборе мощности автомобильных генераторов	32
ТЕХНОЛОГИЯ	
Я. Б. Брескер, В. Н. Голод — Опыт проектирования и внедрения подвесных толкающих конвейеров	36
Л. А. Улисов — Быстродействующий захват для контейнеров	39
А. М. Смурров — Применение противодавления в кузнецких штампах	40
А. А. Сагарда, И. Х. Чеповецкий — Хонингование блоков цилиндров брусками из синтетических алмазов	42
ИНФОРМАЦИЯ	
Э. И. Савранский — Производство поковок клапанов двигателей внутреннего горения за рубежом	43
Л. М. Зильберминц — Использование сжиженных газов в автомобилях и тракторах	45
Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1964 г.	45

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. Рашмат, Д. Д. Стакеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Е. А. Давыдкина

Сдано в производство 7/X—1964 г.

Подписано в печать 23/XI—1964 г.

Т-13600 Тираж 11.735 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 9,25 Бум. л. 3 Формат 60×90 $\frac{1}{2}$ Зак. 4529.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

12

ДЕКАБРЬ

1964

Год издания XXX

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

УДК 539.434.001.11

Основные понятия из области надежности и долговечности автомобилей

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук Р. В. КУГЕЛЬ
НАТИ

ПРОБЛЕМА надежности и долговечности машин, в частности автомобилей, в последнее время привлекла большое внимание широких кругов работников машиностроения и автомобилестроения. Происходит оживленный обмен мнениями, публикуется ряд работ, в связи с чем приобретает особое значение установление единства используемых основных понятий в рассматриваемой области. С этой целью по заданию Научного совета при Государственном комитете координации научно-исследовательских работ СССР группой специалистов разработана краткая терминология [1]. На ее основе необходимо уточнить (с учетом специфических особенностей отрасли) ряд используемых работниками автомобильной промышленности и транспорта понятий, так как их содержание в настоящее время нередко трактуется по-разному, вызывает споры и приводит к недоразумениям.

Значение единых терминов заключается не только в их унификации, но и во введении в практику промышленности и научных исследований ряда основных взаимосвязанных понятий, совокупность которых представляет логическую систему. Наличие такой системы должно способствовать развитию науки и совершенствованию практики работ по повышению надежности и долговечности автомобилей.

Надежность автомобиля (агрегата, узла и детали) — его свойство, обусловленное безотказностью, долговечностью и ремонтопригодностью, обеспечивающее нормальное выполнение им своих функций.

Безотказность автомобиля (агрегата, узла и детали) — его свойство непрерывно сохранять работоспособность в определенных условиях эксплуатации.

Долговечность автомобиля (агрегата, узла и детали) — его свойство длительно сохранять работоспособность в определенных условиях эксплуатации.

Ремонтопригодность автомобиля (агрегата, узла) — его свойство, заключающееся в приспособлении к предупреждению, обнаружению и устранению неисправностей и к восстановлению технического ресурса до установленной величины.

Работоспособность автомобиля (агрегата, узла или детали) — его состояние, при котором он в данный момент времени соответствует всем требованиям, установленным в отношении основных параметров, характеризующих нормальное выполнение им заданных функций.

Приведенное определение надежности существенно отличается от широко распространенной трактовки надежности,

как свойства, обуславливающего безотказную работу машины в течение установленного времени или выполнении заданного объема работы. Принципиальный недостаток такой трактовки заключается в том, что любой отказ (т. е. полная или частичная потеря работоспособности автомобиля, агрегата, узла или детали) рассматривается как нарушение надежности независимо от характера и последствий отказа, т. е. все виды отказов с точки зрения оценки надежности являются как бы равнозначными. На практике важен не только сам факт возникновения какого-либо отказа, но и его характер, длительность поиска его причины и трудоемкость ее устранения в конкретных условиях эксплуатации или ремонта. Нельзя ставить в один ряд два отказа, из которых один вызван, например, ослаблением клеммы в системе зажигания или образованием нагара в свече, а другой обусловлен износом шеек коленчатого вала. В первом случае причина отказа обнаруживается и устраняется за несколько минут, во втором случае необходим капитальный ремонт двигателя.

Весьма существенный недостаток традиционной трактовки понятия надежность заключается также в игнорировании трудоемкости обслуживания автомобиля (агрегата или узла), между тем подлинно надежной можно считать лишь такую конструкцию, которая эксплуатируется длительно и безотказно, не требуя чрезмерных затрат труда на ее поддержание в работоспособном состоянии. Другими словами, если автомобиль поддерживается на ходу лишь ценой частых и трудоемких операций технического обслуживания, то он, следовательно, ненадежен.

Поскольку надежность является комплексным свойством, зависящим от трех других свойств автомобиля (агрегата, узла или детали), она должна оцениваться не однозначно, а по совокупности показателей, характеризующих безотказность, долговечность и ремонтопригодность. Эти три свойства находятся в тесной взаимозависимости.

Все виды отказов механических систем вызываются причинами, которые можно разделить на две принципиально разные группы: а) причины, не связанные с разрушением¹; б) причины, обусловленные разрушением элементов системы. Отказы по причинам первой группы могут быть такими: засорение топливной системы, зависание клапана в системе

¹ Под термином разрушение здесь и дальше подразумеваются все виды разрушения, приводящие к потере работоспособности: износ, выкрашивание, образование трещин, поломки, коррозия, старение и др.

смазки, образование нагара на поршнях, поршневых кольцах и электродах свечей зажигания, ослабление креплений под действием вибраций, загрязнение контактов электропроводки, замасливание и загрязнение коллекторов стартера, генератора и других электродвигателей автомобиля, засорение трубопроводов пневматических или гидравлических систем. Эта группа нарушений надежности требует серьезного внимания, но ее значение для автомобиля и большинства современных сложных машин совершенно несоизмеримо со значением отказов, вызываемых разрушением элементов системы и связанных с их долговечностью. Потребность в техническом обслуживании и ремонте вызывается главным образом необходимостью устранения последствий или предупреждения различных видов разрушения. Таким образом, чем выше долговечность элементов автомобиля, тем, при прочих равных условиях, выше его надежность, тем меньше объем технического обслуживания и ремонтов.

Относительное значение каждого из трех взаимосвязанных свойств зависит от особенностей модели автомобиля (агрегата или узла) и от его назначения.

Безотказность автомобиля в целом важна во всех случаях, но ее значение возрастает для автобусов (особенно междугородних), междугородных автопоездов, автомобилей военного назначения и автомобилей, эксплуатируемых на Крайнем Севере или в пустынных местностях, далеко отстоящих от населенных пунктов.

Безотказность (и долговечность) узлов, от которых зависит безопасность движения, должна быть выше, чем у других узлов.

Безотказность (и долговечность) легкосмененного агрегата или узла, от которого не зависит безопасность движения; может быть ниже, чем у агрегата или узла, замена которого требует трудоемкой и длительной работы. Поэтому к безотказности элементов, входящих в состав сложного агрегата, предъявляются повышенные требования.

Невосстанавливаемые узлы по истечении срока службы заменяются новыми, следовательно, требования к их ремонтопригодности сводятся к обеспечению легкой проверки технического состояния и к замене без трудоемких операций.

Требования к ремонтопригодности весьма долговечного агрегата, обеспечивающего длительную безотказную эксплуатацию, могут быть снижены; наоборот, ремонтопригодность сравнительно недолговечного агрегата, характеризующегося частыми отказами, приобретает первостепенное значение.

Переходя к измерителям рассмотренных важнейших свойств автомобиля, воспользуемся опытом машиностроения и значительно большим опытом радиоэлектроники [2].

Для характеристики безотказности может быть принята наработка на отказ, т. е. среднее значение наработки автомобиля, агрегата или узла между отказами (наработка — число километров пробега или число часов работы изделия в определенных условиях) или наработка между двумя последовательно возникшими отказами. В качестве критерия может быть использована также вероятность безотказной работы, т. е. вероятность того, что при определенных условиях эксплуатации, в пределах заданной продолжительности работы изделия, отказ не возникнет. Полезным показателем является частота отказов, т. е. отношение числа отказавших к числу эксплуатируемых или испытываемых в данных условиях автомобилей (агрегатов, узлов) на протяжении определенного пробега или промежутка времени; этот показатель обычно определяется при условии, что отказавший элемент не восстанавливается и не заменяется.

Безотказность автомобиля (агрегата или узла) изменяется во времени по мере изнашивания и накопления усталостных повреждений его элементов, поэтому характеристика безотказности автомобиля достоверна лишь для того возрастного периода эксплуатации, к которому она относится. Например, безотказность группы автомобилей на протяжении первых 40 тыс. км пробега может существенно отличаться от их безотказности в интервале пробега от 80 до 120 тыс. км, поэтому важным критерием является коэффициент стабильности безотказности автомобиля (агрегата или узла) — отношение значений показателей его безотказности за два выбранных для исследования периода времени при неизменных эксплуатационных условиях.

Показателями долговечности автомобиля, агрегата, узла, детали являются:

а) технический ресурс — пробег в км в данных условиях или число циклов нагружения при данном режиме до капи-

тального ремонта или замены либо между капитальными ремонтами (при зафиксированном объеме произведенных операций технического обслуживания и выполненных эксплуатационных ремонтов);

б) срок службы — календарная продолжительность эксплуатации до разрушения или другого предельного состояния (при зафиксированном объеме технического обслуживания и выполненных эксплуатационных ремонтов).

Следует различать полный технический ресурс — от начала до конца эксплуатации (невосстанавливаемых изделий) или до капитального ремонта (восстанавливаемых изделий); остаточный технический ресурс — от рассматриваемого момента до конца эксплуатации или до капитального ремонта; использованный технический ресурс — от начала эксплуатации или от начала работы после капитального ремонта до рассматриваемого момента времени; средний технический ресурс — среднее значение полного технического ресурса группы изделий; суммарный технический ресурс — общий пробег (км) или число циклов нагружения от начала эксплуатации до выбраковки (с учетом работы после ремонта).

Следует различать срок службы до первого (второго и т. д.) капитального ремонта; срок службы до первой разборки; суммарный срок службы изделия до его выбраковки (с учетом времени работы после ремонтов); средний срок службы — среднее значение срока службы группы изделий. Под предельным состоянием подразумевается, например, определенный уровень снижения экономичности эксплуатации автомобиля или его устарение, приводящее к нецелесообразности дальнейшего использования.

В отличие от первого варианта (1961 г.) терминологии по долговечности автомобилей [3], в которой термины срок службы и долговечность считались равнозначными, в единой терминологии 1964 г. предложено считать долговечность машины ее свойством, а срок службы (и технический ресурс) — показателем этого свойства. Такая трактовка в сущности не изменяет распространенной практики употребления обоих терминов как синонимов.

Обезличивание автомобилей и разнообразные изменения их свойств при ремонте делают особенно ценным показателем технический ресурс (и срок службы) основных деталей и агрегатов до первого капитального ремонта. Этот показатель характеризует долговечность агрегатов в том виде, в каком они были изготовлены на заводе, определяет период наибольшей надежной и рентабельной их работы. Технический ресурс и сроки службы между первым и вторым (и третьим и т. д.) ремонтами характеризуют главным образом качество ремонтов и в известной мере ремонтопригодность автомобиля.

Долговечность автомобилей, как и безотказность, является величиной статистической, наиболее четко характеризуемой кривой распределения отказов и соответственно сроков службы, ряд таких кривых приведен в литературе [3]. Достоверные характеристики безотказности и долговечности автомобилей (агрегатов, узлов, деталей) могут быть получены лишь на основе данных о достаточной большой группе изделий, поскольку неизбежное значительное рассеивание их долговечности влечет за собой варьирование сроков службы и времени возникновения большинства отказов. Статистическая трактовка понятия долговечности приводит к целесообразности применения по крайней мере двух статистических показателей: а) среднего технического ресурса или срока службы автомобилей (агрегатов, узлов, деталей) одной группы, эксплуатируемых в определенных условиях; б) гарантированного ресурса, т. е. технического ресурса, которым обладают не менее чем $\gamma\%$ эксплуатируемых изделий (величина γ является гарантированной вероятностью). Эти два показателя приобретают особое значение в связи с расширяющимся применением нормирования долговечности машин [4].

На рисунке приведена схема основных понятий при нормировании долговечности автомобилей (и других машин, а также их элементов), основанная на использовании кривой распределения долговечности. Вид этих кривых бывает весьма разнообразным, но в большинстве случаев соответствует схеме, данной на рисунке. В начальном периоде эксплуатации возможны учащенные выходы из строя, обусловленные дефектами изготовления и сборки, не замеченными заводским контролем; при высокой культуре производства и контроля начальный участок кривой остается пологим или сливается с осью абсцисс. По устранении дефектов показатели долговечности стабилизируются на более или менее длительный период, в течение которого существенных отказов, вызванных

разрушением, вообще нет за исключением аварийных случаев (штриховой линией обозначен участок кривой, который может отсутствовать в случае высокого качества изготовления и контроля в сочетании с безаварийной эксплуатацией). Далее начинается закономерное увеличение числа отказов в результате износа, усталости, коррозии и других видов разрушения деталей; в этой зоне большое практическое значение имеет гарантированный ресурс, которым обладает подавляющее большинство ($\gamma=85\text{--}95\%$) автомобилей (агрегатов, узлов, деталей). Следующий важный показатель, о котором

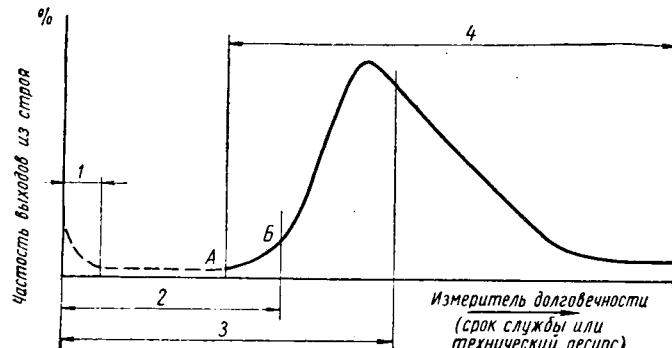


Схема основных понятий при нормировании долговечности:
1 — гарантийный срок эксплуатации; 2 — гарантированный технический ресурс (или срок службы), которого достигают 1% изделий; 3 — средний технический ресурс (или средний срок службы); 4 — широта распределения долговечности.

говорилось выше, — средняя долговечность изделий. Желательно нормировать также суммарный срок службы автомобилей, однако эта норма должна быть факультативной, поскольку целесообразные сроки описания зависят от конъюнктуры и от технического состояния автомобилей.

Поскольку многоократные эксплуатационные ремонты агрегатов отдаляют капитальный ремонт, то возникает необходимость при оценке долговечности учитывать объем промежуточных ремонтов и следует согласиться с предложением [5] об использовании в качестве показателя срока службы агрегата до первого существенного отказа. Таким показателем должен быть срок службы (или наработка, выраженная в км пробега) до первой разборки агрегата, так как, даже если разборка требуется для устранения незначительного дефекта, она является трудоемкой операцией и может быть квалифицирована как сложный отказ. И этот показатель, связанный с гарантированным ресурсом, целесообразно нормировать.

Представляет интерес также ненормируемый, но важный показатель — широта распределения долговечности, характеризующая диапазон ее рассеивания. Значение широты распределения долговечности определяется тем, что она существенно влияет на выбор запасов прочности детали: чем больше рассеивание, тем большим при прочих равных условиях должен быть запас прочности. Поскольку распределение долговечности агрегата (или узла) определяется сочетанием кривых распределения долговечности его элементов, большое рассеивание отказов долговечности деталей влечет за собой нежелательное увеличение широты распределения долговечности агрегата.

К увеличению рассеивания приводит ряд факторов, в частности сложная форма детали при наличии трудно контролируемых концентраторов напряжений, дефекты материала, нестабильность процессов плавки (литых деталей), механической и термической обработки, гальванических покрытий; строгий технологический контроль и повышение однородности изделий, как правило, существенно снижают рассеивание, однако устраниить его практически невозможно. При разрушении деталей от усталости под действием контактных напряжений (характерных, например, для подшипников качения и многих видов шестерен) рассеивание обычно бывает значительно большим, чем при разрушении от усталости при изгибе или кручении. Увеличение напряжений способствует снижению рассеивания, следовательно, режим испытаний или эксплуатации влияет на форму кривой распределения.

Особого рассмотрения заслуживает гарантийный срок эксплуатации, в течение которого завод-изготовитель несет материальную ответственность за неисправности изделия, выявившиеся у потребителей (при условии соблюдения ими пра-

вил эксплуатации). Гарантийный срок эксплуатации задается величиной пробега, т. е. долей технического ресурса, или календарной длительностью первого периода эксплуатации (т. е. долей срока службы). В связи с существующим на протяжении ряда лет смешением понятий гарантийного срока и долговечности, а также многократными попытками свести проблему повышения долговечности автомобилей и двигателей к задаче увеличения продолжительности гарантии, вопрос об ее значении и месте в общем комплексе показателей качества автомобилей требует исчерпывающего разъяснения.

Гарантийный срок является условной юридической границей материальной ответственности завода перед потребителями, ограничивая их право предъявления заводу рекламаций. В отличие от суммарного технического ресурса или суммарного срока службы автомобиля (агрегата или узла) и его технического ресурса или срока службы до капитального ремонта, гарантийный срок — величина не статистическая и должен быть обеспечен для каждого изделия данной модели. В конструктивно доведенных автомобилях в течение гарантийного срока могут выявляться лишь технологические дефекты, пропущенные заводским контролем. В автомобилях конструктивно недоведенных, иногда выявляются также недостатки конструкции или принятой технологии ее изготовления.

Гарантируемая в настоящее время величина пробега автомобиля в СССР обычно составляет от $1/6$ до $1/3$ его пробега до первого капитального ремонта и от $1/10$ до $1/15$ суммарного пробега. Опыт показывает, что, несмотря на условность величины гарантийного пробега, она имеет определенный технический смысл, отражая тщательность изготовления и сборки автомобиля, а также, в известной мере, степень отработанности конструкции и технологии ее производства. Однако удовлетворительная работа автомобиля (агрегата или узла) на протяжении гарантийного пробега, составляющая лишь некоторую долю технического ресурса, не может являться основанием для общей положительной оценки надежности и долговечности. Такая оценка может быть дана лишь на основе статистического анализа результатов длительной работы достаточно большой группы автомобилей в определенных условиях эксплуатации.

Материальная ответственность завода перед потребителями обусловлена точным соблюдением ими заводской инструкции по эксплуатации автомобиля (агрегата или узла). Чем дольше эксплуатировался автомобиль со временем его выпуска с завода и чем разнообразнее переменные условия эксплуатации автомобилей данной модели, тем меньше практическая возможность проверить правильность эксплуатации и определить истинную причину возникновения рекламированного дефекта; во многих случаях это оказывается невозможным, что весьма затрудняет существенное продление гарантийных сроков. Некоторые иностранные фирмы, увеличивая гарантийный пробег автомобилей, сочетают это мероприятие с введением обязательных периодических их осмотров специалистами фирмы на станциях обслуживания с отметкой в имеющемся у владельца паспорте; отсутствие отметки об осмотрах лишает потребителя права предъявления рекламаций. Предполагается, что периодические осмотры обеспечивают своевременное обнаружение и устранение недостатков обслуживания и эксплуатации. Поскольку зарубежные фирмы предусматривают в стоимости автомобиля затраты, связанные с риском получения рекламаций на протяжении гарантийного срока, его увеличение должно повлечь за собой повышение продажной цены [6].

Существуют примеры весьма значительного повышения гарантийных пробегов агрегатов автомобилей. Так, чехословацкий автомобильный дизель Шкода-706 имеет гарантийный пробег 150 тыс. км (при фактическом среднем пробеге до капитального ремонта около 240 тыс. км). Американская фирма Крайслер гарантировала пробег задних мостов легковых автомобилей 80 тыс. км (средний пробег таких мостов до капитального ремонта, вероятно, приближается к 200 тыс. км). Для двигателей грузовых автомобилей 1964 г. фирма Форд гарантировает 160 тыс. км пробега, 24 мес., или 3000 ч эксплуатации; на протяжении всего срока гарантии бесплатно заменяются дефектные детали, а на протяжении первой половины этого срока оплачивается также стоимость работ по замене (выполняемой представителями фирмы). Однако высокие гарантийные сроки пока представляют единичные явления и, как правило, относятся к отдельным агрегатам. Фирма Форд для грузового автомобиля в целом гарантировает 24 мес. или 38,4 тыс. км (24 тыс. миль); большинство

американских фирм для легковых автомобилей в целом дают гарантию на один год, ограниченную пробегом 19,2 тыс. км (12 тыс. миль); европейские фирмы предпочитают шестимесячную гарантию. Отмечают [6], что даже при таких сроках гарантий возникают споры о причинах появления дефектов и об ответственности за них, долгосрочные гарантии сопровождаются всякими оговорками, снижающими практическую ценность обязательств фирм.

При определении максимального гарантийного срока с учетом рассеивания долговечности автомобилей и их элементов рациональным пределом можно считать начало закономерных разрушений, характеризуемое приблизительно точкой А на кривой распределения долговечности (см. рисунок). Крайним пределом является точка Б, соответствующая гарантированному техническому ресурсу изделий. Мы полагаем, что в приведенных примерах назначения высоких гарантийных сроков критерием при их выборе служили именно точки А или Б статистических кривых распределения эксплуатационной долговечности агрегатов.

Чем стабильнее условия эксплуатации и чем выше ее культура, тем больше возможностей повышения гарантийного срока, причем во всех случаях рациональная его величина должна быть выбрана на основе статистической оценки технических ресурсов и сроков службы автомобиля (агрегата или узла) до осуществления ремонта (или до первой разборки) с учетом кривой распределения долговечности.

Следует упомянуть еще несколько терминов, связанных с понятием долговечности: норма долговечности — величина количественного показателя долговечности, установленная для автомобиля (агрегата, узла или детали) применительно к заданным условиям эксплуатации; срок службы до устарения модели — период времени от начала производства данной модели автомобиля (или агрегата) до возникновения целесообразности в ее замене из-за несоответствия новому уровню техники или новым требованиям потребителей; возрастной состав парка автомобилей — характеристика их распределения по группам давности выпуска; медианный срок службы автомобилей парка — срок службы, который выдерживает 50% автомобилей (остальные 50%, не достигая этого срока, списываются) средний возраст автомобилей парка — средняя давность выпуска автомобилей, находящихся в эксплуатации; амортизационный период — продолжительность эксплуатации или величина пробега автомобиля (либо агрегата), в течение которого затраты на его приобретение или капитальные ремонты возмещаются амортизационными отчислениями.

В определениях понятий большинства терминов по надежности и долговечности подчеркивается их связь с условиями эксплуатации. Причина заключается в огромном влиянии этих условий на безотказность, технический ресурс и сроки службы элементов автомобилей, поэтому четкая количественная и качественная характеристика условий работы автомобилей исследуемой группы необходима для правильной оценки их надежности и долговечности.

Предпосылки высокой надежности и долговечности закладываются при конструировании и изготовлении автомобиля; в эксплуатации заданный уровень надежности поддерживается с помощью технического обслуживания (т. е. комплекса работ, обеспечивающих работоспособность автомобиля и предупреждение преждевременных отказов). Затраты, имеющиеся за рубежом «стоимость надежности», являются предметом усиленного изучения и сравнительного анализа. Так, по данным [7], в США ежегодные затраты на техническое обслуживание автомобилей в сравнении с затратами на обслуживание других объектов характеризуются следующими цифрами (в % от стоимости приобретения оборудования):

Автомобили	3–11
Радио и телевидение	5–15
Бытовые электроустановки	10–15
Военное электронное оборудование	60–1000

Для оценки этих затрат рекомендуются два показателя: а) коэффициент затрат на техническое обслуживание — отношение суммарной стоимости технического обслуживания на протяжении срока службы автомобиля (агрегата) к начальной его стоимости;

б) удельные затраты на техническое обслуживание — стоимость технического обслуживания автомобиля (агрегата) на протяжении определенного периода эксплуатации, отнесенная к числу километров совершенного за это время пробега.

Долговечность автомобиля неразрывно связана с его весом и грузоподъемностью, в связи с чем было предложено [3] следующее определение: грузоподъемность автомобиля есть наибольшая величина груза, который автомобиль в снаряженном состоянии способен перевозить в данных (оговоренных) условиях эксплуатации, не требуя капитального ремонта основных агрегатов в течение заданного пробега. Снижение веса автомобиля, несогласованное с требованиями его долговечности, в дальнейшем приводит к учащению ремонтов и перерасходу запасных частей, в связи с чем достигнутая на заводе-изготовителе экономия может быть сведена на нет расходом материалов на восстановление работоспособности автомобиля в эксплуатации. Очевидно, что материалоемкость автомобиля (агрегата или узла) должна оцениваться по совокупности затрат материалов на его изготовление и эксплуатацию, в связи с чем рекомендуются к использованию следующие два термина: а) ремонтная материалоемкость — вес материалов (с учетом их номенклатуры), израсходованных на все виды ремонтов автомобиля (или агрегата) на протяжении суммарного срока его службы; б) удельная материалоемкость — сумма конструктивного веса и ремонтной материалоемкости автомобиля (или агрегата), отнесенная к 1000 км пробега или к году работы.

Ремонт в настоящее время является одной из важнейших проблем эксплуатации автомобилей. На протяжении ряда лет принято считать, что вопросы ремонта не касаются автомобильной промышленности за исключением области производства запасных частей, но такая позиция неверна. Неудовлетворительное качество ремонта автомобилей существенно снижает эффект от деятельности автомобильных заводов и уменьшает коэффициент использования парка автомобилей в связи с их простоями в ремонте. Оно снижает также выпуск автомобилей, поскольку значительная доля производственной мощности заводов направляется на изготовление запасных частей. Вместе с тем оно способствует учащению ремонтов по сравнению с необходимым их числом, а многократные низкокачественные ремонты приводят к форсированным износам деталей и снижают их долговечность. При этом уменьшаются суммарные сроки службы автомобилей и агрегатов. Имея в виду, что в ближайшее время внимание специалистов промышленности будет привлечено к вопросам ремонта автомобилей, рекомендуется использование следующих основных терминов в этой области.

Ремонт — комплекс работ, обеспечивающих обнаружение и устранение причин отказов, частичное или полное восстановление технического ресурса. Коэффициент восстановления технического ресурса — отношение технического ресурса отремонтированного автомобиля (или агрегата) к техническому ресурсу нового автомобиля. Коэффициент ремонтных затрат — отношение суммарной стоимости ремонтов автомобиля (или агрегата) на протяжении суммарного срока его службы к стоимости приобретения автомобиля (или агрегата). Удельные ремонтные затраты — стоимость ремонтов автомобиля (или агрегата) на протяжении определенного периода эксплуатации в данных условиях, отнесенная к 1000 км пробега.

Ремонтопригодность автомобиля (или агрегата) оценивается совокупностью коэффициентов восстановления технического ресурса, ремонтных затрат и затрат на техническое обслуживание или соответствующими удельными показателями, а также продолжительностью обнаружения и устранения неисправностей и отказов с учетом квалификации обслуживающего персонала, уровня технической оснащенности и системы организации ремонта. Комплекс этих показателей характеризует экономические аспекты восстановления работоспособности автомобиля в эксплуатации. В связи с этим может быть полезен термин период рентабельной эксплуатации — продолжительность эксплуатации автомобиля (суммарная — с учетом его восстановления при ремонтах) в данных условиях, ограниченная таким увеличением расходов на техническое обслуживание и ремонты, которое обуславливает нерентабельность дальнейшего использования автомобиля.

В заключение следует отметить, что в терминологии [1] рекомендуется оценивать общую надежность одним показателем — произведением вероятности безотказной работы на коэффициент технического использования (отношение суммарного срока службы изделия к сумме этого срока и времени, затраченного на ремонт и техническое обслуживание за весь период эксплуатации) или коэффициент готовности (отношение продолжительности безотказной работы изделия за

заданный период эксплуатации к сумме этой продолжительности и длительности ремонтов за тот же период). Для машиностроения мы полагаем эту рекомендацию в настоящее время неприемлемой, так как оно подменяет четкую количественную оценку безотказности, долговечности и ремонтопригодности туманным показателем, никогда до сего времени не применявшимся и позволяющим скрыть, например, один неприемлемый показатель за двумя хорошими. Мы полагаем единственно правильной практику оценки надежности по совокупности показателей трех определяющих ее свойств, относительное значение каждого из которых будет изменяться в зависимости от назначения и особенностей автомобиля.

Содержание настоящей статьи не исчерпывает всей номенклатуры терминов, которые встречаются в различных разделах проблемы надежности и долговечности, в связи с чем нужна дальнейшая работа в этой области. По мере накопления опыта применения терминов и их измерителей могут оказаться целесообразными отдельные уточнения, однако есть надежда, что основы предлагаемой системы терминов, приемлемые как для машиностроения, так и для радиоэлектроники,

останутся неизменными и могут быть приняты для соответствующей отраслевой нормали.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Надежность технических систем и изделий», Сб. № 67. Академия Наук СССР, Комитет технической терминологии. Стандартгиз, 1964.
2. «Теория надежности в области радиоэлектроники», Сб. № 60, Академия Наук СССР, Комитет технической терминологии, Изд-во АН СССР, 1962.
3. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. Машгиз, 1961.
4. Кугель Р. В. — «Вестник машиностроения», 1964, № 6.
5. Червонобродов П. Л. — «Автомобильная промышленность» 1964, № 4.
6. Rault L., Allard M. — «Ingenieurs de L'automobile», 1962, № 10.
7. Dertinger E. F. — «Ninth national symposium on reliability and quality control», Proceedings, 1963.

Конструирование исследования испытания

Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели двигателя ГАЗ-21А

Канд. техн. наук З. И. ЛЕЙБЗОН, канд. техн. наук М. Л. МИНКИН, п. Е. ДЕРЮГИН
НАМИ

В СВЯЗИ со значительным расширением использования двигателей в различных климатических условиях (в нашей стране автомобили, тракторы, тепловозы, дорожные и другие машины работают при температуре воздуха от -50° до $+50^{\circ}$ и в высокогорных районах на высоте до 5000 м) возросла необходимость корректирования эффективных показателей двигателей в зависимости от атмосферных условий.

ГОСТ 491-55 «Двигатели автотракторные. Методы стендовых испытаний» предусматривает приведение к стандартным атмосферным условиям только мощности карбюраторных двигателей, приведение удельного расхода топлива ГОСТом не предусмотрено.

В формуле приведения к стендовым атмосферным условиям учтено влияние на мощность двигателя только давления и температуры воздуха, влияние влажности воздуха не учитывается.

Для восполнения в какой-то мере перечисленных пробелов в НАМИ была проведена экспериментальная работа по выявлению влияния температуры и влажности воздуха на мощность и удельный расход топлива карбюраторного двигателя. Работа проводилась в специально оборудованной тропической камере на двигателе ГАЗ-21А. Влияние температуры и влажности воздуха на мощность и топливную экономичность двигателя изучалось раздельно.

При определении влияния температуры воздуха на эффективные показатели двигателя факторы, которые могут по-

влиять на его показатели, поддерживались на протяжении каждого опыта на постоянном уровне.

Изучение влияния влажности воздуха на впуске на мощность и экономичность двигателя проводилось по аналогичной методике. Колебания температуры воздуха на впуске на протяжении каждого опыта не превышали $\pm 0.3^{\circ}$.

Изменение эффективных показателей двигателей внутреннего сгорания в зависимости от атмосферных условий является результатом изменения целого комплекса параметров, определяющих рабочий процесс двигателя, между которыми существует весьма сложная взаимосвязь.

Изменение атмосферных условий приводит к изменению поступающего в цилиндры количества бензо-воздушной смеси, состава бензо-воздушной смеси, т. е. к изменению коэффициента избытка воздуха. Кроме того, в результате изменения атмосферных условий меняются начальные параметры бензо-воздушной смеси, т. е. температура и давление. Изменение параметров рабочего тела на впуске так же, как и веса заряда и коэффициента избытка воздуха, оказывает влияние на рабочий процесс двигателя. На рабочий процесс двигателя влияет также изменение удельной теплоемкости воздуха, периода индукции и других факторов. На рабочем процессе оказывается и количество влаги, поступающей в цилиндры, как результат изменения влажности воздуха.

Изменение перечисленных термодинамических факторов, естественно, влечет за собой изменение индикаторных, а сле-

довательно, и эффективных показателей двигателя. Степень влияния атмосферных условий на показатели двигателя в известной мере зависит от конструктивных особенностей двигателя.

Исследование влияния температуры воздуха на эффективные показатели двигателя ГАЗ-21А проводилось в диапазоне числа оборотов коленчатого вала от 1500 до 3500 об/мин. В связи с весьма тяжелыми условиями работы двигателя во время испытаний (по принятой методике двигатель работал при полном открытии дроссельной заслонки на каждом скоростном режиме 2—2,5 ч) исследование при 4000 об/мин не проводилось.

С повышением температуры воздуха на впуске при работе двигателя с полным открытием заслонки на всех скоростных режимах зафиксировано уменьшение крутящего момента, а

мощность двигателя уменьшился с 13,46 до 12,4 кгм, что составляет 7,9%, или 1,81% на каждые 10°, мощность понизилась с 65,8 до 60,5 л. с.

Практически такое же относительное изменение крутящего момента, а следовательно, и мощности происходило и на остальных скоростных режимах.

Наряду с ухудшением мощностных показателей двигателя при повышении температуры воздуха на впуске заметно повысился часовой расход топлива G_m .

Анализ формулы расхода топлива через карбюратор подтверждает полученный результат:

$$G_m = \mu_m F_{jk} \sqrt{2g \Delta p \gamma_m},$$

где μ_m — коэффициент расхода топлива;

F_{jk} — площадь сечения жиклера;

Δp — разрежение в жиклере;

γ_m — плотность топлива.

В этой формуле при изменении температуры меняются в основном две величины: коэффициент расхода и плотность топлива. Коэффициент расхода топлива сильно зависит от температуры, так как она влияет на вязкость топлива. При этом с повышением температуры вязкость топлива уменьшается, в результате чего коэффициент расхода возрастает. Плотность топлива с повышением температуры понижается.

Итак, повышение температуры топлива ведет к уменьшению расхода, поскольку уменьшается его плотность, но и влечет за собой увеличение коэффициента расхода. В итоге происходит увеличение расхода топлива, так как уменьшение плотности оказывается на расходе меньше, чем рост коэффициента расхода.

Повышение часового расхода топлива зафиксировано на всем диапазоне числа оборотов работы двигателя n .

В результате повышения температуры с 17 до 65° на режиме 2000 об/мин часовой расход топлива увеличился с 10,3 до 11,7 кг/ч, или на 13,6%. Исследование этого вопроса показало, что увеличение часового расхода топлива неодинаково на всех скоростных режимах; с увеличением числа оборотов коленчатого вала оно уменьшается. Так, на режиме 1500 об/мин увеличение часового расхода топлива ΔG_m при повышении температуры на каждые 10° составляет 3,8%, при 2000 об/мин 2,8%, при 2500 об/мин процент увеличения часового расхода уменьшился до 2,2, при 3000 об/мин он понизился до 1,3, а при 3500 об/мин составил около 1. Это, по-видимому, объясняется тем, что степень влияния температуры на коэффициент расхода зависит от скорости истечения, т. е. от скоростного режима двигателя; в данном случае с увеличением числа оборотов степень влияния температуры на коэффициент расхода уменьшается.

На скоростных режимах 3000 и 3500 об/мин увеличение часового расхода топлива при повышении его температуры наблюдалось только до 50—52°, в то время как при числе оборотов коленчатого вала в минуту ниже 3000 (2500, 2000 и 1500) увеличение часового расхода топлива зафиксировано и при температуре 60 и 65° (рис. 1, 2). По-видимому, это является следствием ограниченной пропускной способности главного жиклера при выбранном положении регулировочной иглы в связи с относительно большим на этих числах оборотов расходом топлива.

Увеличение часового расхода топлива, вызванное повышением температуры, не приводило к повышению мощности. Это было подтверждено результатами специально поставленных экспериментов (на двух скоростных режимах 2000 и 2500 об/мин), в которых при повышении температуры воздуха на впуске часовой расход топлива, благодаря поддержанию его температуры неизменной, оставался практически постоянным. Величина падения крутящего момента двигателя на обоих скоростных режимах была такой же, как и при увеличении расхода топлива (рис. 2).

Полученные результаты позволяют сделать практический вывод: регулировку карбюраторов необходимо корректировать в зависимости от температурных условий, в которых работают двигатели.

Дополнительным и весьма убедительным доводом в пользу сделанного вывода является значительное увеличение содержания в отработавших газах окиси углерода CO в связи с увеличением часового расхода топлива, вызванного повышением температуры. На режиме 2000 об/мин в результате повышения часового расхода топлива вследствие изменения температуры с 17 до 61° содержание окиси углерода в отра-

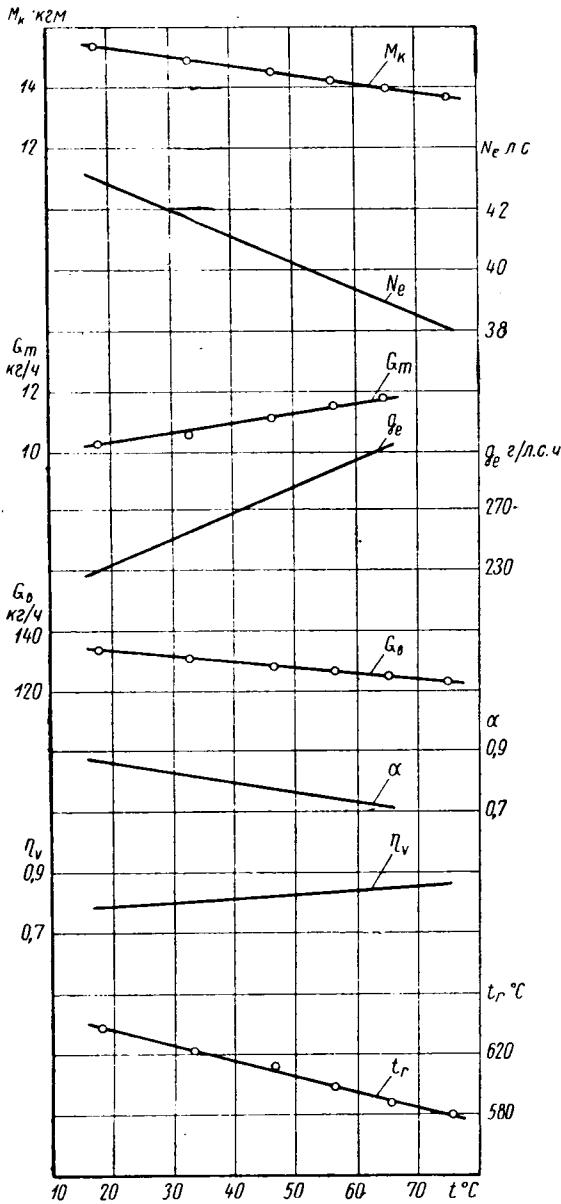


Рис. 1. Зависимость эффективных показателей двигателя ГАЗ-21А от температуры воздуха (полное открытие дроссельной заслонки; $n=2000$ об/мин, $B=730$ мм рт. ст.).

следовательно, и эффективной мощности двигателя. Так, на скоростном режиме 2000 об/мин в результате повышения температуры воздуха с 18,2 до 75,5° крутящий момент двигателя уменьшился с 15,4 до 13,63 кгм, или на 11,55%, что составляет 2,0% на каждые 10°. Мощность при этом уменьшилась с 43 до 38 л. с. (рис. 1). При повышении температуры воздуха с 21,2 до 64,8° на режиме 3500 об/мин крутящий мо-

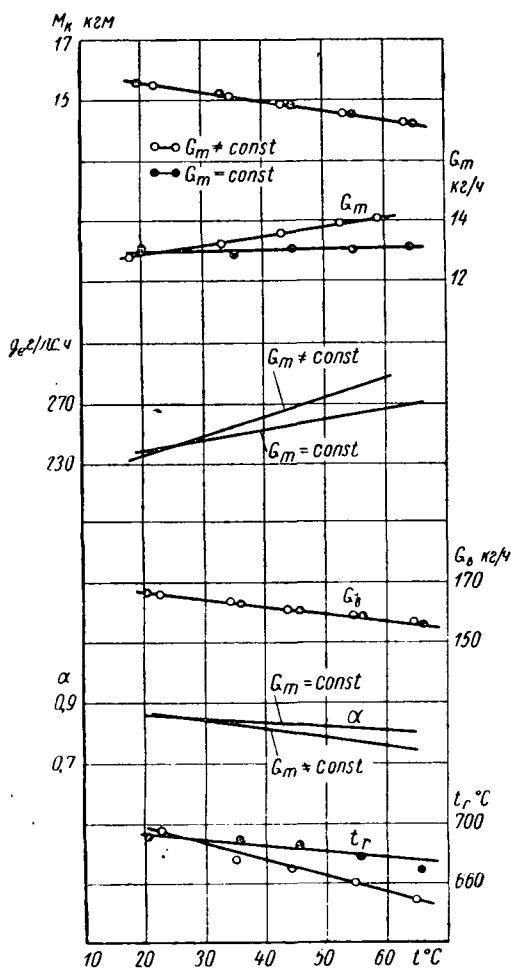


Рис. 2. Зависимость эффективных показателей двигателя ГАЗ-21А от температуры воздуха (полное открытие дроссельной заслонки; $n=2500$ об/мин).

богатых газах возросло с 4,9 до 10%, т. е. более чем в 2 раза (рис. 3). Содержание двуокиси углерода CO_2 соответственно уменьшилось. Столь значительное увеличение содержания угарного газа в отработавших газах совершенно недопустимо, особенно в связи с острой постановкой в настоящее время вопроса об уменьшении загрязнения воздушных бассейнов городов продуктами неполного сгорания, содержащихся в отработавших газах.

Падение мощности двигателя, с одной стороны, и увеличение часового расхода — с другой, привели к значительному переобогащению рабочей смеси и, как следствие, к повышению удельного расхода топлива g_e . Так, на режиме 1500 об/мин повышение температуры с 24 до 65° привело к увеличению удельного расхода топлива с 259 до 331 г/л.с.ч., или на 28%, что составляет 6,74% на каждые 10°. Процент увеличения удельного расхода топлива Δg_e при повышении температуры воздуха на каждые 10° с повышением скоростного режима уменьшился. На режиме 2000 об/мин он составил 5,55%, при 2500 об/мин 4,5%, при 3000 об/мин 3,2% и при 3500 об/мин 2,81%.

Если поддерживать часовой расход топлива неизменным, можно добиться менее значительного повышения удельного расхода топлива, не ухудшая при этом мощностных показателей двигателя. В этом случае, как показали результаты экспериментов, увеличение удельного расхода топлива при повышении температуры воздуха на каждые 10° составило вместо 5,55 и 4,5% только 3% (рис. 2).

Из приведенных экспериментальных данных следует, что при повышении температуры воздуха и работе двигателя ГАЗ-21А с полным открытием дроссельной заслонки понижается мощность, повышается удельный расход топлива. Кроме того, увеличивается содержание окси углерода в отработавших газах.

Полученные результаты позволяют сделать еще и другой практический вывод. Известно, что температура воздуха под капотом автомобилей выше температуры окружающей среды. Разница эта при положительной температуре окружающей среды достигает 40° и более. Поэтому во избежание значительной потери мощности и ухудшения экономичности необходимо, чтобы на автомобилях, на которых установлены двигатели ГАЗ-21А, при положительной температуре окружающей среды воздух поступал в цилиндры двигателя не из под капота, а из окружающей атмосферы.

Основной причиной, вызвавшей ухудшение мощностных показателей и экономичности двигателя с повышением температуры воздуха, явилось уменьшение коэффициента избытка воздуха α в результате уменьшения весового заряда цилиндров двигателя по воздуху G_a (рис. 1). Несмотря на то, что с повышением температуры воздуха происходило повышение коэффициента наполнения η_v благодаря уменьшению степени подогрева воздуха во впускном тракте, весовой заряд цилиндров все же уменьшался. Это является следствием уменьшения плотности воздуха, оказывающего превалирующее влияние на весовой заряд.

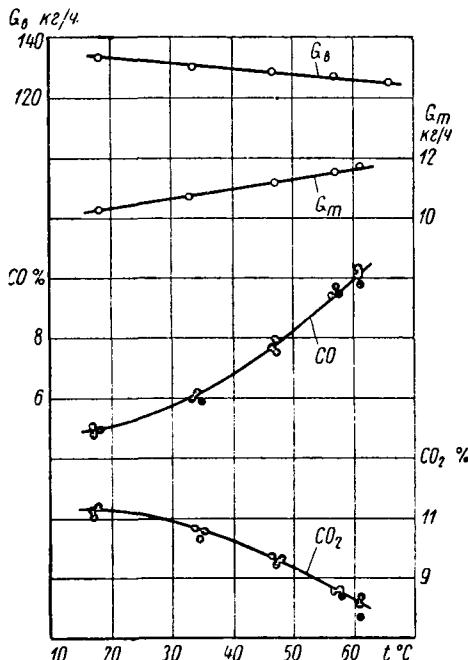


Рис. 3. Изменение состава отработавших газов двигателя ГАЗ-21А от температуры воздуха (полное открытие дроссельной заслонки; $n=2000$ об/мин).

На режиме 2000 об/мин из-за повышения температуры воздуха на впуске с 18,2 до 75,7° расход воздуха уменьшился с 134 до 122 кг/ч. В результате повышения температуры воздуха на впуске с 21,2 до 64,8° при 3500 об/мин расход воздуха уменьшился с 226,5 до 211,5 кг/ч. Такое же относительное изменение расхода воздуха зафиксировано и на остальных скоростных режимах.

Анализ экспериментальных данных по расходу воздуха показал, что изменение относительного веса (массы) заряда цилиндров (по воздуху) вследствие изменения температуры воздуха приблизительно обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени 0,54.

Коэффициент избытка уменьшался при повышении температуры еще и по другой причине: из-за увеличения часового расхода топлива. В этом случае он уменьшался более значительно (рис. 2). Так, если при 2500 об/мин, когда часовой расход топлива поддерживался неизменным, коэффициент избытка воздуха вследствие уменьшения часового расхода воздуха с 166 до 155 кг/ч из-за повышения температуры с 20,7 до 65,1° уменьшился с 0,85 до 0,8, то при увеличении расхода топлива на том же скоростном режиме в результате повышения температуры с 23 до 60° он уменьшился с 0,86 до 0,76.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха — обогащение газо-воздушной смеси — повлекло за собой уменьшение

средней температуры цикла и температуры отработавших газов t_r , на всем диапазоне чисел оборотов от 1500 до 3500 в минуту (рис. 1, 2).

Понижение средней температуры цикла не могло быть полностью компенсировано повышением температуры воздуха на впуске.

При числе оборотов 2000 в минуту в результате повышения температуры воздуха с 18,2 до 75,7° температура отработавших газов понизилась с 637* до 580°. При повышении температуры воздуха с 21 до 65° на скоростном режиме 3500 об/мин температура отработавших газов понизилась с 770 до 735°.

Характерным для всех скоростных режимов работы двигателя ГАЗ-21А является линейная зависимость эффективных показателей от температуры воздуха.

Количество воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, кроме температуры, зависит и от барометрического давления B , представляющего собой сумму парциальных давлений сухого воздуха и содержащегося в нем водяного пара. Следовательно, весовой заряд цилиндров двигателя в известной

водилось на всем диапазоне рабочих чисел оборотов коленчатого вала (от 1500 до 3500 об/мин) при полном открытии дроссельной заслонки и температуре воздуха 40°.

Результаты экспериментального исследования влияния влажности воздуха на мощность и экономичность двигателя показывают, что повышение относительной влажности воздуха при работе на всех скоростных режимах привело к заметному уменьшению крутящего момента, а следовательно, и мощности двигателя. Зависимость показателей двигателя от относительной влажности φ при 3500 об/мин показана на рис. 4. В результате повышения относительной влажности воздуха на впуске с 28 до 79% при работе на режиме 1500 об/мин крутящий момент двигателя уменьшился с 14,92 до 13,91 кгм, или на 6,8%, что составляет 1,33% на каждые 10% повышения относительной влажности. Эффективная мощность понизилась соответственно с 31,2 до 29,1 л. с. Повышение относительной влажности воздуха на впуске с 26 до 81% при 2000 об/мин привело к уменьшению крутящего момента с 15,0 до 14,2 кгм на 5,5%, или на 1% на каждые 10% повышения относительной влажности. С повышением числа оборотов коленчатого вала наблюдалось уменьшение степени влияния влажности воздуха на впуске: на скоростных режимах 2500, 3000, и 3500 об/мин понижение мощности двигателя при повышении относительной влажности на каждые 10% составило 0,86%. Следовательно, при повышении относительной влажности воздуха на каждые 10% при температуре воздуха 40° падение мощности и крутящего момента $\Delta M_{k\varphi}$ двигателя ГАЗ-21А в диапазоне чисел оборотов 2000—3500 в минуту в среднем составляет 0,9% (рис. 5).

Уменьшение мощности двигателя при неизменном для каждого скоростного режима часовом расходе топлива привело к соответствующему увеличению удельного расхода топлива. Повышение относительной влажности воздуха на впуске с 28 до 79% при 1500 об/мин вызвало увеличение удельного расхода топлива с 264 до 284 г/л.с.ч., что составляет 7,6%, или 1,5% на каждые 10% увеличения относительной влажности. На скоростных режимах 2000, 2500, 3000 и 3500 об/мин эта величина соответственно составила 1,0; 0,92; 0,95 и 0,88%. Для чисел оборотов 2000—3500 в минуту она с достаточной для практики точностью может быть осреднена и принята равной 0,95%.

Таким образом, в результате увеличения относительной влажности воздуха на впуске у двигателя ГАЗ-21А понижается мощность и увеличивается удельный расход топлива.

Ухудшение мощностных показателей и топливной экономичности двигателя при повышении относительной влажности воздуха явилось результатом уменьшения коэффициента избытка воздуха, вызванного уменьшением количества сухих

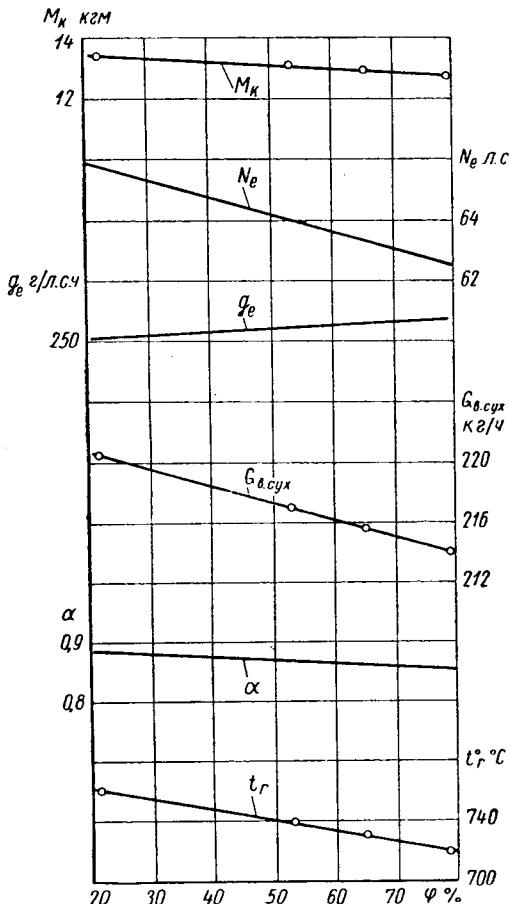


Рис. 4. Зависимость эффективных показателей двигателя ГАЗ-21А от относительной влажности воздуха (полное открытие дроссельной заслонки, $n=3500$ об/мин; $B=741,5$ мм рт. ст.).

степени зависит и от количества водяного пара, находящегося в воздухе, т. е. от влажности воздуха. Если учесть, что влажность воздуха изменяется в широких пределах и вследствие этого давление водяного пара, содержащегося в воздухе, часто достигает 5% и более от общего барометрического давления, то совершенно очевидно, что изменение влажности воздуха заметно сказывается на показателях работы двигателя.

Экспериментальное исследование влияния влажности воздуха на мощность и экономичность двигателя ГАЗ-21А про-

* Каждая нанесенная на кривую точка представляет собой среднюю температуру отработавших газов по показаниям термопар всех цилиндров, измеренную на протяжении 3 мин.

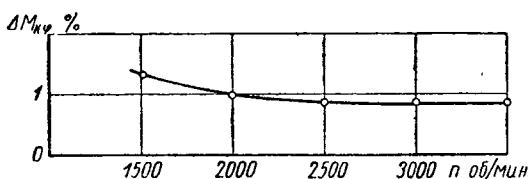


Рис. 5. Зависимость величины уменьшения крутящего момента двигателя ГАЗ-21А при повышении относительной влажности воздуха на каждые 10% от скоростного режима (полное открытие дроссельной заслонки).

го воздуха в заряде цилиндров. Весовое количество влагогенного воздуха при определенном скоростном режиме и неизменной температуре с повышением влажности воздуха на впуске практически не изменяется. Но при повышении влажности воздуха количество сухого воздуха в заряде цилиндров уменьшается за счет увеличения содержания во влажном воздухе водяного пара. Следовательно, весовой заряд цилиндров двигателя с повышением влажности уменьшается.

В результате повышения относительной влажности воздуха на впуске с 21 до 79% на скоростном режиме 3500 об/мин количество сухого воздуха $G_{в.сух}$ в весовом заряде уменьшилось с 220,4 до 213,9 кг/ч, а коэффициент избытка воздуха — с 0,883 до 0,858. То же происходило при работе двигателя на других скоростных режимах.

На всех скоростных режимах при повышении влажности воздуха на впуске понизилась температура отработавших газов. В результате повышения влажности воздуха с 21 до

79% при 3500 об/мин температура отработавших газов понизилась с 761 до 720°.

Понижение температуры отработавших газов можно объяснить еще некоторым понижением средней температуры цикла вследствие того, что теплоемкость водяного пара выше теплоемкости воздуха.

Выводы

1. Температура воздуха на впуске оказывает существенное влияние на мощностные показатели и топливную экономичность карбюраторного двигателя.

Повышение температуры воздуха вызывает уменьшение мощности и увеличение часового и удельного расхода топлива. Поэтому необходимо приводить к стандартным атмосферным условиям не только мощность, но и удельный расход топлива.

Кроме ухудшения эффективных показателей двигателя в результате повышения температуры воздуха, резко увеличивается содержание оксида углерода в отработавших газах.

2. Во избежание увеличения расхода топлива и содержания оксида углерода в отработавших газах при повышении температуры воздуха необходимо производить корректирование регулировки карбюратора в зависимости от температурных условий работы двигателя.

3. Для избежания потери мощности и ухудшения эксплуатационных качеств автомобилей необходимо обеспечить поступление воздуха в двигатель (при положительной температуре окружающего воздуха) из атмосферы, а не из-под капота автомобиля.

4. Влажность воздуха на впуске также оказывает существенное влияние на мощностные показатели и топливную экономическость двигателя, что указывает на необходимость учета влажности воздуха при приведении мощности и удельного расхода топлива к стандартным атмосферным условиям.

Полученные результаты позволяют корректировать мощность и удельный расход топлива двигателя ГАЗ-21А по температуре и влажности воздуха.

УДК 629.113.001.5

Об аналитическом методе определения времени и пути разгона автомобиля

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ

Львовский политехнический институт

ВАЖНЫМИ параметрами, характеризующими тягово-скоростные качества автомобиля, являются время и путь разгона. Поэтому понятен интерес, который проявляется к разработке аналитического метода определения этих параметров. Один из возможных методов был предложен Н. А. Забавниковым [1].

Рассмотрим несколько иной метод, разрешающий получить зависимости, связывающие время и путь разгона со всеми влияющими на них факторами, и дающий хорошие результаты при практическом использовании.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону

$$N_j = \eta_n N_{ep} - (N_f + N_w),$$

где N_{ep} — реализуемая мощность двигателя в л. с.; N_f и N_w — мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления качению и сопротивления воздуха, в л. с.;

η_n — механический к. п. д. трансмиссии.

Выражая N_{ep} через $N_{e\max}$, получим

$$N_j = \eta_n \lambda N_{e\max} - (N_f + N_w), \quad (1)$$

где $\lambda = \frac{N_{ep}}{N_{e\max}}$ — коэффициент использования мощности двигателя.

Предположим, что при разгоне автомобиля на данной передаче скорость возрастает от v_1 до v_2 (рис. 1 и 2). Тогда средняя мощность, затрачиваемая на разгон,

$$N_{jcp} = \eta_n N_{epcp} - (N_{fcp} + N_{wcp}), \quad (2)$$

где N_{epcp} , N_{fcp} и N_{wcp} — среднее значение N_{ep} , N_f и N_w в интервале v_1 — v_2 .

Принимая условно кривую $t_p(v)$ за прямую в рассматриваемом интервале скоростей, т. е. предполагая, что автомобиль движется с постоянным ускорением, величина которого определяется значением N_{jcp} , получим

$$N_{jcp} = \frac{\delta G_a}{270g} \cdot \frac{v_2 + v_1}{2} \cdot \frac{v_2 - v_1}{t_p} = \frac{\delta G_a (v_2^2 - v_1^2)}{19050 t_p},$$

где G_a — вес автомобиля в кг;

δ — коэффициент учета инерции вращающихся масс; g — ускорение силы тяжести в м/сек².

Подставляя значение N_{jcp} в равенство (2) и решая относительно t_p , имеем

$$t_p = \frac{\delta G_a (v_2^2 - v_1^2)}{19050 [\eta_n N_{epcp} - (N_{fcp} + N_{wcp})]}, \quad (3)$$

где t_p — время разгона от скорости v_1 до скорости v_2 .

Определим значения N_{epcp} , N_{wcp} и N_{fcp} .

Если обозначить числа оборотов вала двигателя, соответствующие скоростям v_1 и v_2 , через n_1 и n_2 ,

$$N_{epcp} = \frac{\int\limits_{n_1}^{n_2} N_e(n) dn}{n_2 - n_1}. \quad (4)$$

Для определения N_{epcp} необходимо иметь уравнение кривой $N_e(n)$. Известно, что строгой аналитической зависимости, связывающей мощность, развиваемую двигателем при полной по-

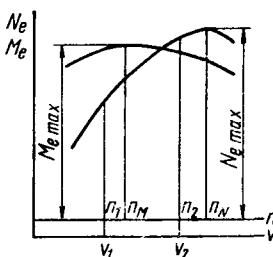


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя.

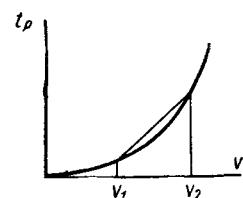


Рис. 2. Зависимость времени разгона автомобиля от скорости.

дце топлива, с числом оборотов, нет. Поэтому для построения кривой $N_e(n)$ используются эмпирические зависимости, базирующиеся на координатах одной или двух точек этой кривой, приводимых в технических характеристиках двигателей.

Некоторые авторы [2], [3] считают, что кривая $N_e(n)$ поршневого двигателя внутреннего сгорания с достаточной точностью описывается формулой

$$N_e = N_{e \max} \left[a \frac{n}{n_N} + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right]. \quad (5)$$

Проведенный нами анализ большого числа характеристик карбюраторных двигателей и дизелей показал, что расчетные кривые $N_e(n)$ достаточно хорошо совпадают с экспериментальными, если выполняются следующие условия: при $n=n_N$, $N_e=N_{e \max}$; при $n=n_m$, $M_e=M_{e \max}$ и $\frac{dM_e}{dn}=0$. Для выполнения этих условий коэффициенты a , b и c должны определяться из следующих выражений:

$$\begin{aligned} a &= \frac{s^2 - m(2s - 1)}{s^2 - 2s + 1}; \\ b &= \frac{2s(m - 1)}{s^2 - 2s + 1}; \\ c &= \frac{m - 1}{s^2 - 2s + 1}, \end{aligned}$$

$$\text{где } s = \frac{n_M}{n_N};$$

$m = \frac{M_{e \max}}{M_N}$ — коэффициент приспособляемости двигателя.

С учетом равенств (4) и (5) имеем

$$N_{epcp} = N_{e \max} \left\{ \frac{1}{12q^3} [(q^2 + q^3)(6a\beta + 4b\beta^2 - 3c\beta^3) + \right. \\ \left. + q(4b\beta^2 - 3c\beta^3) - 3c\beta^3] \right\},$$

где

$$\beta = \frac{n_2}{n_N}; \quad q = \frac{n_2}{n_1}.$$

Выражение, стоящее в фигурных скобках, представляет собой средний коэффициент использования мощности двигателя λ_{cp} . Поэтому

$$\lambda_{cp} = \frac{1}{12q^3} [(q^2 + q^3)(6a\beta + 4b\beta^2 - 3c\beta^3) + \right. \\ \left. + q(4b\beta^2 - 3c\beta^3) - 3c\beta^3] \quad (6)$$

и

$$N_{epcp} = \lambda_{cp} N_{e \max}. \quad (7)$$

Средняя мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха,

$$N_{wcp} = \frac{kF \int_{v_1}^{v_2} v^3 dv}{3500(v_2 - v_1)} = \frac{kF(v_2^2 + v_1^2)(v_2 + v_1)}{14000}, \quad (8)$$

где k — коэффициент сопротивления воздуха в $\text{кгсек}^2\text{м}^{-4}$;

F — площадь лобового сопротивления в м^2 .

Средняя мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению,

$$N_{fc} = \frac{G_a \int_{v_1}^{v_2} fv dv}{270(v_2 - v_1)}.$$

Для определения N_{fc} необходимо знать зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости. При увеличении скорости движения автомобиля по дороге с твердым покрытием коэффициент сопротивления качению сначала остается примерно постоянным, а затем, после достижения некоторой критической скорости, начинает расти. При прочих равных условиях критическая скорость тем больше, чем выше давление воздуха в шинах.

Максимальная скорость грузовых автомобилей и автобусов редко превышает 90 $\text{км}/\text{ч}$, а давления воздуха в шинах сравнительно высокие (3—5 $\text{кг}/\text{см}^2$). Поэтому при движении автомобилей этих типов по дорогам с цементобетонным и асфальтобетонным покрытием можно принимать, что коэффициент сопротивления качению не зависит от скорости.

Легковые автомобили имеют шины низкого давления, вследствие чего, начиная со скорости 50 $\text{км}/\text{ч}$, наблюдается заметное увеличение f при возрастании v . Г. В. Зимелев [4] и Д. П. Великанов [5] рекомендуют при $v > 50 \text{ км}/\text{ч}$ определять коэффициент сопротивления качению по формуле

$$f = f_0 [1 + 0,01(v - 50)],$$

где f_0 — коэффициент сопротивления качению при $v \leq 50 \text{ км}/\text{ч}$, который может быть принят равным 0,0165.

В соответствии с этим формулы для определения N_{fc} могут быть записаны в следующем виде: грузовые автомобили, автобусы, легковые автомобили при $v_2 \leq 50 \text{ км}/\text{ч}$

$$N_{fc} = \frac{f_0 G_a (v_2 + v_1)}{540}; \quad (9')$$

легковые автомобили при $v_1 < 50 \text{ км}/\text{ч}$ и $v_2 > 50 \text{ км}/\text{ч}$

$$N_{fc} = \frac{f_0 G_a}{270} \left[\frac{v_2 + v_1}{2} + \frac{v_2^3 - 75v_2^2 + 62500}{300(v_2 - v_1)} \right]; \quad (9'')$$

легковые автомобили при $v_1 > 50 \text{ км}/\text{ч}$

$$N_{fc} = \frac{f_0 G_a}{270} \left[\frac{v_2 + v_1}{4} + \frac{v_2^2 + v_2 v_1 + v_1^2}{300} \right]. \quad (9''')$$

Подставляя значения N_{epcp} , N_{fc} и N_{wcp} в уравнение (3), можно получить три формулы для определения времени разгона. В частности, при определении N_{fc} по формуле (9') получим

$$t_p = \frac{\delta(v_2^2 - v_1^2)}{19050 \left\{ \frac{\eta_m \lambda_{cp} N_{e \max}}{1000} - \left[\frac{f_0}{270} + \frac{kF}{7000 G_a} (v_2^2 + v_1^2) \right] \times \right.} \\ \left. \times \frac{\delta(v_2^2 - v_1^2)}{2} \times \frac{(v_2 + v_1)}{2} \right\}, \quad (10)$$

где $N_{e \max} = \frac{N_{e \max}}{G_a}$ — удельная мощность автомобиля в л.с./т.

Формула (10) отражает влияние большого числа факторов на время, а следовательно, и путь разгона автомобиля. Из этой формулы следует, что при прочих равных условиях время разгона определяется как удельной мощностью автомобиля, так и средним коэффициентом использования мощности. Величина этого коэффициента зависит от характера протекания кривой $N_e(n)$, числа ступеней в коробке передач и закона распределения передаточных чисел.

Важно отметить, что для повышения точности определения t_p необходимо пользоваться эксплуатационными внешними скоростными характеристиками, т. е. определять N_{fc} с учетом затрат и потерь мощности при оснащении двигателя всеми вспомогательными агрегатами и устройствами.

Желательно также иметь возможность учитывать динамические свойства двигателя.

При линеаризации кривой $t_p(v)$ и определении пути разгона по формуле

$$s_p = \frac{v_2 + v_1}{7,2} t_p \quad (11)$$

допускается ошибка, величина которой зависит от интервала $v_1 - v_2$.

Для построения кривых $t_p(v)$ и $s_p(v)$ весь диапазон изменения скорости автомобиля обычно разбивается на пять-шесть интервалов. При таком количестве интервалов ошибка при определении s_p по формуле (11) не превышает 2%.

Если рассматривается разгон с переключением передач, то необходимо определить скорость автомобиля и соответствующее ей число оборотов вала двигателя, при которых целесообразен переход на смежную высшую передачу.

Предположим, что автомобиль разгоняется на m -й передаче. Время и путь разгона будут наименьшими, если переход на $m+1$ -ю передачу будет осуществлен при скорости v_m (рис. 3),

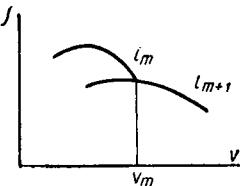


Рис. 3. Зависимость ускорения автомобиля от скорости на m -й и $m+1$ -й передачах.

т. е. в момент, когда ускорения на рассматриваемых передачах равны. Из этого условия имеем

$$\frac{1}{\delta_m} [N_{epm} - (N_f + N_w)_m] = \frac{1}{\delta_{m+1}} [N_{epm+1} - (N_f + N_w)_m], \quad (12)$$

где N_{epm} , N_{epm+1} — реализуемые мощности двигателя при движении автомобиля со скоростью v_m на m -й и $m+1$ -й передачах; $(N_f + N_w)_m$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению и сопротивления воздуха при $v=v_m$.

На m -й передаче скорости v_m соответствует число оборотов n_m . С учетом этого N_{epm} , N_{epm+1} и $(N_f + N_w)_m$ определяются из выражений:

$$N_{epm} = N_e \max \left(a \beta_m + b \beta_m^2 - c \beta_m^3 \right); \quad (13)$$

$$N_{epm+1} = N_e \max \left[a \beta_m \frac{i_{m+1}}{i_m} + b \beta_m^2 \left(\frac{i_{m+1}}{i_m} \right)^2 - c \beta_m^3 \left(\frac{i_{m+1}}{i_m} \right)^3 \right]; \quad (14)$$

$$(N_f + N_w)_m = \frac{f G_a \beta_m n_N}{270 \eta_{nm}} + \frac{k F \beta_m^3 n_N^3}{3500 \eta_{nm}^3}, \quad (15)$$

где $\beta_m = \frac{n_m}{n_N}$;

i_m и i_{m+1} — передаточные числа коробки передач на m -й и $m+1$ -й передачах;

$\eta_{nm} = \frac{i_m i_0}{0,377 r_k}$ — коэффициент оборотности двигателя на m -й передаче.

Подставляя значения N_{epm} , N_{epm+1} и $(N_f + N_w)_m$ из уравнений (13), (14) и (15) в выражение (12) и произведя несложные преобразования, получим

$$\beta_m^2 - A \beta_m - B = 0, \quad (16)$$

где

$$A = \frac{b \left[\delta_{m+1} - \delta_m \left(\frac{i_{m+1}}{i_m} \right)^2 \right]}{c \left[\delta_{m+1} - \delta_m \left(\frac{i_{m+1}}{i_m} \right)^3 \right] - (\delta_{m+1} - \delta_m) \frac{k F n_N^3}{3500 \eta_{nm} \eta_{e max}^3 N_e max}};$$

$$B = \frac{a \left(\delta_{m+1} - \delta_m \frac{i_{m+1}}{i_m} \right) - (\delta_{m+1} - \delta_m) \frac{f G_a n_N}{270 \eta_{nm} \eta_{e max} N_e max}}{c \left[\delta_{m+1} - \delta_m \left(\frac{i_{m+1}}{i_m} \right)^3 \right] - (\delta_{m+1} - \delta_m) \frac{k F n_N^3}{3500 \eta_{nm} \eta_{e max}^3 N_e max}}.$$

Уравнение (16) разрешает определить β_m , а следовательно, и n_m .

Двигатели грузовых автомобилей и автобусов обычно имеют однорежимные регуляторы, ограничивающие максимальное число оборотов значением $n_p = (0,8-1)n_N$. В большинстве случаев на всех передачах, кроме первой, $n_p < n_m$, вследствие чего необходимость в решении уравнения (16) отпадает и можно считать, что разгон на каждой передаче осуществляется до скорости, соответствующей n_p .

Двигатели легковых автомобилей регулятора не имеют. Поэтому при строгом решении задачи нецелесообразно определять значение n_m . Если $n_m < n_N$, то время разгона на данной передаче определяется до скорости, соответствующей n_p . При $n_m > n_N$ следует принимать, что на данной передаче автомобиль разгоняется до скорости, соответствующей n_p .

Определение времени и пути разгона и построение соответствующих кривых производятся в следующий последовательности:

1. Вычисляются коэффициенты a , b и c , входящие в формулу (6), и оцениваются значения $N_{e max}$, η_m , k , F , δ и r_k .

2. По формуле (6) для каждой передачи определяются значения λ_{cp} , а по формулам (10) и (11) — время и путь разгона.

При оценке разгонных качеств автомобиля на высшей передаче необходимо:

1. Установить диапазон изменения скорости автомобиля и разбить его на несколько интервалов.

2. Для каждого интервала определить λ_{cp} и вычислить t_p и s_p .

Применение изложенного метода для решения конкретных задач рассмотрим на примере автомобиля ЗИЛ-130, параметры которого приводятся ниже.

Полный вес G_a в кг	8525
Радиус качения колеса r_k в м	0,48
Коэффициент сопротивления воздуха в $\text{кгс}\cdot\text{м}^{-4}$	0,06
Максимальная мощность двигателя N_e макс в л. с	150
Число оборотов вала двигателя, соответствующее максимальной мощности n_N , в минуту	3200
Максимальный крутящий момент M_e макс в кгм	41
Число оборотов вала двигателя, соответствующее максимальному крутящему моменту M_e , в минуту	1700
Число оборотов, на которое установлен ограничитель n_p в минуту	3000
Передаточное число главной передачи i_0	6,45
Передаточные числа коробки передач:	
I	7,44
II	4,1
III	2,29
IV	1,47
V	1
Механический к. п. д. трансмиссии η_t	0,85
Момент инерции маховика двигателя в $\text{кгм} \cdot \text{сек}^2$	0,11
Сумма моментов инерции колес в $\text{кгм} \cdot \text{сек}^2$	7,64
Площадь лобового сопротивления F в м^2	3,8

Так как для двигателя ЗИЛ-130 $m = \frac{M_e \text{ макс}}{M_N} = 1,22$ и

$$s = \frac{n_M}{n_N} = 0,532, \quad \text{то } a=0,935, b=1,065 \text{ и } c=1.$$

Расчетные значения остальных параметров для случая разгона автомобиля на горизонтальной асфальтированной дороге ($f=0,0165$) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры	Передачи			
	II	III	IV	V
$n_1 - n_2$	800—3000	1680—3000	1920—3000	2040—3000
$\beta = \frac{n_2}{n_N}$	0,938	0,938	0,938	0,938
$q = \frac{n_2}{n_1}$	3,76	1,79	1,56	1,47
$v_1 - v_2$	5,5—20,5	20,5—36,6	36,6—57	57—84
λ_{cp} по формуле (6)	0,69	0,846	0,875	0,898
δ	1,37	1,14	1,08	1,058
t_p по формуле (10) в сек	2,9	5,2	11,1	30
s_p по формуле (11) в м	10,5	41	144	590

Данные, приведенные в табл. 2, разрешают оценить разгонные качества автомобиля на высшей (прямой) передаче.

Таблица 2

Параметры	$v_1 - v_2$ в км/ч		
	30—45	30—60	30—75
$n_1 - n_2$	1070—1600	1070—2140	1070—2680
$\beta = \frac{n_2}{nN}$	0,5	0,67	0,84
$q = \frac{n_2}{n_1}$	1,5	2	2,5
λ_{cp}	0,502	0,609	0,7
δ	1,058	1,058	1,058
t_p в сек	13	27,3	44
s_p в м	135	342	643

Выводы

- Предложен аналитический метод определения времени разгона автомобиля.
- Полученные зависимости разрешают оценить влияние различных факторов на разгонные качества автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

- Забавников Н. А. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 6.
- Лейдерман С. Р. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1948, № 9.
- Яковлев Н. А. и Диваков Н. В. Теория автомобиля. Машгиз, 1962.
- Зимлев Г. В. Теория автомобиля. Машгиз, 1959.
- Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобилей. Автотрансиздат, 1962.

УДК 629.11.012.3.001.24

Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода

Канд. техн. наук И. К. ПЧЕЛИН, д-р техн. наук А. А. ХАЧАТУРОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

ПРИ теоретических исследованиях устойчивости и управляемости автомобиля, поперечных колебаний (виляний) автомобильных прицепов и других аналогичных проблем наиболее сложно вводить в расчет характеристики взаимодействия колеса с дорогой. Выбор этих характеристик и их определение представляют собой важную задачу, попыткам решения которой посвящены многочисленные теоретические и экспериментальные работы ([1]—[7] и др.).

В экспериментальных работах определяются главным образом реактивные силы, действующие на колеса со стороны дороги, и строятся зависимости этих сил от обобщенных координат и скоростей колеса или их линейных комбинаций (например, угла бокового увода). До последнего времени такие эксперименты в основном проводились «статически» — при установленном угле качения колеса (с постоянным углом увода).

Теоретические работы по определению характеристик взаимодействия колеса с дорогой можно разделить на две группы. К первой группе, наиболее распространенной, относятся работы, в которых связи колеса с дорогой считаются геометрическими, а реакции дороги принимаются функциями обобщенных координат и скоростей, причем вид и значения этих функций определяются экспериментально ([2], [3], [7] и др.). Ко второй группе относятся работы, в которых характеристики взаимодействия колеса с дорогой выражаются уравнениями кинематических (неголономных) связей, а реакции дороги выражаются линейными функциями обобщенных координат и скоростей [1], [4], [5]. В работах этой группы дается более точное рассмотрение качения колеса с эластичной шиной.

При теоретических исследованиях устойчивости и управляемости автомобиля и автопоезда обычно используют результаты работ первой группы, причем вид и значения функций, выражающих реакции дороги, принимают, исходя из статических экспериментов. Чаще всего реакции дороги принимают линейными функциями угла бокового увода. Это вызвано стремлением получить аналитическое решение уравнений, описывающих движение исследуемой системы, хотя приближенность такого решения отчетливо всем осознается, и трудностью проведения динамических исследований процесса качения колеса.

Проведенные в последнее время эксперименты по определению характеристик динамического взаимодействия колеса с дорогой (при неустановившемся боковом уводе) [7] выявили существенное отличие между динамическими и статическими зависимостями боковых реакций дороги от угла увода. На рис. 1,

например, приведены графики зависимостей динамических боковых реакций Y_θ и статических Y от угла бокового увода δ , построенные по данным работы Д. А. Антонова [7]. Как видно

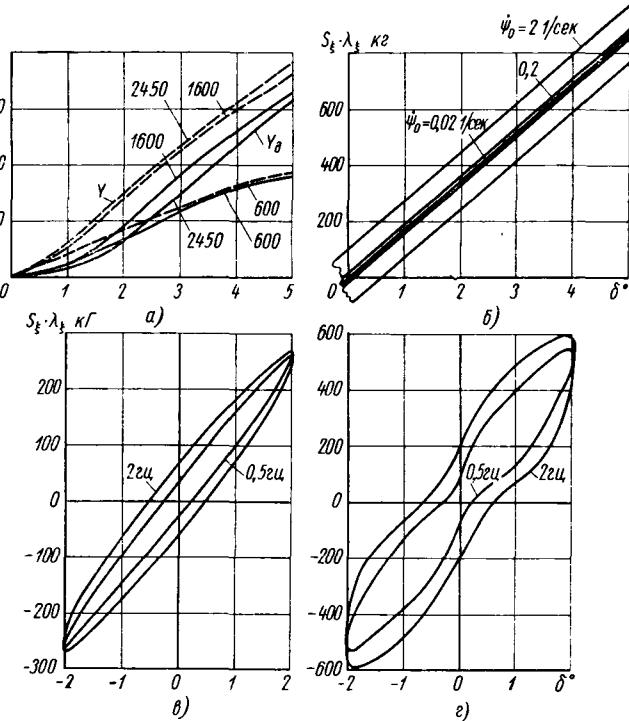


Рис. 1. Экспериментальные статические (Y) и динамические Y_θ зависимости боковых реакций от угла бокового увода при изменении угла с постоянной скоростью (а); расчетные динамические зависимости Y_θ (б) при изменении угла с постоянной скоростью (б) по закону синуса (в) и изменении угла по закону синуса при переменном a (г).

из графиков, отличия зависимостей весьма существенны. Кроме того, динамические зависимости в отличие от статических должны иметь петлю гистерезиса.

Эти результаты, а также возникшая необходимость более точного описания движения автомобиля привели к пересмотру возможности теоретического описания взаимодействия колеса с дорогой.

Первый путь описания — геометрические связи и экспериментальные зависимости динамических реакций от угла бокового увода — здесь оказывается непригодным, так как экспериментальное определение динамических реакций является очень трудной задачей и при этом получаются чрезвычайно сложные и разнообразные законы изменения динамических реакций, существенно зависящие от режимов движения. Второй путь — кинематические связи — здесь оказывается весьма эффективным.

Кинематические уравнения связей, наложенных на катящееся без скольжения колесо с эластичной шиной, были впервые получены академиком М. В. Келдышем [1] и использованы им при исследовании поперечных колебаний трехколесного шасси самолета. В дальнейшем И. И. Метелициным [4] были составлены уравнения кинематических связей с учетом нескольких отличных предпосылок. М. И. Еспировым [5] уточнены уравнения М. В. Келдыша и И. И. Метелицина. Никаких, однако, приложений этих уравнений к исследованию устойчивости автомобиля дано не было. Кроме того, в уравнениях остались неопределенными некоторые коэффициенты, для определения которых требовались специальные эксперименты.

Указанные обстоятельства, а также повышение общего порядка системы дифференциальных уравнений движения автомобиля при применении уравнений связи, приводящие к непреодолимым математическим затруднениям при их решении, задержали дальнейшее развитие и применение этой теории, хотя ее плодотворность хорошо понималась [6]. Накопленный к настоящему времени опыт решения задач устойчивости автомобиля и использование аналоговых математических машин (АММ) открывает на этом пути новые возможности и позволяет сократить объем экспериментальных исследований для определения неизвестных коэффициентов входящих в уравнения связей.

Условие качения колеса с эластичной шиной без проскальзывания, согласно И. И. Метелицину, выражается следующими уравнениями:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{v}_k = 0; \\ \bar{\omega}_0 = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где \bar{v}_k — скорость центра площадки контакта колеса с дорогой относительно дороги;

$\bar{\omega}_0$ — угловая скорость площадки контакта шины в плоскости дороги относительно дороги.

На рис. 2, а изображена средняя плоскость диска колеса, проходящая через плоскость симметрии шины, и площадка контакта. Положение диска колеса определяется координатами его центра x_c, y_c, z_c в системе координат XYZ , связанной с дорогой, и углами Эйлера φ, ψ и θ , а положение площадки контакта — координатами центра контакта (точка K) ξ, η и углом поворота продольной оси площадки относительно диска колеса ψ .

Ось $C_1\eta$ подвижной системы координат $C_1\xi\eta\zeta$ направлена параллельно линии узлов CN , ось $C_1\xi$ перпендикулярна CN и лежит в плоскости дороги, а ось $C_1\zeta$ направлена вертикально вверх. Точка C_1 — положение центра контакта при отсутствии деформаций шины (точка касания недеформированной шины поверхности дороги). При таком выборе систем координат координата ξ характеризует боковые деформации шины, η — тангенциальные, а ψ — крутильные. Реакции дороги в этом случае определяются как функции ξ, η и ψ . В первом приближении, при качении без скольжения можно эти функции считать линейными, тогда упругие составляющие реакций будут: $S_\xi \xi$ — боковая реакция; $S_\eta \eta$ — тангенциальная реакция; $S_\psi \psi$ — стабилизирующий момент, а демпфирующие составляющие соответственно $r_\xi \dot{\xi}$, $r_\eta \dot{\eta}$ и $r_\psi \dot{\psi}$ (S_ξ — боковая жесткость шины, S_η — тангенциальная жесткость шины, r_ξ , r_η и r_ψ — соответствующие коэффициенты вязкого трения вшине).

Остальные системы координат на рис. 2, а введены для отсчета углов Эйлера. Система $Cxyz$ движется поступательно

относительно дороги (ее оси параллельны осям $OXYZ$), а система $Cx_1y_1z_1$ неизменно связана с диском колеса.

На схеме показаны также составляющие угловой скорости колеса: $\dot{\varphi}_k$ — угловая скорость вращения диска колеса вокруг его оси; $\dot{\psi}_k$ — угловая скорость поворота диска колеса вокруг вертикальной оси; $\dot{\theta}_k$ — угловая скорость поворота диска колеса вокруг горизонтального диаметра по отношению к дороге.

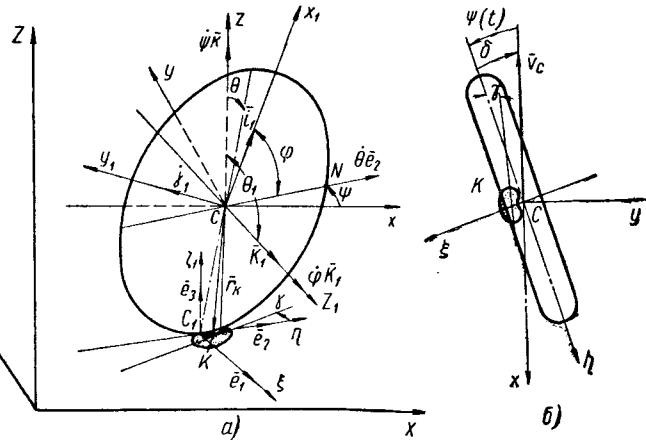


Рис. 2. Схемы качения колеса с эластичной шиной:
а — схема, поясняющая выбор обобщенных координат колеса с эластичной шиной; б — схема качения колеса с переменным углом увода.

Условия (1) при малых углах наклона диска колеса θ и малых деформациях ξ, η и ψ могут быть выражены через обобщенные координаты колеса.

Представляя \bar{v}_k в виде суммы переносной и относительной скоростей

$$\bar{v}_k = \bar{v}_{ek} + \bar{v}_{rk},$$

где \bar{v}_{ek} — скорость точки диска колеса, совпадающей с точкой K ;

\bar{v}_{rk} — скорость центра контакта K относительно диска колеса,

имеем (с точностью до малых 2-го порядка):

$$\begin{aligned} \bar{v}_{ek} &= \bar{v}_c - r \dot{\theta} \bar{e}_1 + r \dot{\varphi} \bar{e}_2 - r_k \theta \dot{\psi} \bar{e}_2; \\ \bar{v}_{rk} &= \dot{\xi} \bar{e}_1 + \dot{\eta} \bar{e}_2 - r \dot{\psi} \bar{e}_1, \end{aligned}$$

где r — радиус качения.

Выражение переносной скорости можно составить, рассмотрев рис. 2, а, первое и второе слагаемые относительной скорости представляют собой скорости боковой и тангенциальной деформаций шины, а третье слагаемое — скорость бокового смещения центра контакта при качении колеса (рис. 2, б).

Представляя угловую скорость площадки контакта в виде суммы переносной и относительной угловых скоростей

$$\bar{\omega}_0 = \bar{\omega}_{0e} + \bar{\omega}_{0r},$$

где $\bar{\omega}_{0e}$ — угловая скорость поворота диска колеса вокруг вертикальной оси (угловая скорость системы координат $C_1\xi\eta\zeta$);

$\bar{\omega}_{0r}$ — угловая скорость поворота площадки контакта относительно системы $C_1\xi\eta\zeta$,

имеем

$$\bar{\omega}_{0e} = \dot{\psi}; \quad \bar{\omega}_{0r} = \dot{\gamma} + \frac{r \dot{\varphi}}{\rho},$$

где ρ — радиус кривизны беговой линии шины в центре контакта, лежащей в плоскости дороги и проходящей через центр контакта ($\rho > 0$ при выпуклости деформированной беговой линии шины в сторону оси $C_1\xi$ и $\rho < 0$ при обратном направлении выпуклости).

Относительная угловая скорость складывается из угловой скорости крутых деформаций шины γ и угловой скорости поворота площадки контакта при качении пневматики $\frac{r\varphi}{\rho}$.

Записывая уравнения (1) в проекциях на оси $C_1\xi\eta\zeta$, получаем уравнения кинематических связей в виде

$$\begin{cases} v_{c\xi} - r_k \theta \dot{\xi} + \dot{\xi} - r \dot{\gamma} = 0; \\ v_{c\gamma} + r \dot{\varphi} - r_k \theta \dot{\psi} + \dot{\eta} = 0; \\ \dot{\psi} + \dot{\gamma} + \frac{r \dot{\varphi}}{\rho} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Исходя из исследований, проведенных в работах [1], [5], примем

$$\frac{1}{\rho} = C_1 \xi + C_2 \gamma - C_3 \theta,$$

где

$$C_1 = \frac{2}{a^2};$$

$$C_2 = \frac{2}{a};$$

$$C_3 = \frac{2\xi}{a^2}.$$

Величина коэффициента a (a измеряется в см) характеризует протяженность зоны распространения боковых деформаций шины при качении с уводом. Этот коэффициент предлагается определить экспериментально. При нашем выборе направления осей координат $C_1 > 0$, $C_2 > 0$ и $C_3 > 0$.

Пользуясь уравнениями связей (2), рассмотрим несколько случаев качения колеса с боковым уводом и определим зависимости боковой реакции от угла увода, считая для простоты $S_\eta = \infty$ ($\eta = 0$), $r_\gamma = r_\xi = 0$ и $z_c = \text{const}$.

Качение с постоянной скоростью при $\theta = 0$, $\psi(t) = \psi_0 = \text{const}$ (рис. 2, б). Движение в этом случае полностью описывается уравнениями кинематических связей (2).

Уравнения принимают вид

$$-r \dot{\varphi} \psi_0 - r \dot{\varphi} \gamma = 0;$$

$$\frac{1}{\rho} = 0$$

или с учетом выражения

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{a^2} \xi + \frac{2}{a} \gamma;$$

$$\gamma = -\psi_0;$$

$$\frac{\xi}{a} + \gamma = 0,$$

откуда

$$a = \frac{\xi}{\psi_0}.$$

Боковая реакция в данном случае равна $S_\xi \xi$. Если принять экспериментальное выражение боковой реакции $-K\delta = K\psi_0$, то

$$\xi = \frac{K\psi_0}{S_\xi} \quad \text{и} \quad a = \frac{K}{S_\xi}.$$

Эта формула позволяет оценить величину коэффициента a .

При качении в этих условиях (статический эксперимент) второй путь исследования — применение уравнений кинематических связей — дает такой же результат, как и первый путь.

Качение с постоянной скоростью при $\theta = 0$, $\psi = \psi_0 t$ (рис. 2, б). Этот случай качения осуществлялся при проведении экспериментов Д. А. Антонов [рис. 1, а, $Y_\delta(\delta)$].

Движение колеса в этом случае также полностью описывается кинематическими уравнениями связей, принимающими вид

$$-v \psi + \dot{\xi} - v \gamma = 0;$$

$$\dot{\psi} + \dot{\gamma} + \frac{2v \xi}{a^2} + \frac{2v \gamma}{a} = 0,$$

$$\text{где } r \dot{\varphi} = v,$$

или, приводя к одному уравнению второго порядка относительно ξ ,

$$\ddot{\xi} + 2n\dot{\xi} + \omega^2 \xi = \beta t,$$

где

$$n = \frac{v}{a};$$

$$\omega^2 = \frac{2v^2}{a^2};$$

$$\beta = \frac{2v^2}{a} \dot{\psi}_0.$$

Задача об исследовании зависимости боковой реакции от угла бокового увода сводится к исследованию решений этого дифференциального уравнения.

В данном случае $n < \omega$, следовательно, общее решение уравнения имеет вид

$$\xi = e^{-nt} (C_1 \cos \omega_1 t + C_2 \sin \omega_1 t) + A + Bt,$$

где

$$\omega_1 = \sqrt{\omega^2 - n^2} = \frac{v}{a};$$

$$A = -2 \frac{n\beta}{\omega^4} = -\frac{a^2}{v} \dot{\psi}_0;$$

$$B = \frac{\beta}{\omega^3} = a \dot{\psi}_0.$$

Так как рассматривается движение колеса из положения $\psi = 0$, решение должно удовлетворять начальным условиям: $\xi(0) = 0$, $\dot{\xi}(0) = 0$. При этом

$$C_1 = -A = \frac{a^2}{v} \dot{\psi}_0; \quad C_2 = -A \frac{n}{\omega_1} - \frac{B}{\omega_1} = 0,$$

и решение имеет вид

$$\xi = -\frac{\dot{\psi}_0}{v} a^2 (1 - e^{-nt} \cos \omega_1 t) + a \dot{\psi}_0 t.$$

Так как угол увода при $|\dot{\psi}| = |\dot{\psi}_0| = \text{const}$ равен $-\dot{\psi}_0 t$, а динамическая боковая реакция $Y_\delta = S_\xi \xi$, то зависимость боковой реакции от угла бокового увода получается в виде

$$Y_\delta = -S_\xi a \delta - S_\xi \frac{\dot{\psi}_0 a^2}{v}.$$

Эта зависимость уже существенно отличается от соответствующей «статической» ($Y = K\delta$). Во-первых, $Y_\delta \neq 0$ при $\delta = 0$ и, во-вторых, график $Y_\delta(\delta)$ имеет петлю гистерезиса, выраженную «запаздывание» реакции при изменении угла увода. На рис. 1, б приведены графики $Y_\delta(\delta)$ для $S_\xi = 1000 \text{ кг/см}$, $v = 20 \text{ м/сек}$, $a = 10 \text{ см}$ и различных значениях $\dot{\psi}_0$. С увеличением $\dot{\psi}_0$ ширина петли гистерезиса увеличивается.

Качение с постоянной скоростью при $\theta = 0$, $\psi = \psi_0 \sin pt$. Эти условия больше соответствуют условиям качения колеса реального автомобиля или автомобильного принципа (например, при вилянии).

Уравнения связей принимают вид

$$\begin{aligned} -v\psi_0 \sin pt + \dot{\xi} - v\gamma &= 0; \\ p\psi_0 \cos pt + \dot{\gamma} + \frac{2v}{a^2}\xi + \frac{2v}{a}\gamma &= 0. \end{aligned}$$

В этом случае аналитическое решение уравнений становится уже весьма громоздким, поэтому целесообразно перейти к электромоделированию качения колеса.

Электромоделирование проводилось с помощью аналоговой математической машины типа МПТ-9-2 с набором блоков нелинейностей НБН. При этом, наряду с принятием $a=\text{const}$, рассматривались также варианты $a=a(\xi, \gamma)$ (на то, что a может зависеть от ξ и γ , указывается в работе [5]), причем в этом случае уравнения становятся аналитически неразрешимыми. Вид функции $a=a(\xi, \gamma)$ при решении уравнений подбирался таким, чтобы зависимости $Y_\delta(\delta)$ по форме приближались к зависимостям, полученным А. Д. Антоновым [7] (рис. 1, а). При решении уравнений с помощью АММ зависимости $Y_\delta(\delta)$ получаются сразу в виде графиков. На рис. 1, в и г приведены эти графики для $a=10$ см (рис. 1, в) и $a=20+10(\xi+50\gamma)$ (рис. 1, г) при значениях $p=0,5$ и $2,0$ гц и $S_\xi = 30000$ кг/м. Здесь зависимости $Y_\delta(\delta)$ уже существенно нелинейны и имеют петли гистерезиса, расширяющиеся с увеличением частоты поворотов плоскости колеса.

Влияние одностороннего прицепа. Эта задача рассматривается в качестве примера практического использования уравнений связи.

Расчетная схема системы приведена на рис. 3. Авто-

мобиль, буксирующий прицеп, движется прямолинейно с постоянной скоростью. В сцепном устройстве имеется поперечный зазор. Если предположить, что оба колеса прицепа имеют одинаковые упругие характеристики, то дифференциальные уравнения «влияний» прицепа и уравнения связей можно составить в виде:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \left(-\frac{1}{m} + \frac{a(l-a)}{J} \right) x - \left(\frac{1}{m} + \frac{a^2}{J} \right) F; \\ \ddot{\psi} &= -\frac{l-a}{J} x + \frac{a}{J} F; \\ -v\psi - l\dot{\psi} + \dot{x} + \dot{\xi} - v\gamma &= 0; \\ \dot{\psi} + \dot{\gamma} + \frac{2v}{a^2}\xi + \frac{2v}{a}\gamma &= 0, \end{aligned}$$

где m — масса прицепа;

J — момент инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести;

v — скорость тягача;

$Y=S_\xi$ — боковая реакция дороги;

F — поперечная реакция крюка тягача,

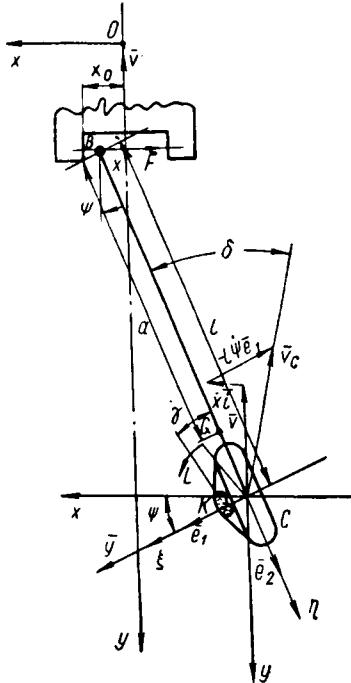


Рис. 3. Расчетная схема одноосновного автомобильного прицепа.

причем

$$F = \begin{cases} r\dot{x} & \text{при } |x| < |x_0| \\ r\dot{x} + Sx & \text{при } |x| > |x_0|, \end{cases}$$

где r — коэффициент вязкого трения в сцепном устройстве; S — коэффициент жесткости крюка и петли;

x_0 — величина поперечного зазора в сцепном устройстве.

Остальные обозначения ясны из рис. 3.

Уравнения решались с помощью аналоговой математической машины типа МПТ-9-2.

Наряду с этими уравнениями, для сравнения решались также уравнения, описывающие процесс влияния прицепа при обычных допущениях о зависимости боковой реакции от угла бокового увода, рассматривавшиеся в работе [8]. Они получаются из приведенных уравнений отбрасыванием уравнений связи (два последних уравнения системы) и принятием условия

$$Y = K\delta,$$

где K — коэффициент сопротивления уводу;

$$\delta = \psi + \frac{l\dot{\psi} + \dot{x}}{v}.$$

Сравнение этих двух вариантов между собой и с результатами экспериментов, приведенных в работе [9], показало, что результаты решения с использованием кинематических уравнений связи значительно лучше согласуются с экспериментальными данными. Например, при принятии $Y=K\delta$ размахи влияний от скорости тягача при $v \neq 0$ почти не зависели, в то время как экспериментально получалась линейная зависимость. При использовании уравнений связей зависимость также получалась линейной.

Таким образом, применение уравнений кинематических связей повышает общий порядок системы дифференциальных уравнений, описывающих движение системы, на два, но при применении для исследований аналоговых математических машин не возникает существенных затруднений при решении уравнений, а практическая ценность теоретических исследований существенно возрастает.

Использование кинематических уравнений связей дает возможность наиболее просто описать динамическую картину качения колес и позволяет получить более точное описание движения автомобиля или прицепа при изучении устойчивости их движения.

ЛИТЕРАТУРА

- Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Машгиз, 1947.
- Чудаков Е. А. Качение автомобильного колеса. АН СССР, 1948.
- Метелицин И. И. К вопросу о качении колеса с эластичной шиной. Доклады АН СССР. Т. XI, № 3, 1948.
- Есипов М. И. Кинематические уравнения движения колеса с эластичной шиной. Труды МАДИ. Вып. 20, 1957.
- Певзнер Я. М. — «Автомобильная промышленность», 1951, № 1.
- Антонов Д. А. — «Автомобильная промышленность», № 5, 1963.
- Морозов Б. И., Пчелин И. К., Хачатуров А. А. Поперечные колебания (влияние) автомобильных прицепов. Сб. «Применение математических машин при конструировании и испытаниях автомобилей и двигателей». НАМИ—НТО, Машпром, 1963.
- Закин Я. Х. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 11.

Влияние управляемых колес полуприцепа на работу привода к ведущим колесам

А. П. КОЛПАКОВ

ПОВЫШЕНИЕ проходимости колесных автопоездов достигается активизацией колес полуприцепов. Колеса неуправляемого полуприцепа на повороте смещаются к центру и проходят меньший путь, чем колеса тягача, что вызывает кинематическое рассогласование в трансмиссии автопоезда. С применением межосевого дифференциала в приводе между колесами тягача и полуприцепа не только увеличивается стойкость при изготовлении, но и снижаются тяговые качества и проходимость автопоезда в тяжелых дорожных условиях. Поэтому рекомендуется применять блокированный привод к активным осям полуприцепа, а для уменьшения кинематического рассогласования при отношении базы полуприцепа к базе тягача более 1,5 колеса полуприцепа делать управляемыми [1].

Если механизм управления колесами полуприцепа выполнен таким образом, что колеса его на повороте двигаются по колее задних колес тягача, а мощность к передним колесам тягача не подводится, то рассогласование в блокированной трансмиссии автопоезда будет равно нулю (при одинаковом радиусе качения всех колес). С включением переднего моста тягача может возникнуть кинематическое рассогласование и, как следствие, появиться циркулирующая мощность.

При отсутствии на тягаче межосевого дифференциала будет возникать кинематическое рассогласование в приводе между передним и задним мостами тягача, величина которого определяется (без учета бокового увода эластичных шин) так:

$$i_m = \frac{R_1}{R_m}, \quad (1)$$

где R_1 — радиус поворота переднего моста тягача;

R_m — радиус поворота заднего моста тягача

или

$$i_m = \frac{\sqrt{R_m^2 + L_m^2}}{R_m}, \quad (2)$$

где L_m — база тягача.

В этом случае рассогласование в приводе к передним колесам тягача будет компенсироваться за счет тангенциальной эластичности шин и сдвига грунта, и дополнительный момент, вызываемый рассогласованием, будет равномерно (или пропорционально) распределяться между задними колесами тягача и колесами полуприцепа (в зависимости от числа колес и тангенциальной эластичности шин).

Если на тягаче установлен межосевой дифференциал, расположенный после раздаточной коробки, от которой отводится мощность на привод колес полуприцепа, то возникнет рассогласование в приводе к полуприцепу

$$i_n = 0,5 + \frac{\sqrt{R_m^2 + L_m^2}}{2R_m}. \quad (3)$$

Колеса управляемого полуприцепа при этом будут двигаться с набеганием и разгружать трансмиссию тягача.

Для двухосного управляемого полуприцепа как с точки зрения ширины габаритного коридора, так и с точки зрения уменьшения потерь мощности на образование колес целесообразна схема движения, для которой колеса передней оси полуприцепа двигаются по колее задних колес тягача. При определенном соотношении баз тягача, полуприцепа и тележки полуприцепа может быть случай, когда колеса задней оси полуприцепа будут двигаться по колее передних колес тягача [2].

При соблюдении последнего условия рассогласование блокированного привода мостов полуприцепа на повороте будет равно рассогласованию блокированного привода между передним и задним мостами тягача и надежность в межосевом дифференциале на полуприцепе такая же, как и на тягаче.

В общем виде величина кинематического рассогласования блокированного привода переднего и заднего мостов полупри-

цепа при условии следования его передних колес по колее задних колес тягача определяется так:

$$i_{n12} = \frac{\sqrt{R_m^2 + L_n i_n + 0,5 l_n^2}}{R_m}, \quad (4)$$

где L_n — база полуприцепа;

l_n — база тележки полуприцепа.

Результаты расчета величины кинематического рассогласования блокированного привода полуприцепа i_n при наличии на тягаче межосевого дифференциала [формула (3)] и величины кинематического рассогласования i_{n12} мостов полуприцепа [формула (4)] даны на рис. 1 для тягача с базой 4,2 м, полуприцепа с базой 6,4 м и тележки полуприцепа с базой 1,4 м. Как видно из графика, величина кинематического рассогласования привода к ведущим колесам управляемого полуприцепа

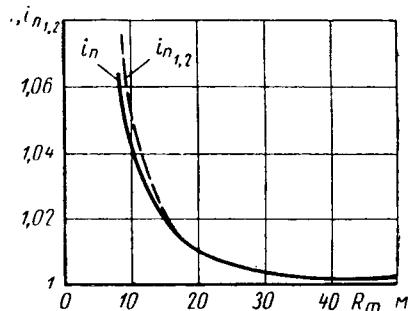


Рис. 1. Зависимость величины кинематического рассогласования блокированного привода к ведущим колесам полуприцепа от R_m .

при наличии на тягаче межосевого дифференциала на минимальном радиусе поворота составляет 6,5%, а рассогласование в приводе между мостами двухосного полуприцепа 7,5%.

Таким образом, при блокированном приводе к осям автобуса больший момент будет передаваться задним мостом (или мостами) тягача и передним мостом двухосного управляемого полуприцепа и колеса этих осей будут двигаться с упругой пробуксовкой, зависящей от тангенциальной эластичности шин и свойств грунта сдвигу в пределах коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Передний мост тягача и задний мост полуприцепа будут создавать тормозной момент и вызывать циркуляцию мощности в трансмиссии.

Полное согласование блокированной трансмиссии тягача и двухосного управляемого полуприцепа (при одинаковом радиусе качения всех колес) в движении на повороте возможно при соблюдении следующих условий:

1) колеса передней оси полуприцепа двигаются по колее задних колес тягача;

2) база тележки полуприцепа удовлетворяет условию движения задних колес полуприцепа по колее передних колес тягача;

3) между передним и задним мостами тягача установлен дифференциал;

4) между передним и задним мостами полуприцепа установлен дифференциал и мощность подводится к этому дифференциальному.

Сопротивление движению автобуса, состоящего из трехосного тягача и двухосного полуприцепа, на повороте зависит не только от рассогласования блокированного привода к ведущим колесам, но и от бокового увода эластичных шин тележки тягача и тележки управляемого полуприцепа.

Величины углов бокового увода колес средней и задней осей тягача δ_m и колес передней и задней осей управляемого полуприцепа δ_n без учета смещения оснований перпендикуляров, опущенных из центра поворота на продольные оси тягача

и полуприцепа, в связи с малостью этих величин на малых скоростях движения,

$$\delta_m = \operatorname{arctg} \frac{l_m}{2R_m}; \quad (5)$$

$$\delta_n = \operatorname{arctg} \frac{l_n}{2\sqrt{R_m^2 - L_n^2}}, \quad (6)$$

где l_m — база тележки тягача.

Величины углов бокового увода, подсчитанные по этим формулам, приведены на рис. 2, l_m и l_n взяты равными 1,4 м. Из графика видно, что колеса неуправляемого полуприцепа

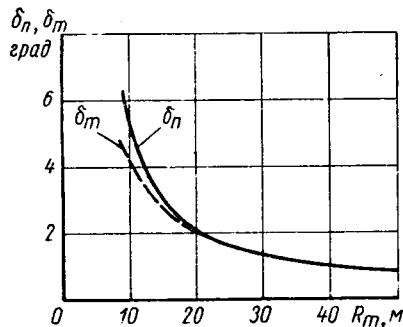


Рис. 2. График зависимости углов бокового увода осей двухосных тележек тягача и полуприцепа от R_m .

двигаются на повороте с большим углом бокового увода, чем колеса тележки тягача, так как они расположены ближе к центру поворота.

На качение колес с боковым уводом требуется большая мощность, чем на качение без увода. Так, например, при угле увода 5° мощность на качение увеличивается до 240%, если за 100% принимается мощность, затрачиваемая на качение при нулевом угле бокового увода [3].

Следовательно, применение управляемых колес на многоосных полуприцепах снижает расход мощности в случае движения по кривой и уменьшает износ шин, который при качении с уводом по тем же данным достигает при $\delta=5^\circ$ 2500%, а в некоторых случаях даже 7000%.

Для определения нагрузок в блокированной трансмиссии автопоезда при движении в различных дорожных условиях были проведены экспериментальные исследования на автопоезде, состоящем из тягача «Урал-375» и двухосного полуприцепа с ведущими и управляемыми колесами. Распределение веса автопоезда приведено в таблице.

Мосты автопоезда	Полный вес в кг
Передний мост тягача	3630
Тележка тягача	9130
Тележка полуприцепа	9100

Нагрузки в трансмиссии автопоезда определялись методом тензометрирования с помощью тензодатчиков, наклеенных на карданные валы. Кинематическая схема трансмиссии и места установки тензодатчиков и токосъемников показаны на рис. 3. Полуприцеп имеет механический блокированный привод к ведущим колесам, который при движении в хороших дорожных условиях может отключаться в двух точках: у коробки отбора мощности и у муфты отключения. Между передним и задним мостами трансмиссия постоянно блокирована. У тягача средний и задний мосты также постоянно блокированы, а привод к переднему мосту может быть или заблокирован, или включен через межосевой дифференциал несимметричного типа, распределяющий крутящий момент в отношении 1 : 2.

Привод к ведущим колесам полуприцепа сконструирован с кинематическим рассогласованием в сторону отставания на 4,5% при прямолинейном движении.

Механизм управления колесами полуприцепа выполнен так, что колеса передней оси на повороте следуют по колее задних

колес тягача. Таким образом, при выключенном приводе на передний мост тягача величина кинематического рассогласования между передним мостом полуприцепа и тележкой тягача остается постоянной на всех радиусах поворота, а задний мост полуприцепа создает тормозной момент. С включением переднего моста тягача через межосевой дифференциал согласование трансмиссий тягача и переднего моста полуприцепа будет при радиусе поворота 10 м (рис. 1).

Величины крутящих моментов на карданных валах записывались на ленту осциллографа при постоянной скорости движения, для контроля постоянства которой на колесах были установлены счетчики числа оборотов.

Измерения проводились на мерной площадке; для исключения влияния уклона мерной площадки каждый заезд проводился на один полный круг. Давление в шинах автопоезда поддерживалось постоянным и равным 2,5 кг/см² (полуприцеп, как

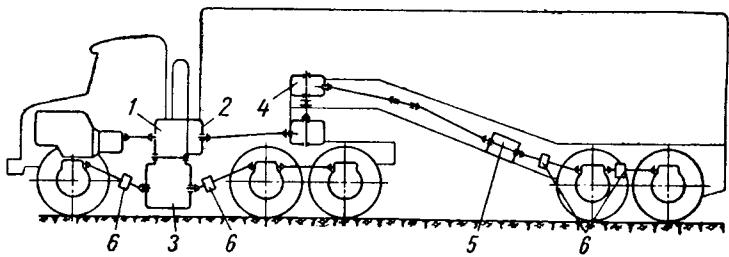


Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии автопоезда:
1 — раздаточная коробка; 2 — коробка отбора мощности; 3 — межосевой дифференциал; 4 — седельный редуктор; 5 — муфта отключения привода к ведущим колесам полуприцепа; 6 — тензодатчики и токосъемники.

и тягач, имел централизованное накачивание шин). Для получения определенного радиуса поворота были поставлены две метки на рулевом колесе: одна для максимального радиуса поворота по условиям мерной площадки и вторая для среднего радиуса. Минимальный радиус получался при повороте рулевого колеса до упора. Радиус поворота измерялся по колее заднего наружного колеса и пересчитывался на основной радиус поворота путем вычитания половины ширины колен (1 м).

Измерения проводились при трех различных дорожных условиях: влажный луг с дерновым покровом; болотистый торфяной луг; асфальтобетон.

Осциллограммы расшифровывались методом планиметрирования для получения среднего значения момента на карданных валах за полный круг движения. Результаты нескольких заездов суммировались и вычислялось среднее значение.

Суммарный момент сопротивления движению автопоезда определялся сложением моментов на ведущих валах за вычетом моментов на тормозящих валах без учета потерь части циркулирующей мощности в главных передачах и без учета момента на промежуточном валу тележки полуприцепа, так как согласно кинематической схеме этот момент является составной частью момента на валу привода тележки полуприцепа.

Эксперименты на асфальтобетоне и на влажном лугу с дерновым покровом проводились для пяти комбинаций включения ведущих и управляемых колес полуприцепа:

- 1) колеса полуприцепа управляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен;
- 2) то же, но межосевой дифференциал тягача заблокирован;
- 3) колеса полуприцепа управляемые, привод к ведущим колесам выключен, межосевой дифференциал тягача включен;
- 4) колеса полуприцепа неуправляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен;
- 5) то же, но выключен привод к ведущим колесам полуприцепа.

На болотистом торфяном лугу эксперименты с выключенным приводом к ведущим колесам полуприцепа не проводились, так как автопоезд терял проходимость.

Анализ полученных данных показал следующее.

На влажном лугу с дерновым покровом различные комбинации включения ведущих и управляемых колес полуприцепа не вызывают появления циркулирующей мощности, а происходит только перераспределение моментов по мостам автопоезда, причем перераспределение более интенсивное при неуправляем-

мых колесах полуприцепа (рис. 4, а, б, в). Следовательно, проходимость автопоезда при неуправляемых колесах полуприцепа ниже, так как момент на валах тягача падает почти до нуля. Необходимо учесть отставание колес полуприцепа на 4,5%. При полном согласовании, очевидно, следует ожидать появления незначительного отрицательного момента на валах тягача при минимальном радиусе поворота.

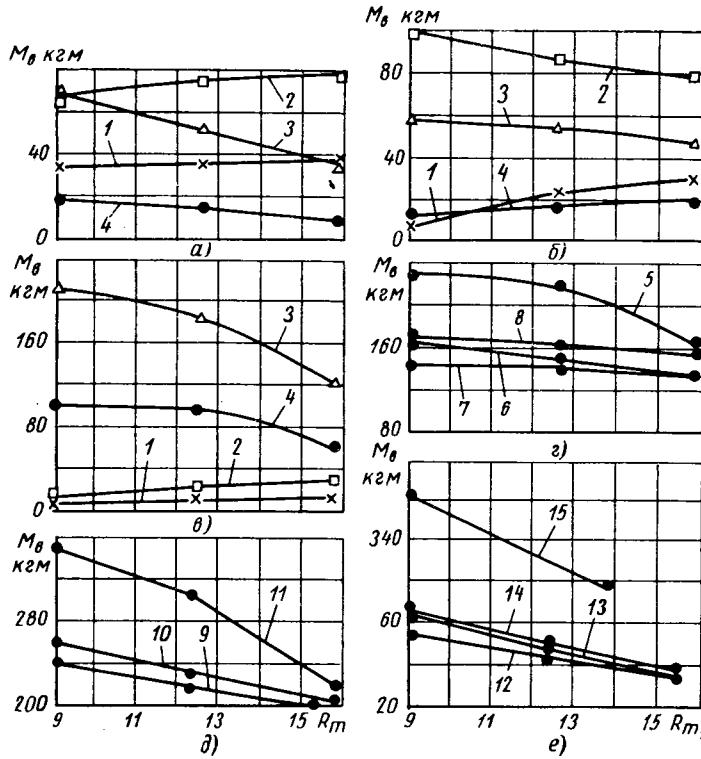


Рис. 4. Графики значений крутящих моментов на карданных валах:

a — колеса полуприцепа управляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен; *б* — то же, но заблокирован межосевой дифференциал тягача; *в* — колеса полуприцепа неуправляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен; *г* — суммарный график моментов сопротивления движению на лугу с дерновым покровом; *д* — суммарный график моментов сопротивления движению на болотистом торфяном лугу; *е* — суммарный график моментов сопротивления движению на асфальтобетоне: 1 — карданный вал переднего моста тягача; 2 — карданный вал привода тележки тягача; 3 — карданный вал привода тележки полуприцепа; 4 — карданный вал, соединяющий мости тележки полуприцепа; 5 — колеса полуприцепа неуправляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен; 6 — то же, но выключен привод к ведущим колесам; 7 — колеса полуприцепа управляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен; 8 — то же, но привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен и заблокирован; 9 — колеса полуприцепа управляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача заблокирован; 10 — то же, но включен межосевой дифференциал тягача; 11 — колеса полуприцепа неуправляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен; 12 — колеса полуприцепа управляемые, привод к ведущим колесам включен и выключен, межосевой дифференциал тягача включен; 13 — колеса полуприцепа неуправляемые, привод к ведущим колесам выключен, межосевой дифференциал тягача включен; 14 — колеса полуприцепа управляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача заблокирован; 15 — колеса полуприцепа неуправляемые, привод к ведущим колесам включен, межосевой дифференциал тягача включен.

При неуправляемом полуприцепе нарастание момента на переднем мосту полуприцепа происходит более интенсивно, а на заднем мосту, начиная с $R_m = 12 \div 13$ м, момент почти не растет (рис. 4, в). Это объясняется уменьшением коэффициента сцепления задних колес полуприцепа, так как колеса переднего моста срывают дерновый покров при движении с пробуксовкой из-за большого кинематического рассогласования привода.

При управляемом полуприцепе с выключенным приводом его ведущих колес величина циркулирующего момента в блокированном приводе мостов полуприцепа не превышала в пересчете на касательную силу на колесе 150 кг.

Суммарное сопротивление движению с включенным приводом ведущих колес полуприцепа при управляемых колесах меньше, чем при неуправляемых в среднем на 25—30% (рис. 4, г).

На болотистом торфяном лугу так же, как и на лугу с дерновым покровом, во всех случаях не происходило циркуляции мощности, причем перераспределение моментов даже для неуправляемого полуприцепа меньше, что объясняется меньшей величиной сопротивления грунта сдвигу.

Уменьшение сопротивления движению при управляемых колесах полуприцепа с включенным приводом его ведущих колес по сравнению с неуправляемыми колесами происходит в тех же пределах, что и в предыдущем случае, так как это связано в основном с потерей мощности на буксование колес при рассогласовании блокированной трансмиссии полуприцепа и тягача (рис. 4, д).

При движении по асфальтобетону отрицательный момент на переднем мосту полуприцепа, обусловленный кинематическим рассогласованием 4,5%, с уменьшением радиуса поворота падает почти до нуля за счет увеличения отрицательного момента на заднем мосту (управляемые колеса). Влияние блокировки межосевого дифференциала тягача оказывается в том, что отрицательный момент на переднем мосту полуприцепа меньше, чем при незаблокированном дифференциале, и меняется менее интенсивно с уменьшением радиуса поворота. Это хорошо согласуется с формулой (3), однако количественный анализ затрудняется отсутствием экспериментальных данных тангенциальной эластичности шин 14,00-20 автомобиля «Урал-375».

В случае неуправляемого полуприцепа и включенного привода к ведущим колесам полученные данные имеют несколько относительный характер (рис. 4, е), так как при угле поворота управляемых колес тягача, соответствующем радиусу поворота 15,5—16 м, за счет толкающих усилий от полуприцепа задние колеса тягача двигались с большим боковым уводом и радиус поворота уменьшился до 14 м. При среднем угле поворота колес тягача, соответствующем радиусу 12,5 м, толкающие усилия настолько сместили задний мост тягача, что угол складывания доходил до 90°. Это грозило опрокидыванию тягача и поломке опорно-цепного устройства. Следовательно, даже при такой сравнительно короткой базе полуприцепа движение по дорогам с высоким коэффициентом сцепления с включенным приводом к ведущим колесам и неуправляемыми колесами полуприцепа на малых радиусах поворота невозможно.

Суммарный момент сопротивления движению с уменьшением радиуса поворота более интенсивно увеличивается при неуправляемых колесах полуприцепа даже при выключенном приводе ведущих колес за счет бокового увода колес неуправляемой тележки полуприцепа.

Величина циркулирующего момента в блокированном приводе двухосной управляемой тележки полуприцепа при повороте на минимальном радиусе достигает в пересчете на касательную силу на колесе 460 кг. Поэтому при движении в хороших дорожных условиях целесообразно отключать не только привод к ведущим колесам полуприцепа в двух точках, но и разобщать мости полуприцепа. В этом случае муфта отключения может быть установлена на переднем мосту полуприцепа с таким расчетом, чтобы одним рычагом отключать и мости и весь привод.

Целесообразность установки межосевого дифференциала между мостами полуприцепа должна решаться на основе анализа как экономической стороны, так и величины базы тележки полуприцепа.

Передаточное отношение привода к ведущим колесам полуприцепа при наличии управления ими должно быть: для односного полуприцепа $i=1$ по отношению к задним колесам тягача, для двухосного полуприцепа при движении колес переднего моста по колесе задних колес тягача $i=1$ по отношению к этим колесам.

Выводы

1. На полуприцепах с блокированным приводом к ведущим колесам применение управляемых колес позволяет: более равномерно распределить тяговые усилия между элементами блокированного привода, что, в конечном счете, повышает тяговые качества автопоезда; уменьшить сопротивление движению на грунтах с дерновым покровом и с включенным приводом к ведущим колесам полуприцепа в среднем на 25—30%; для многоосных полуприцепов уменьшить сопротивление движению и износ шин даже при выключенном приводе к ведущим колесам.

2. При движении в хороших дорожных условиях блокированный привод к ведущим колесам двухосного управляемого полуприцепа должен отключаться как от трансмиссии тягача, так и между мостами полуприцепа.

3. Блокированный привод к ведущим колесам управляемого полуприцепа должен иметь полное согласование: для одноосного полуприцепа — по отношению к задним колесам тягача, для двухосного полуприцепа — передние колеса полуприцепа и задние колеса тягача.

ЛИТЕРАТУРА

- Базыленко Г. И., Ермилов С. С., Андреев А. С., Макаровский О. Д. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 11.
- Ермилов С. С., Колпаков А. П. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 8.
- Чудаков Е. А. Избранные труды. Т. 1, 1961.

УДК 629.114.3.073

Поперечная устойчивость седельного автопоезда

Канд. техн. наук Н. А. ВЗЯТЫШЕВ

ШИРОКОЕ использование седельных автопоездов для транспортировки высоких грузов требует повышения устойчивости таких автопоездов. Недостаточная устойчивость приводит к снижению скоростей движения и производительности автопоезда, а также ухудшает безопасность движения.

Автопоезд при движении испытывает действие поперечных сил, по своему характеру близких к статическим (движение по дорогам с поперечным уклоном или с закруглениями), а с другой стороны — переменных динамических сил, вызванных действиями неровностей.

В работе [1] приведена методика определения угла статической устойчивости полуприцепа и седельного автопоезда. Однако для автопоездов с высоким расположением центра тяжести полуприцепа большое значение имеет также поперечная устойчивость движения по неровным дорогам (динамическая устойчивость), так как боковая раскачка подпрессоренной массы полуприцепа может оказаться настолько большой, что дальнейшее движение автопоезда при сохранении тех же условий становится практически невозможным. Особенno склонны к поперечной раскачке одноосные полуприцепы.

В работе [2] показано влияние чередующихся синусоидальных неровностей на поперечную раскачку подпрессоренной массы полуприцепа. В данной работе рассматривается однотоновая колебательная схема, в которой не учитывается воздействие тягача на поперечную динамику полуприцепа. Тогда как практика показывает, что тягач оказывает очень большое влияние на поперечные колебания и крены подпрессоренной массы полуприцепа, значительно повышая его устойчивость.

В настоящее время поперечную устойчивость принято оценивать величиной предельного угла косогора α_{\max} , при которой происходит опрокидывание автомобиля (прицепа). Для исключения погрешностей при определении α_{\max} необходимо учитывать крен подпрессоренной массы φ . Это особенно важно при расчете устойчивости транспортных средств с высоким расположением центра тяжести.

Для сравнения и оценки показателей устойчивости седельных автопоездов, отражающих также и свойства колебательной системы автопоезда и его динамические качества при движении по изношенным и разбитым дорогам, указанной выше характеристики недостаточно.

Более универсальными и удобными для оценки и анализа поперечной устойчивости являются следующие критерии:

1. Статический коэффициент крена, показывающий отношение угла крена подпрессоренной массы полуприцепа к углу поперечного профиля дороги, вызвавшему этот крен, в статическом положении:

$$K_{st} = \frac{\varphi_{st}}{\alpha}. \quad (1a)$$

2. Динамический коэффициент крена (коэффициент динамики) определяется отношением амплитуды угловых поперечных колебаний подпрессоренной массы полуприцепа к амплитуде возмущающей функции (максимальному значению угла наклона поперечного профиля дороги, образуемого неровностями под правыми и левыми колесами автопоезда):

$$K_y = \frac{\varphi_y}{\alpha}. \quad (1b)$$

Коэффициенты K_{st} и K_y могут принимать как предельные значения по устойчивости, так и эксплуатационные или оптимальные расчетные значения.

Те же значения могут приобретать углы крена φ_{st} и φ_y , и углы наклона поперечного профиля дороги α .

Развернутые выражения для коэффициентов K_y и K_{st} должны представлять зависимости всех основных конструктивных весовых и компоновочных параметров, от которых зависит поперечная устойчивость автопоезда.

Колебательная система, эквивалентная седельному автопоезду, для рассмотрения поперечной устойчивости приведена на рис. 1.

Связь поперечных колебаний масс полуприцепа и тягача происходит через упругие c_e и гасящие колебания R_c элементов опорно-цепного устройства.

Опыт эксплуатации и результаты испытаний седельных автопоездов с высоким расположением центра тяжести показали, что решающее влияние на величину амплитуд поперечной раскачки полуприцепа оказывают колебания, возбуждаемые при преодолении неровностей колесами самого полуприцепа. Тягач, наоборот, как правило, является весьма устойчивым звеном автопоезда и оказывает стабилизирующее действие на подпрессоренную массу полуприцепа. При этом двухосные тягачи мало, а трехосные почти совсем не влияют на поперечную раскачку массы полуприцепа во время движения по неровной дороге.

Указанные замечания дают возможность рассматривать всю колебательную систему с точки зрения устойчивости прежде всего полуприцепа и принять обобщенные координаты, приведенные на рис. 1.

Неподпрессоренные массы не рассматриваются, так как их момент инерции для рассматриваемых полуприцепов, как правило, не превосходит 3,0—5,0% от момента инерции подпрессоренных масс относительно оси крена.

Предварительный анализ полученных дифференциальных уравнений позволил установить, что вследствие симметричности колебательной системы относительно продольной вертикальной плоскости угловые поперечные колебания можно рассматривать независимо от вертикальных.

Уравнения поперечных колебаний автопоезда окончательно приводятся к виду

$$\ddot{\varphi} + 2n_{\varphi} \dot{\varphi} + \omega_{\varphi}^2 \varphi - 2n_{\varphi c} \dot{\gamma} - \omega_{\varphi c}^2 \gamma = 2n_{\varphi n} \dot{a} + \omega_{\varphi n}^2 a; \quad (2a)$$

$$\ddot{\gamma} + 2n_{\gamma} \dot{\gamma} + \omega_{\gamma}^2 \gamma - 2n_{\gamma c} \dot{\varphi} - \omega_{\gamma c}^2 \varphi = 0. \quad (2b)$$

В данных уравнениях физический смысл и выражения для коэффициентов следующие:

1) парциальные коэффициенты затухания угловых поперечных колебаний

$$n_{\varphi} = n_{\varphi n} + n_{\varphi c} = \frac{k_{\varphi n}}{2J_n} + \frac{k_{\varphi c}}{2J_n};$$

$$n_{\gamma} = n_{\gamma n} + n_{\gamma c} = \frac{k_{\gamma n}}{2J_m} + \frac{k_{\gamma c}}{2J_m};$$

Параметрическая форма выражения коэффициента динамичности в этом случае имеет вид

$$K_v = \sqrt{\frac{\omega_{\varphi n}^4 + 4n_\varphi^2 v^2}{(v^2 - \omega_\varphi^2)^2 + 4n_{\varphi n}^2 v^2}}. \quad (56)$$

Выражение коэффициента статического крена в параметрической форме получим при отсутствии действия возмущающей силы, т. е. при $v=0$.

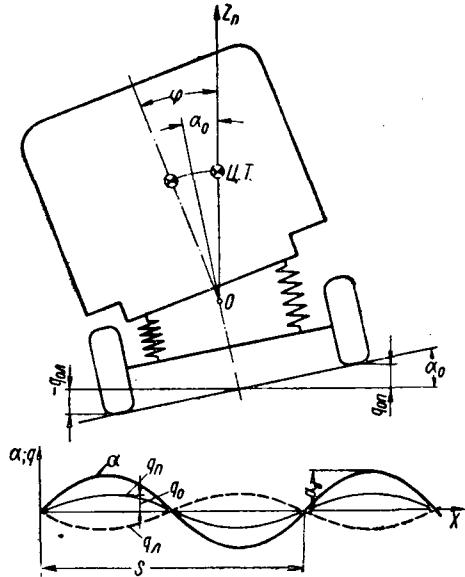


Рис. 2. Схема движения колес полуприцепа по неровностям синусоидального профиля.

В первом случае имеем

$$K_{cm} = \frac{\varphi_{cm}}{\alpha} = \frac{\omega_{\varphi n}^2 \omega_1^2}{(\omega_\varphi^2 + \tau_\varphi^2)(\omega_1^2 + \tau_1^2)} \quad (6a)$$

и во втором случае

$$K_{cm} = \frac{\omega_{\varphi n}^2}{\omega_\varphi^2} \text{ или } K_{cm} = \frac{c_{\varphi n}}{c_{\varphi n} - M_n g \rho_{kp.n}}. \quad (6b)$$

Используя выражения (5) — (6), рассмотрим изменение принятых критериев устойчивости (K_v и K_{cm}) от некоторых основных конструктивных параметров автобуса.

1. Влияние угловой жесткости подвески полуприцепа. Угловая жесткость подвески полуприцепа является одним из основных параметров, от которого зависят динамическая и статическая устойчивость автобуса.

На рис. 3 показаны кривые изменения коэффициентов K_v и K_{cm} при различных значениях угловой жесткости подвески и шин полуприцепа. Все расчеты выполнены для седельного автобуса, характеристика которого приведена в таблице.

Параметры	Одноосный полуприцеп	Тягач 6×6
Полный вес в кг	8460	5850
Вес подпрессоренных частей в кг	7770	4030
Высота центра тяжести в см	185,0	98,5
Радиус крена в см	101,0	47,0
Момент инерции подпрессоренной массы относительно оси крена в кг·см·сек²	$9,77 \cdot 10^4$	$1,8 \cdot 10^4$
Угловая жесткость всей подвески с учетом стабилизатора и шин в кг·см/рад	$11,5 \cdot 10^5$	$37,2 \cdot 10^5$
Коэффициенты затухания поперечных колебаний в $\frac{1}{сек}$	0,4	0,56

При свободном опорно-сцепном устройстве кривая коэффициента динамичности имеет минимум, от которого устойчивость ухудшается как с понижением угловой жесткости подвески, так и с ее увеличением. Статическая устойчивость улучшается с повышением угловой жесткости.

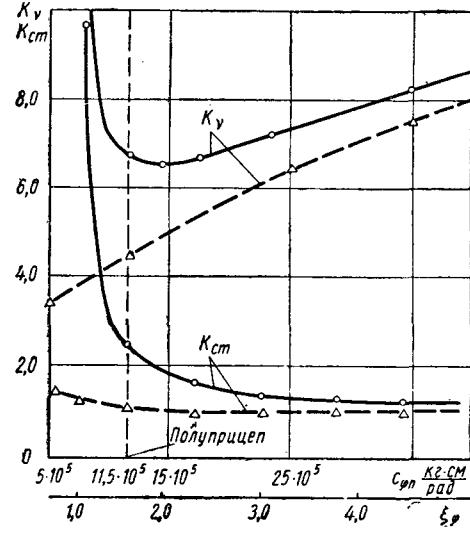


Рис. 3. Влияние угловой жесткости подвески полуприцепа на поперечные колебания в области резонансов $v=\omega_\varphi$ (сплошные линии — $c_{\varphi n} = 0$; штриховые линии — $c_{\varphi n} = 6,75 \cdot 10^5 \text{ кг}\cdot\text{см}/\text{рад}$).

На графиках K_v ; $K_{cm} = f(c_{\varphi n})$ имеются следующие характерные точки: на режиме резонанса $v=\omega_\varphi$ при постоянных компоновочных и весовых параметрах автобуса из выражений (5a) и (5b) получим

$$\lim K_{cm} = \infty; \lim K_v = \infty;$$

$$c_{\varphi n} \rightarrow M_n g \rho_{kp.n};$$

$$\omega_{\varphi n}^2 \rightarrow \omega_n^2.$$

Значения K_{cm} и K_v при $\omega_{\varphi n}^2 = \omega_n^2$ являются граничными условиями вертикального равновесия подпрессоренной массы полуприцепа (влияние тягача не учитывается). Эти условия можно выразить через коэффициент поперечной устойчивости

$$\xi_\varphi = \frac{\omega_{\varphi n}^2}{\omega_n^2} = 1,0 \text{ или } \xi_\varphi = \frac{c_{\varphi n}}{M_n g \rho_{kp.n}} = 1,0. \quad (7)$$

Вертикальное положение равновесия массы полуприцепа устойчиво, если $\omega_{\varphi n}^2 > \omega_n^2$ или $\xi_\varphi > 1,0$, что соответствует действительным значениям частоты свободных колебаний подпрессоренной массы полуприцепа ω_φ . С помощью коэффициента ξ_φ , который связывает параметры подвески $c_{\varphi n}$: $\omega_{\varphi n}$ с компоновочными и весовыми параметрами M_n ; $\rho_{kp.n}$; ω_n , удобно оценивать поперечную устойчивость полуприцепа.

Между коэффициентами ξ_φ и K_{cm} существует следующая связь:

$$\xi_\varphi = \frac{K_{cm}}{K_{cm} - 1}.$$

Предельное значение K_{cm} при увеличении угловой жесткости подвески полуприцепа следующее:

$$\lim K_{cm} = 1,0.$$

$$c_{\varphi n} \rightarrow \infty.$$

Величина коэффициента поперечной устойчивости составляет

$$\lim \xi_\varphi = \infty.$$

$$c_{\varphi n} \rightarrow \infty$$

Значение $K_{ctm}=1,0$, соответствующее абсолютно жестким подвескам и шинам ($c_{\varphi n}=\infty$), показывает, что в этом случае угол крена подпрессоренной массы полуприцепа равен углу поперечного профиля дороги α .

Следующей характерной точкой на графике коэффициента динамичности является его минимальное значение, которому соответствует соотношение параметров полуприцепа:

$$\omega_{\varphi n}^2 = 2 \omega_n^2 \text{ или } c_{\varphi n} = 2 M_n g \rho_{kp,n}.$$

При этом величина $\xi_\varphi = 2,0$.

Из проведенного анализа значений критериев поперечной устойчивости K_{ctm} , K_y следует, что для седельного автопоезда со свободным опорно-цепным устройством оптимальными для режима установившихся колебаний являются параметры подвески полуприцепа $c_{\varphi n} : \omega_{\varphi n}^2$, соответствующие величине коэффициента поперечной устойчивости $\xi_\varphi < 2,0$.

Для автопоезда с параметрами, приведенными в таблице, значение коэффициента поперечной устойчивости составляет $\xi_\varphi = 1,65$, что показывает на недостаточную угловую жесткость подвески полуприцепа.

Характер влияния угловой жесткости подвески полуприцепа на устойчивость при упругой связи в опорно-цепном устройстве ($c_{\varphi c} \neq 0$) совершенно иной. В отличие от предыдущей схемы в зависимости $K_y = f(c_{\varphi c})$ отсутствует минимум, при этом K_y изменяется по закону, близкому к линейному. Коэффициент статического крена в зоне рабочих значений угловых жесткостей подвески полуприцепа практически не изменяется и лишь с уменьшением $c_{\varphi c}$ до значений $\xi_\varphi < 1,5$ начинает расти, а динамическая раскачка массы полуприцепа продолжает уменьшаться и при $\xi_\varphi < 1,5$.

Наиболее благоприятные характеристики статической и динамической поперечных устойчивостей при данной схеме достигаются при $\xi_\varphi < 1,5 \div 2,0$. Меньшие значения коэффициента поперечной устойчивости не приемлемы, так как чрезмерное уменьшение угловой жесткости подвески полуприцепа приводит к увеличению динамического воздействия тягача на полуприцеп, что также отрицательно сказывается на устойчивости полуприцепа и всего автопоезда.

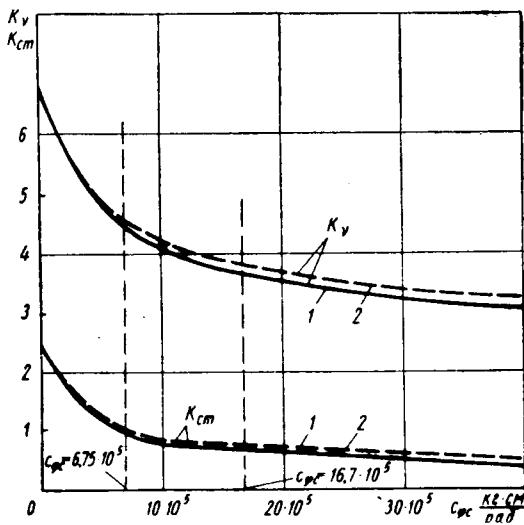


Рис. 4. Зависимость коэффициентов динамического и статического кренов полуприцепа от жесткости упругой связи в опорно-цепном устройстве тягача $\nu = \Omega_\varphi$:
1 — без учета жесткости рамы полуприцепа; 2 — с учетом жесткости рамы.

Окончательные рекомендации величины коэффициента поперечной устойчивости как в том, так и в другом случае необходимо назначать с учетом неустановившегося режима и конструктивных возможностей подвески по обеспечению необходимой плавности хода.

Влияние жесткости упругих элементов в опорно-цепном устройстве тягача (рис. 4). Ха-

рактер изменения коэффициентов динамического и статического кренов показывает, что наиболее эффективное улучшение показателей устойчивости наблюдается при угловой жесткости упругих элементов опорно-цепного устройства до значений, сопоставимых с угловой жесткостью подвески полуприцепа. Дальнейшее увеличение жесткости упругой связи между тягачом и полуприцепом не дает заметного повышения устойчивости автопоезда.

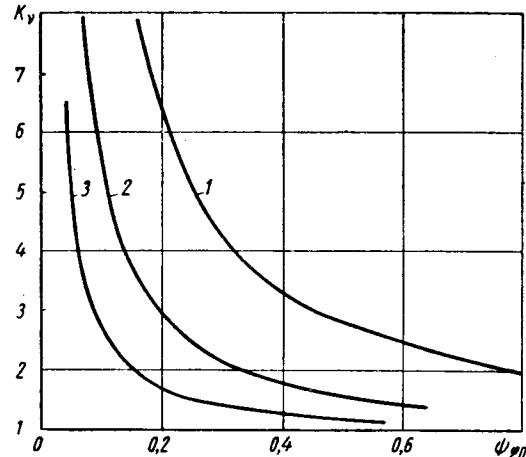


Рис. 5. Влияние сопротивлений в подвеске полуприцепа на его поперечные колебания $\nu = \Omega_\varphi$:

1 — опорно-цепное устройство без упругих элементов $c_{\varphi c}=0$; 2 — $c_{\varphi c}=6,75 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{см}/\text{рад}$; 3 — $c_{\varphi c}=16,7 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{см}/\text{рад}$.

Для одноосных полуприцепов на основании проведенных расчетов и экспериментальных данных представляется возможным ограничивать угловую жесткость упругих элементов в

опорно-цепном устройстве $c_{\varphi c} \approx 0,4 \div 0,5 \frac{c_{\varphi n} \cdot c_{\varphi m}}{c_{\varphi m} - c_{\varphi n}}$.

Для автопоезда, рассматриваемого в нашем примере, угловая жесткость составит

$$c_{\varphi c} \approx (6,75 \div 8,7) \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{см}/\text{рад}.$$

Влияние на поперечную динамическую устойчивость сопротивления поперечным угловым колебаниям масс автопоезда. Использование автомобильных амортизаторов в подвесках прицепов не обеспечивает эффективного гашения поперечных колебаний массы полуприцепа. Основная причина заключается в том, что собственные частоты поперечных колебаний подпрессоренной массы полуприцепа с высоким расположением центра тяжести и особенно при отсутствии упругой связи в опорно-цепном устройстве тягача имеют весьма малую величину ($\sim 0,4 \div 0,6 \text{ гц}$) и поэтому сопротивление, оказываемое амортизаторами на поперечные колебания, очень мало. Кроме того, следует учитывать несимметричность характеристик амортизаторов. Например, в зависимости подвески при поперечных колебаниях практически сопротивление оказывает только амортизатор, работающий на отбой. В данном случае сопротивление амортизаторов поперечным колебаниям полуприцепа определяется из выражения

$$k_\varphi \approx (1,15 \div 1,25) k_{otb} \left(\frac{B_a}{2} \right)^2.$$

Общее сопротивление подвески полуприцепа поперечным колебаниям соответствует $n_{\varphi n} \approx 0,4$. При свободном опорно-цепном устройстве это соответствует величине относительного коэффициента затухания $\varphi_{\varphi n} \approx 0,2$.

Зависимость динамической устойчивости от величины относительного коэффициента затухания показана на рис. 5.

Представленные зависимости показывают, что эффективность гашения поперечных колебаний при наличии упругой связи в опорно-цепном устройстве и увеличении ее жесткости растет при одних и тех же значениях коэффициента затухания. Это объясняется, кроме влияния самой упругой связи, более эф-

фективным затуханием, связанные с увеличением собственных частот поперечных колебаний.

Влияние на динамическую и статическую поперечные устойчивости как высоты центра тяжести подпрессоренной массы, так и положения оси крена. Связь между указанными характеристиками выражается через радиус крена $r_{kr,p}$ и радиус инерции r_p подпрессоренной массы полуприцепа. При одной и той же высоте центра тяжести поперечная устойчивость полуприцепа (автопоезда) повышается с приближением оси крена к центру тяжести, т. е. с уменьшением $r_{kr,p}$ и r_p .

В передней части полуприцепа положение оси крена определяется высотой расположения шарнира поперечной гибкости

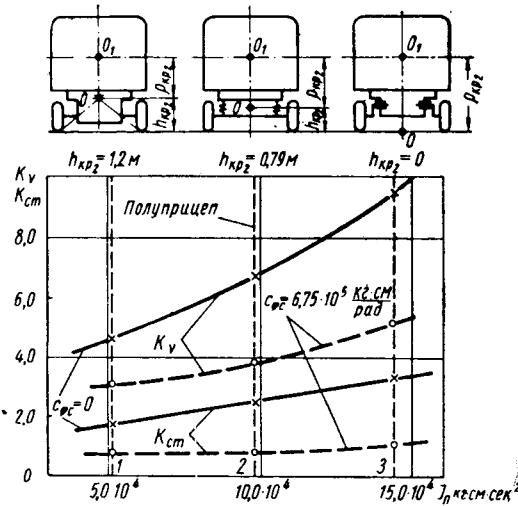


Рис. 6. Влияние положения оси крена полуприцепа (типа подвески) на показатели поперечной устойчивости полуприцепа $= \Omega_\varphi$ (сплошные линии — $c_{\varphi c} = 0$; штриховые линии — $c_{\varphi c} = 6,75 \cdot 10^5 \text{ кг}\cdot\text{см}/\text{рад}$).

опорно-цепного устройства тягача. Положение оси крена в задней части полуприцепа в сечении колесного хода может существенно изменяться в зависимости от типа подвески, что будет влиять на показатели поперечной устойчивости.

На рис. 6 показано изменение поперечной устойчивости полуприцепов с характерными типами подвесок в зависимости от момента инерции подпрессоренной массы относительно оси крена (радиуса крена).

С увеличением радиуса крена наиболее резко ухудшаются показатели поперечной устойчивости и особенно K_V для прицепа со свободным опорно-цепным устройством. Повышение устойчивости за счет применения однорычажной независимой подвески с перемещением колес в поперечной плоскости

(рис. 6) ограничено, так как вследствие прочих требований к направляющему аппарату подвески не удается значительно увеличить высоту оси крена.

Как видно из проведенного анализа, тягач при наличии связи в опорно-цепном устройстве значительно повышает как статическую, так и динамическую поперечные устойчивости полуприцепа.

Экспериментальные исследования полностью подтвердили это положение и показали, что установка других элементов в опорно-цепном устройстве тягача с угловой жесткостью $c_{\varphi c} = 8,7 \cdot 10^5 \text{ кг}\cdot\text{см}/\text{рад}$ повысила динамическую поперечную устойчивость исследуемого полуприцепа почти в 2 раза. Если движение автопоезда при наличии угла свободного качания в опорно-цепном устройстве тягача происходит с опасными для устойчивости кренами подпрессоренной массы [5], достигающими 20—30°, то углы крена при наличии упругой связи не превышали на участке с искусственными неровностями 15—16°, а на разбитой грунтовой дороге 8—10,5°.

Выводы

1. Поперечную устойчивость полуприцепов с высоким расположением центра тяжести следует оценивать не только по показателям статической устойчивости, но и по показателю динамической устойчивости.

2. При проектировании указанных полуприцепов необходимо учитывать влияние всех параметров, повышающих их поперечную устойчивость, и в особенности влияние массы тягача.

3. Для автопоездов с большими габаритами полуприцепов по высоте желательна блокировка опорно-цепного устройства упругими элементами достаточной жесткости; это значительно повышает их поперечную устойчивость.

4. Предлагаемые выражения критерии поперечной устойчивости в параметрической форме учитывают влияние тягача и позволяют анализировать, сравнивать и оценивать различные конструктивные схемы седельных автопоездов с точки зрения их поперечной устойчивости, оценивать влияние конструктивных и компоновочных параметров автопоезда (высота центра тяжести, положение оси крена, угловые жесткости подвесок и связи в опорно-цепном устройстве, сопротивление и т. д.) на его поперечную динамическую и статическую устойчивость и выбирать наиболее удовлетворяющие устойчивости значения параметров.

ЛИТЕРАТУРА

- Закс М. И. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 1.
- Рождов В. А., Саввушкин Е. С., Чуйко П. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.
- Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колеса, Машизиз, 1960.
- Певзнер Я. М., Горелик А. М. Исследование устойчивости автомобиля, Машизиз, 1953.
- Вязынин Н. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 8.

УДК 629-442.073

Поперечная устойчивость самосвалов при боковом опрокидывании груза

М. Н. ЗАКС

Мытищинский машиностроительный завод

ПРИ подъеме груженой платформы самосвала или самосвального полуприцепа в составе автопоезда общий центр тяжести машины смешается в сторону сбрасывания груза, вследствие чего разгружаются колеса одной стороны самосвала и перегружаются колеса другой стороны. Кроме того, за счет разного прогиба рессор ишин левой и правой сторон самосвала его подпрессоренная часть поворачивается на дополнительный угол, еще больше смешая общий центр тяжести ма-

шины. Смещение центра тяжести может достичь такой величины, при которой колеса одной стороны полностью разгрузятся, и самосвал потеряет свою устойчивость.

Во время движения по мягкому грунту перегруженные колеса погружаются в землю, создавая дополнительный крен самосвала, ухудшающий устойчивость последнего.

Все эти особенности самосвала нужно учитывать при рассмотрении его поперечной устойчивости. Эту устойчивость бу-

дем определять на уклоне α , который имитирует неровности грунта и его деформацию под перегруженными колесами.

Обычно, сыпучие грузы начинают высыпаться из платформы сразу после открытия борта под углом естественного откоса. Поперечное сечение груза сначала имеет вид однобокой трапеции, потом — треугольника. При угле наклона платформы к горизонту, равном или большем углу естественного откоса ϕ , сползает весь оставшийся груз. Во время подъема платформы центр тяжести груза смещается в сторону платформы, противоположную сбрасыванию.

Иначе происходит сбрасывание слежавшегося или смерзшегося груза, который сползает по полу платформы всей массой при угле наклона платформы к горизонту, равном или несколько большем естественного угла откоса груза [1]. Во время подъема платформы центр тяжести груза остается примерно на оси симметрии платформы, а после начала сползания груза смещается в сторону сбрасывания. При этом в зависимости от конструкции платформы опрокидывающий момент платформы с грузом может даже несколько увеличиться.

Обозначим угол подъема платформы относительно рамы шасси самосвала ψ , а угол наклона рамы шасси к горизонту γ_p . Тогда наклон платформы будет равен $\gamma_p + \psi$. Наибольший угол естественного откоса наиболее распространенных материалов $\phi = 45 \div 50^\circ$ [1]. Отсюда, максимальный опрокидывающий момент платформы с грузом соответствует наклону платформы $\gamma_p + \phi = 45 \div 50^\circ$. Из этого условия и будем в дальнейшем определять поперечную устойчивость самосвала при сбрасывании слежавшегося (смерзшегося) груза. Так как этот случай сбрасывания груза создает более тяжелые условия работы самосвала, чем первый случай, то поперечную устойчивость самосвала при сбрасывании сыпучих грузов можно не рассматривать.

Кроме указанных случаев сбрасывания груза, на испытаниях самосвалы проверяют на поперечную устойчивость с закрытым бортом, что вносит определенность в положение груза, создает независимость опрокидывающего момента от состояния груза и позволяет легко сравнивать различные конструкции самосвалов. Получающийся опрокидывающий момент груженой платформы в большинстве случаев будет больше или примерно равным опрокидывающему моменту платформы при сбрасывании слежавшегося (смерзшегося) груза. Поэтому будем рассматривать поперечную устойчивость самосвала и самосвального полуприцепа в составе автопоезда при подъеме груженой платформы с закрытым бортом до максимального угла и при сбрасывании слежавшегося (смерзшегося) груза. Для определения поперечной устойчивости самосвала или самосвального полуприцепа воспользуемся методом расчета, изложенным в работе [2], с учетом особенности работы самосвала при сбрасывании груза.

Сначала рассмотрим поперечную устойчивость самосвала. Подъем груженой платформы самосвала при закрытом борте. Примем [2], что потеря устойчивости самосвала произойдет при угле наклона опорной площадки α_c , при котором реакция разгруженного колеса задней оси самосвала равна нулю. Все силы и весовые нагрузки самосвала отнесем к передней и задней осям, разделив условно самосвал на две части. Передняя и задняя части самосвала соединены между собой рамой, угловую жесткость которой на длине базы обозначим через j_p в $\text{кгсм}/\text{рад}$.

Равновесие каждой части самосвала на уклоне α_c будем рассматривать в отдельности. Схема задней части самосвала и действующие на нее нагрузки показаны на рис. 1. Опрокидывающий момент платформы с грузом относительно точки O (ось поворота рамы в плоскости задней оси при одинаковой жесткости рессор) обозначим через M_{opz} :

$$M_{opz} = G_3 (\alpha_c \cos \gamma_{pz} + b_3 \sin \gamma_{pz}), \quad (1)$$

где G_3 — вес груженой платформы, приходящийся на заднюю ось самосвала; α_c и b_3 — координаты центра тяжести груженой платформы при максимальном угле подъема относительно точки O .

Составим уравнение равновесия задней части рамы относительно точки O

$$M_{opz} - M_p + G_{pz} H_3 \sin \gamma_{pz} - A_3 \tau_3 = 0, \quad (2)$$

где $M_p = j_p (\gamma_{pz} - \gamma_{pn})$ — момент кручения рамы самосвала; $A_3 = 0.75 J_{pz} L_3^2$ — угловая жесткость рессорного подвешивания задней оси; G_{pz} — вес рамы самосвала, приходящийся на заднюю ось; H_3 — расстояние от центра тяжести задней

части рамы до точки O ; τ_3 — угол между рамой и задней осью.

Равновесие задней оси нужно рассматривать при условии полной разгруженности колес одной стороны, противоположной сбрасыванию, т. е. вся нагрузка задней оси Q_3 приходится на колеса другой стороны. Напишем уравнение равновесия

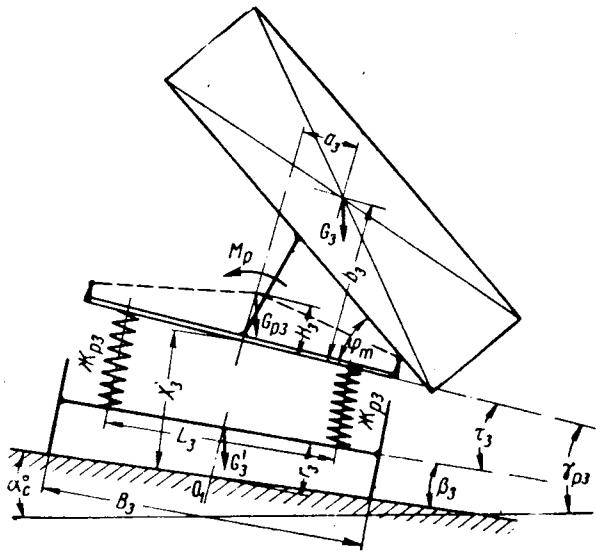


Рис. 1. Схема задней части самосвала и действующие на нее силы.

задней оси относительно точки O_1 (точка поворота задней оси в вертикальной плоскости):

$$A_3 \tau_3 + (G_3 + G_{pz}) X_3 \sin (\gamma_{pz} - \tau_3) + G'_3 r_3 \sin (\gamma_{pz} - \tau_3) - 0.5 B_3 Q_3 = 0, \quad (3)$$

где G'_3 — вес задней оси самосвала с колесами; r_3 — расстояние от центра тяжести задней оси до точки O_1 ;

B_3 — колея задних колес самосвала и $Q_3 = (G_3 + G_{pz} + G'_3) \cdot \cos (\gamma_{pz} - \tau_3)$.

Угол наклона задней оси к опорной площадке β_3 определяется по формуле

$$\beta_3 = \frac{Q_3}{B_3 J_{wz}}, \quad (4)$$

где J_{wz} — средняя жесткость шин колеса.

Угол наклона опорной площадки α определяется зависимостью

$$\alpha = \gamma_{pz} - \tau_3 - \beta_3. \quad (5)$$

Схема передней части самосвала и действующие на нее нагрузки показаны на рис. 2 (все обозначения на рис. 2 аналогичны обозначениям рис. 1).

Напишем уравнения равновесия передней части рамы самосвала относительно точки O

$$M_{opp} + M_p + G_{pn} H_n \sin \gamma_{pn} - A_n \tau_n = 0, \quad (6)$$

где $A_n = 0.5 J_{pn} L_n^2$ — угловая жесткость рессорного подвешивания передней оси самосвала;

G_n — вес груженой платформы, приходящийся на переднюю ось;

G_{pn} — вес рамы самосвала, приходящийся на переднюю ось (под весом рамы самосвала подразумевается вес подрессоренной части самосвала, кроме платформы с грузом).

В момент отрыва одного из колес задней оси от опорной площадки все колеса передней оси обычно остаются нагру-

женными. Тогда уравнение равновесия передней оси относительно точки O_1 будет

$$A_n \tau_n + (G_n + G_{pn}) X_n \sin(\gamma_{pn} - \tau_n) + \\ + G_n' r_n \sin(\gamma_{pn} - \tau_n) - 0,5 J_{wn} B_n^2 \beta_n = 0, \quad (7)$$

где G_n' — вес передней оси с колесами;

$0,5 J_{wn} \cdot B_n^2$ — угловая жесткость колес передней оси.

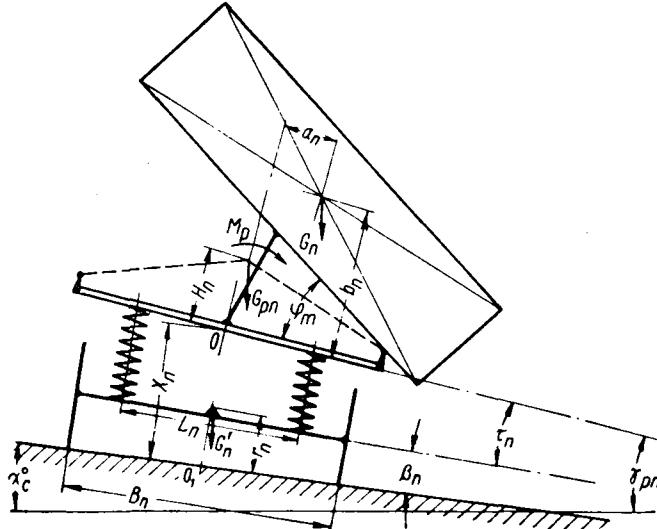


Рис. 2. Схема передней части самосвала и действующие на нее силы.

Так как угол наклона опорной площадки α_c одинаков для всего самосвала, то из геометрических соотношений имеем

$$\gamma_{pz} - \tau_3 - \beta_3 = \gamma_{pn} - \tau_n - \beta_n. \quad (8)$$

Из уравнения (7) определим значение β_n и подставим в уравнение (8). В это же уравнение подставим и значение β_3 из уравнения (4). В результате получим новое уравнение:

$$(\gamma_{pz} - \gamma_{pn}) - (\tau_3 - \tau_n) - \frac{Q_3}{J_{wn} B_3} + \\ + \frac{A_n \tau_n + (G_n X_n + G_{pn} X_n + G_n' r_n) \sin(\gamma_{pn} - \tau_n)}{0,5 J_{wn} B_n^2} = 0. \quad (8')$$

Из уравнений (2), (3), (6) и (8') получим систему уравнений поперечной устойчивости самосвала с четырьмя неизвестными: γ_{pz} , γ_{pn} , τ_3 и τ_n .

В уравнениях (2) и (3) третье неизвестное γ_{pn} входит только в выражение M_p , поэтому в первом приближении пренебрегаем влиянием передней части самосвала на устойчивость задней части, т. е. положим $M_p=0$. Тогда из уравнений (2) и (3) получим систему двух уравнений с двумя неизвестными γ_{pz} и τ_3 . Для упрощения расчетов преобразуем эту систему уравнений. Разложим $\sin(\gamma_{pz} - \tau_3)$ и $\cos(\gamma_{pz} - \tau_3)$ на составляющие и ввиду небольшой величины τ_3 примем $\sin \tau_3 = \tau_3$ и $\cos \tau_3 = 1$. Окончательно получим одно уравнение с неизвестным γ_{pz} :

$$[G_3(b_3 + X_3) + G_{p3}(H_3 + X_3) + G_3' r_3] \sin \gamma_{pz} + \\ + [G_3 a_3 - 0,5 B_3 (G_3 + G_{p3} + G_3')] \cos \gamma_{pz} - \\ - \frac{1}{A_3} [(G_3 b_3 + G_{p3} H_3) \sin \gamma_{pz} + G_3 a_3 \cos \gamma_{pz}] \times \\ \times [(G_3 X_3 + G_{p3} X_3 + G_3' r_3) \cos \gamma_{pz} + \\ + 0,5 B_3 (G_3 + G_{p3} + G_3') \sin \gamma_{pz}] = 0; \quad (9)$$

это уравнение решается методом подбора.

Определив γ_{pz} , из уравнения (2) при $M_p=0$ найдем величину угла τ_3 . Полученные углы γ_{pz} и τ_3 подставим в уравнения (6) и (8') и определим величины γ_{pn} и τ_n . Значения γ_{pz} и γ_{pn} подставим в M_p и вновь решим систему уравнений (2)–(8') с учетом полученной величины M_p . При этом в уравнение (9) добавляются члены:

$$\frac{M_p}{A_3} [(G_3 X_3 + G_{p3} X_3 + G_3' r_3) \cos \gamma_{pz} + \\ + 0,5 B_3 (G_3 + G_{p3} + G_3') \sin \gamma_{pz}] - M_p.$$

В большинстве случаев второго приближения вполне достаточно. Зная величины углов γ_{pz} и τ_3 , получим из уравнения (4) угол β_3 , а из уравнения (5) — искомый угол поперечной устойчивости самосвала α_c .

В самосвалах с рамой малой жесткости на кручение для ориентировочных расчетов можно ограничиться первым приближением, т. е. определить углы γ_{pz} и τ_3 по уравнениям (9) и (2). Для повышения точности расчета можно задаться величиной M_p из результатов испытаний или расчетов аналогичных самосвалов и определять углы γ_{pz} и τ_3 сразу по схеме второго приближения.

При рассмотрении равновесия рамы и оси колес самосвала предполагалось, что угловая жесткость рессорного подвешивания останется постоянной во время поворота рамы. Однако это не всегда верно. Обычно задние рессоры самосвала состоят из основных и дополнительных. При повороте рамы у одной из рессор может выключиться из работы дополнительная рессора, вследствие чего угловая жесткость задней подвески изменится. Кроме того, изменится и восстанавливающий момент задней подвески $A_3 \tau_3$. Поэтому в систему уравнений поперечной устойчивости самосвала вместо $A_3 \tau_3$ необходимо подставить новое выражение восстанавливающего момента, определение которого дано в работе [2].

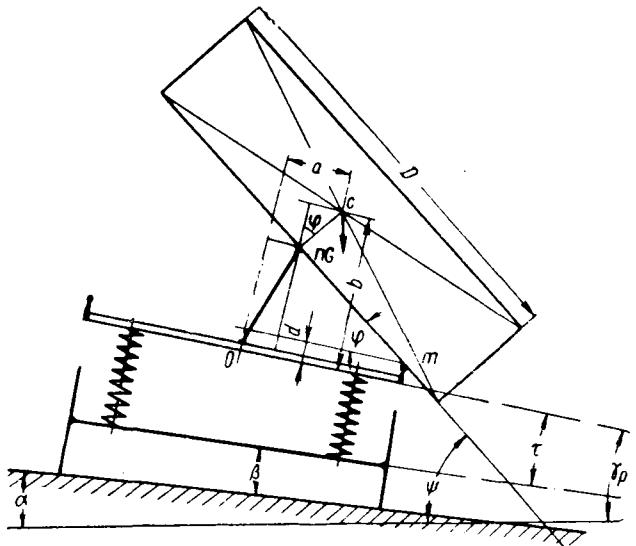


Рис. 3. Положение платформы самосвала в начале свала слежавшегося груза.

Устойчивость самосвала при сбрасывании слежавшегося (смерзшегося) груза. В этом случае устойчивость самосвала рассматривается при определенном положении платформы, соответствующем началу сбрасывания груза. Это положение платформы определяется углом наклона ее к горизонту $\Phi = \gamma_p + \varphi$, который был принят равным $\Phi = 45 \div 50^\circ$.

Угол подъема платформы φ теперь не является постоянной величиной, а зависит от γ_p , вследствие чего не являются постоянными величинами и координаты центра тяжести груженой платформы a и b . Определим (рис. 3) зависимость a и b от угла φ (примем $cp=e$ и $tm=l$):

$$a = e \sin \varphi + l(1 - \cos \varphi); \\ b = d + e \cos \varphi + l \sin \varphi; \quad (10)$$

где d — расстояние оси поворота платформы m от точки O ;
 l — расстояние оси поворота платформы m от верхнего
шарнира гидроподъемника;

e — расстояние центра тяжести груженой платформы с
от верхнего шарнира гидроподъемника.

Опрокидывающий момент груженой платформы является
функцией углов φ и γ_p по формуле (1).

После начала сползания груза его центр тяжести сме-
щается в сторону от оси симметрии платформы, а вес груза
уменьшается за счет скольжения груза за краем платформы.

Связанное с этим изменение M_{on} груза было исследовано
при постоянных углах φ и γ_p . В качестве примера были
рассмотрены положения платформы при $\gamma_p=10^\circ$; $\varphi=35$ и 40° ;
 $\psi=45$ и 50° . В начале сползания груза $M_{on,gr}$ несколько
увеличивался, достигая наибольшей величины при
 $X=6 \div 16$ см, потом заметно уменьшался. Увеличение $M_{on,gr}$
не превышало 1—3%, причем меньшее увеличение получалось
при большем φ , поэтому практически можно считать, что
максимальный опрокидывающий момент груженой платфор-
мы создается в самом начале сползания груза.

Это не относится к случаю, когда открывающийся борт
платформы поворачивается вокруг своих нижних шарниров и
становится продолжением пола платформы. Максимальный
опрокидывающий момент наступает, когда груз сползает
на величину высоты борта. В это время центр тяжести гру-
женой платформы смещается на величину v , несколько мень-
шую половину высоты борта за счет неподвижного центра
тяжести самой платформы.

Тогда

$$\begin{aligned} a &= e \sin \varphi + l(1 - \cos \varphi) + v \cos \varphi; \\ b &= d + e \cos \varphi + (l - v) \sin \varphi. \end{aligned} \quad (10')$$

Весь расчет устойчивости самосвала ведется по приведенным
выше уравнениям системы (2) — (8'), только в выраже-
ние M_{on} из формулы (1) подставляются значения a и b
из формул (10) или (10'). Появляется лишнее неизвестное φ ,
которое связано с γ_p простой зависимостью: $\varphi=\psi-\gamma_p$
(угол ψ задается из условий сбрасывания груза). Поэтому
расчет устойчивости самосвала при сбрасывании слежавше-
гося груза не усложняется по сравнению с предыдущим слу-
чаю.

Поперечная устойчивость самосвального полуприцепа в составе автопоезда. Здесь
возможны два случая: полуприцеп теряет устойчивость до
полного выбора зазора в седельно-опорном устройстве и зазор
в седельно-опорном устройстве выбирается раньше, чем раз-
грузится одно из колес оси полуприцепа. В первом случае
расчет устойчивости самосвального полуприцепа производится
аналогично расчету поперечной устойчивости полуприцепа [2]. Однако в уравнение равновесия рамы полуприцепа необходимо
добавить опрокидывающий момент груженой платформы

$$M_{on} = G(a \cos \gamma_p + b \sin \gamma_p), \quad (11)$$

где G — вес платформы с грузом;

a и b — координаты центра тяжести груженой платформы
относительно точки поворота рамы O в плоскости
оси колес полуприцепа (рис. 4).

После ряда преобразований уравнение поперечной устойчи-
вости самосвального полуприцепа примет следующий вид:

$$\begin{aligned} &[G(b+X)+G_p(H+X)+G'r-R(h+X)] \sin \gamma_p + \\ &+ [Ga-0,5B(G+G_p+G'-R)] \cos \gamma_p - \\ &- \frac{1}{A} [(G_b+G_pH-Rh) \sin \gamma_p + Ga \cos \gamma_p] \cdot [(GX+G_pX+ \\ &+ G'r-RX) \cos \gamma_p + 0,5B(G+G_p+G'-R) \sin \gamma_p] = 0, \end{aligned} \quad (12)$$

где R — реакция седельно-опорного устройства;

$A=0,5K_pL^2$ — угловая жесткость рессорного подвешивания
полуприцепа.

Зная γ_p , легко определить

$$\tau = \frac{1}{A} (M_{on} + G_pH \sin \gamma_p - Rh \sin \gamma_p),$$

$$G + G_p + G' - R$$

а также $\beta = \frac{G + G_p + G' - R}{K_p B} \cos(\gamma_p - \tau)$ и угол α [по ана-
логии с формулой (5)].

После потери устойчивости полуприцеп выбирает боковой
зазор в седле и упирается в тягач. Определение поперечной
устойчивости тягача рассмотрено в работе [2]. Особенностью
самосвального полуприцепа является то, что дополнительный
опрокидывающий момент груженой платформы M_{on} нужно
учитывать только при определении опрокидывающего момента
 M_c , с которым полуприцеп действует на тягач.

Во втором случае расчет устойчивости автопоезда услож-
няется, поэтому желательно предварительно определить, к ка-
кому случаю относится данный автопоезд. Для этого, рас-

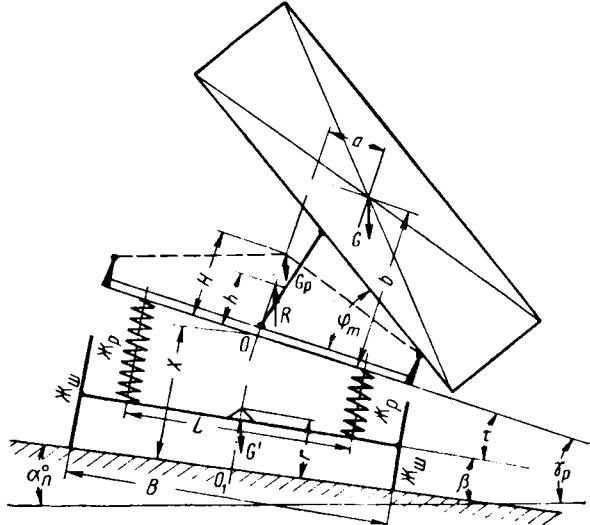


Рис. 4. Схема полуприцепа и действующие на него силы.

сматривая полуприцеп как трехопорную конструкцию, определим из уравнения (12) величину угла γ_p , а затем определим значения τ , β и α_n . На уклоне α_n рассмотрим положение задней части тягача (аналогично задней части самосвала) до выбора бокового зазора в седле. Для упрощения расчета пренебрежем влиянием передней части тягача. Кроме того, примем угол наклона задней оси тягача к опорной площадке $\theta_T=0$.

Тогда

$$\gamma_T - \tau_T = \alpha_n^*,$$

а из равновесия рамы задней части тягача получим

$$(G_{pt} \cdot H_t + Rh_t) \sin \gamma_{pt} - A_t \tau_t = 0,$$

где G_{pt} — вес рамы тягача, приходящийся на заднюю ось
тягача; $A_t = 0,5K_{pt}L_T^2$ (рис. 5).

Из этих уравнений определим величину γ_{pt} и сравним ее
с величиной γ_p . Угол бокового покачивания седла обозначим
через θ . (В величину θ входит также зазор между опорным
листом полуприцепа и опорной плоскостью седла, получающимся
из-за неплотного крепления шкворня в вертикальном
направлении.) При $\gamma_p - \gamma_{pt} < \theta$, устойчивость автопоезда
определеняется по первому случаю расчета; при $\gamma_p - \gamma_{pt} > \theta$
устойчивость автопоезда необходимо определять по второму
случаю.

Боковой зазор в седле можно выбрать до или после макси-
мального подъема груженой платформы. В последнем случае
нужно определить угол опорной площадки α , при котором
полностью выбирется зазор в седле. Для этого рассматрива-
ется положение полуприцепа как трехопорной конструкции
и задней части тягача на уклоне α . Дополнительное условие
 $\gamma_p - \gamma_{pt} = \theta$ позволит определить величину α .

Однако в большинстве конструкций боковой зазор в седле
полностью выбирается до максимального подъема платформы.
Поэтому на первом этапе расчета определим угол подъема
груженой платформы φ_0 , при котором выбирается зазор
в седле. В выражении опрокидывающего момента плат-
формы M_{on} [формула (11)] величины a и b становятся пере-
менными. Зависимость их от угла φ определяется уравне-
нием (10).

Примем, что подъем платформы происходит на горизонталь-
ной площадке ($\alpha=0$). Тогда $\gamma_{pt}=0$, и в момент выбора

зазора $\gamma_p = \theta$ и $\tau + \beta = 0$. Напишем уравнения равновесия рамы и оси колес полуприцепа на уклоне a :

$$\left. \begin{aligned} M_{on} + (G_p H - Rh) \sin \gamma_p - A \tau = 0; \\ A \tau + (G + G_p - R) \cdot X \cdot \sin (\gamma_p - \tau) + \\ + G' r \sin (\gamma_p - \tau) - 0,5 K_u B^2 \beta = 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Применим к этой системе уравнений указанные выше условия и определим величину угла подъема платформы φ_0 . Опрокидывающий момент платформы при угле подъема φ_0 обозначим $M_{on\varphi}$.

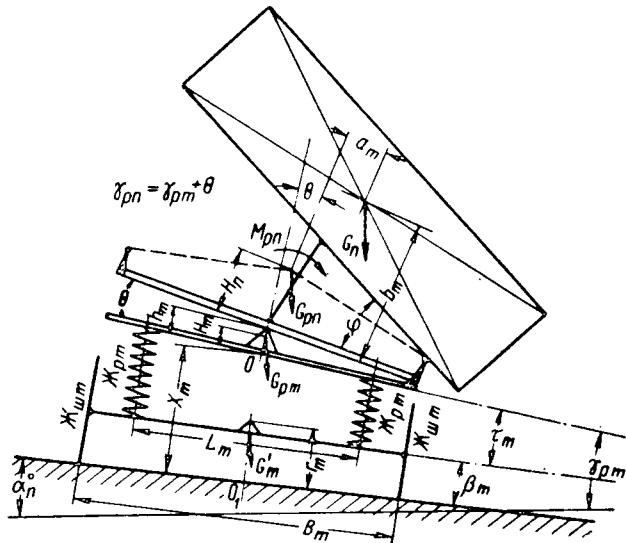


Рис. 5. Схема задней части тягача и действующие на нее силы.

Определение устойчивости полуприцепа после выбора зазора в седле (второй этап расчета) аналогично определению устойчивости самосвала, где вместо передней части рассматривается задняя часть тягача вместе с приходящими на нее нагрузками от полуприцепа (передней частью тягача в первом приближении пренебрегаем). Необходимо только иметь в виду следующие особенности расчета полуприцепа. До выбора зазора в седле опрокидывающий момент всей груженой платформы и всей рамы полуприцепа уравновешивается рессорным подвешиванием полуприцепа. Поэтому в уравнении равновесия задней части рамы полуприцепа нужно учесть опрокидывающие моменты веса груженой платформы G_n^o и веса рамы G_{qn}^o , приходящиеся на седельно-опорное устройство. Эти моменты получились до выбора зазора в седле.

Первый момент $M_{on\varphi}^n = G_n^o [a(\varphi_0) \cos \theta + (b(\varphi_0) - h) \sin \theta]$,

второй момент равен $M_{p\varphi}^n = G_{pn}^o (H - h) \sin \theta$. Моменты суммируются с нагрузками, приходящими на заднюю часть полуприцепа. Отсюда

$$M_{on\varphi} + M_{on\varphi}^n + M_{p\varphi}^n + G_{pn} H \sin \gamma_{pn} - M_{pn} - A \tau = 0, \quad (14)$$

где $M_{on\varphi} = G_3 (a \cos \gamma_{pn} + b \sin \gamma_{pn})$;

$M_{pn} = j_{pn} (\gamma_{pn} - \gamma_{pn})$ — момент кручения рамы полуприцепа; j_{pn} — угловая жесткость рамы; $(\gamma_{pn} - \gamma_{pn})$ — разность углов закручивания задней и передней частей рамы.

Уравнение равновесия оси колес полуприцепа:

$$A \tau + (G_3 X + G_{pn} X + G' r) \sin (\gamma_{pn} - \tau) - 0,5 B Q_3 = 0. \quad (15)$$

Схема задней части тягача и действующие на нее нагрузки показаны на рис. 5.

Уравнение равновесия задней части рамы тягача:

$$\left. \begin{aligned} M_{on\varphi} + G_n h_T \sin \gamma_{pt} + G_{pn} (H_n \sin \gamma_{pn} + h_T \sin \gamma_{pt}) + \\ + G_{pt} H_n \sin \gamma_{pt} + M_{pn} - A \tau - M_{on\varphi}^n - M_{p\varphi}^n = 0, \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где $M_{on\varphi} = G_n (a \cos \gamma_{pn} + b \sin \gamma_{pn})$.

В уравнении (16) учтено уменьшение опрокидывающих моментов груженой платформы и рамы полуприцепа за счет $M_{on\varphi}^n$ и $M_{p\varphi}^n$, которые воспринимаются рессорным подвешиванием полуприцепа.

Следующее уравнение получим тем же путем, что и уравнение (8'):

$$\begin{aligned} (\gamma_{pn} - \gamma_{pt}) - (\tau - \tau_t) - \frac{Q_3}{K_u B} + \\ + \frac{A \tau_t + [(G_n + G_{pn} + G_{pt}) X_t + G'_r r_t] \sin (\gamma_{pt} - \tau_t)}{0,5 K_u t B^2 T} = 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Из уравнений (14) — (17) получим систему уравнений поперечной устойчивости самосвального полуприцепа в составе автопоезда с четырьмя неизвестными: γ_{pn} , γ_{pt} , τ и τ_t . Решая эту систему уравнений подобно системе уравнений (2) — (8'), определим величины углов γ_{pn} и τ . Затем определяем углы β и α_n по аналогии с формулами (4) и (5).

На третьем этапе расчета определяется устойчивость тягача после отрыва одного из колес полуприцепа от опорной площадки. Из уравнений (14) и (15) определим зависимость M_{pn} от угла γ_{pn} и заменим ее уравнением прямой линии

$$M_{pn} = k \gamma_{pn} - c_0; \quad M_{pn} = j_{pn} (\gamma_{pn} - \gamma_{pn});$$

отсюда

$$M_{pn} = j_{pn} \frac{k \gamma_{pn} - c_0}{j_{pn} - k}. \quad (18)$$

Подставим значение M_{pn} в уравнение (16) и получим новое уравнение (16') только с двумя неизвестными: γ_{pt} и τ_t . Второе уравнение получим из рассмотрения равновесия задней оси тягача (рис. 5)

$$A \tau_t + [(G_n + G_{pn} + G_{pt}) X_t + G'_r r_t] \sin (\gamma_{pt} - \tau) - 0,5 B_t Q_t = 0, \quad (19)$$

где $Q_t = (G_n + G_{pn} + G_{pt} + G'_r) \cos (\gamma_{pt} - \tau_t)$.

Из уравнений (16') и (19) определяем γ_{pt} и τ_t , затем обычным путем определяем β_t и α_n (угол поперечной устойчивости автопоезда).

Если для уточнения расчета нужно учесть влияние передней части тягача, то к уравнениям (16') и (19) прибавляют еще два уравнения, подобные уравнениям (6) и (8'), когда в них $G_n = 0$.

Получившаяся система из четырех уравнений решается методом последовательного приближения.

Рассмотрим уравнение (18). При $k = j_{pn}$, $M_{pn} = \infty$, т. е. угол поперечной устойчивости полуприцепа α_n , определенный на втором этапе расчета, является одновременно и углом поперечной устойчивости всего автопоезда. Интенсивность нарастания опрокидывающего момента задней части полуприцепа в этом случае равняется интенсивности увеличения момента сопротивления рамы полуприцепа на кручение, вследствие чего процесс опрокидывания полуприцепа не может прекратиться. Таким образом, жесткость рамы самосвального полуприцепа с точки зрения повышения его поперечной устойчивости должна быть значительной (примерно в 2—4 раза больше коэффициента k). При $k \geq j_{pn}$ отпадает необходимость в третьем этапе расчета, а при $j_{pn} > k$ нет необходимости в определении α_n на втором этапе расчета.

При подъеме груженой платформы рессоры полуприцепа и тягача значительно деформируются, что отрицательно сказывается на устойчивости автопоезда. Как показали испытания самосвального полуприцепа ММЗ-811 в составе автопоезда с разблокированными рессорами, при поднятой груженой платформе с закрытым бортом происходит потеря поперечной устойчивости на горизонтальной площадке. Поэтому возникает необходимость либо увеличивать угловую жесткость рессорного подвешивания, либо ограничивать деформацию рессор. В первом случае применяют стабилизаторы. Для получения большего эффекта необходимо увеличивать жесткость стабилизатора, что влечет за собой ухудшение контакта колеса с грунтом при односторонних неровностях и нагружение рамы ма-

шины крутящим моментом. Это ограничивает возможности стабилизатора.

Другой путь является более эффективным, хотя, возможно, более дорогим и сложным. В частности, применяют блокирующие устройства, которые выключают рессоры из работы в момент начала подъема платформы [3]. Эти устройства жестко соединяют раму с осью колес, т. е. угол $\tau=0$. В самосвальных автопоездах блокируют не только рессоры полуприцепа, но и седельно-опорное устройство и задние рессоры тягача. Такой способ увеличения поперечной устойчивости самосвального автопоезда в составе седельного тягача ЗИЛ-ММЗ-955Б и полуприцепа-самосвала ММЗ-811 дал хорошие результаты [3]. При блокировке только рессор полуприцепа угол поперечной устойчивости автопоезда составлял 5° . При дополнительной блокировке седельного устройства и задних рессор тягача угол поперечной устойчивости увеличивался до 11° (при этом угле пробковывали механизмы блокировки тягача). Испытания автопоезда проводились при максимально поднятой груженой платформе с закрытым бортом.

При заблокированных рессорах расчет на поперечную устойчивость значительно упрощается. Уравнение равновесия рамы и уравнение равновесия оси колес суммируются в одно уравнение с исключением восстанавливающего момента рес-

сора $A\tau$. В новом уравнении угол τ равен нулю и неизвестно только одно ψ_r .

В уравнении (12) принимают $A=\infty$, что сразу приводит к простому выражению.

При жесткой раме полуприцепа на кручение, когда можно пренебречь величиной угла закручивания рамы ($\gamma_{pz} - \gamma_{pr}$) порядка одного градуса, весь полуприцеп совместно с заблокированной задней частью тягача можно рассматривать как единую жесткую систему ($\gamma_{pz} = \gamma_{pr} = \psi$), что позволит после небольших преобразований приведенных выше уравнений получить простую формулу для определения угла ψ .

Блокирующий механизм воспринимает весь опрокидывающий момент соответствующей части платформы и рамы, так как рессоры полностью выключены из работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 9.
2. Закс М. Н. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 1.
3. Акимов А. Г., Мелик-Саркисянц А. С. — «Автомобильный транспорт», 1962, № 12.

УДК 629.113:678.01

Исследование эффективности применения пластмасс в автомобилестроении

Канд. эконом. наук Б. И. РОДИН

Московский институт электронного машиностроения

ОДНИМ из основных направлений технического прогресса в автомобильной промышленности является создание с помощью полимеров принципиально иных конструкций автомобилей и, в связи с этим, освоение новых технологических процессов их изготовления.

Работы проводятся в направлении создания автомобилей, рационально сочетающих в элементах кузова полимеры и металлы, и создания автомобилей с цельнопластмассовыми кузовами.

НИИПластмасс совместно с НАМИ и Московским заводом малолитражных автомобилей создан кузов автомобиля «Москвич» из стеклопластика на основе полиэфирной смолы. На Московском автозаводе им. Лихачева совместно с НАМИ и НИИПластмасс из стеклопластика создан спортивный автомобиль. Ведутся работы по созданию кузова для автомобиля «Запорожец».

Таким образом, в настоящее время в автомобилестроении наметились два практически возможных пути технического развития: создание цельнометаллических и цельнопластмассовых (или в оптимальном сочетании пластмассовых и металлических панелей) кузовов автомобилей. Задача значительного увеличения отечественного производства автомобилей будет решаться при использовании каждого направления. В связи с этим анализ эффективности указанных путей развития и производства кузовов представляет важную народно-хозяйственную проблему. Поэтому необходимо определить, что может дать народному хозяйству оснащение автомобильного транспорта автомобилями с кузовами из полимеров. По зарубежным данным пластмассовый кузов весит в 2 раза меньше, чем стальной, не требует лакокрасочных или каких-либо других защитных покрытий. Срок службы такого кузова (по предварительным данным) в 3 раза больше, чем стального. В результате снижения «мертвого» веса скорость автомобиля увеличивается, обрачиваемость подвижного состава и производительность возрастают, а эксплуатационные расходы (на топливо, авторезину, окраску) сокращаются.

В качестве базы для сравнения принимается вариант легкого автомобиля «Москвич-407», требующий фактически в эксплуатации (по данным 8-го Московского автомобильного парка) при среднем пробеге 60 000 км в год по 10 л топлива на каждые 100 км пробега, 2 комплекта авторезины, значительные расходы на техническое обслуживание и ремонт, периодическую окраску, смазочные материалы и т. д.

Кузов легкового автомобиля насчитывает свыше 1000 наименований отдельных деталей, включая арматуру, оборудование и сиденья.

Удельный вес трудоемкости изготовления кузовных штампованных деталей составляет значительную долю в общей трудоемкости изготовления автомобиля, а трудоемкость изготовления штампов для деталей кузова достигает 80% от общей трудоемкости изготовления всей оснастки. Для производства легкового автомобиля требуется изготовить до 150 крупных, 450 средних и 1100 мелких штампов (и их дубликатов), на что затрачивается около 500 000 нормо-часов. Для изготовления такого количества штампов необходимо располагать инструментально-штамповым хозяйством (цехом), иметь свыше 125 сложных копировально-фрезерных и других станков, использовать высококвалифицированных рабочих для слесарно-доводочных и граверных работ. В этих условиях цикл подготовки производства обычно составляет год, что неизбежно вызывает серьезное отставание в развитии и внедрении новой техники. Столь длительный цикл подготовки производства может привести к утрате современности как самой конструкции кузова, так и его целесообразных форм.

Процесс изготовления стального кузова объединяет свыше 1700 операций штамповки его элементов, свыше 700 операций сборки и сварки, а также многочисленные операции по оплавке, рихтовке и окраске. Для оснащения процесса требуются свыше 250 прессов различной мощности, свыше 375 сборочных стендов и сварочных аппаратов, значительное количество оплавочного и рихтовочного оборудования, свыше 60 окрасочных установок и т. д.

Металлический кузов обычно состоит из 30 крупных панелей, тогда как проектируемый пластмассовый кузов можно формовать из укрупненных панелей общим количеством не более 15.

В табл. 1 приведены результаты исследования экономической эффективности изготовления двух вариантов кузова автомобиля «Москвич-407». Первый вариант (базовый) — это процесс изготовления стального кузова при существующем на Московском заводе малолитражных автомобилей технологическом процессе. Второй вариант — изготовление пластмассового кузова однотипного автомобиля.

Весь расчет производится применительно к выпуску 100 000 автомобилей в год.

Таблица 1

Наименование операций	Необходимое количество станко-часов с учетом простое в ремонте (годовой фонд полезного времени работы единицы оборудования 3996 нормо-часов)	Потребное количество оборудования в шт.
Первый вариант		
Изготовление металлических штампов (копировально-фрезерные станки)	500 000	125
Штамповка деталей кузова (прессы)	1 000 000	250
Сборка и сварка деталей кузова (стенды и сварочные аппараты)	1 500 000	375
Оплавление и рихтовка кузова (агрегаты)	270 000	68
Мойка кузова (моечные машины)	60 000	15
Нанесение лакокрасочных покрытий (установки для окраски в электростатическом поле)	250 000	63
Сушка (сушильные камеры)	150 000	38
Второй вариант		
Изготовление полуформ пластмассовых штампов (термокамеры и смесители)	64 000	16
Приготовление пресскомпозиций и термическая обработка заготовок (стенды, термокамеры)	750 000	188
Формование панелей кузова (прессы)	500 000	125
Сборка деталей кузова (стенды)	750 000	188
Мойка кузова (моечные машины)	60 000	15

В результате сокращения количества панелей кузова в 2 раза при изготовлении их из пластиков и создании полуформ штампов для прессования деталей из полимеров (пескоструйная масса на основе эпоксидной смолы) высвобождается 125 копировально-фрезерных станков. Общая трудоемкость изготовления штампов при этом сокращается в 8 раз, а время подготовки производства (цикл технической подготовки оснастки) в 4 раза (с 1 года до 3 месяцев).

Кроме того, применение пластмасс для изготовления автомобильных кузовов позволяет высвободить половину прессового оборудования, все сварочно-сборочное, оплавочно-рихтовочное и сушильное оборудование, а также оборудование для нанесения лакокрасочных покрытий. Однако требуется 16 термокамер и смесителей для изготовления полимерных штампов и полуформ, 188 камер для напыления смолы, укладки волокон и термообработки пресс-заготовок, столько же механических стендов для сборки панелей.

Применение пластмасс позволяет иметь три основных перехода изготовления кузова вместо шести, при этом число технологических операций сокращается с 2400 до 120, т. е. в 20 раз.

Конструктивные особенности кузова и технологические особенности его изготовления позволяют значительно сократить затраты труда как за счет ликвидации ряда тяжелых и сложных профессий, так и за счет резкого сокращения рабочих других профессий. Высвобождаются сварщики, оплавщики, рихтовщики, маляры, составители лакокрасочных композиций, квалифицированные рабочие на копировально-фрезерных, слесарно-доводочных и граверных работах по изготовлению штампов, сокращается число рабочих-прессовщиков (штамповщиков). Ниже приводятся данные о количестве рабочих разных специальностей, занятых на изготовлении автомобильных кузовов в металлическом и пластмассовом исполнении.

Первый вариант

Станочники на копировально-фрезерных станках	250
Наладчики станков	25
Слесари на доводочных работах и граверы	50
Штамповщики	500
Наладчики прессов	50
Сборщики и сварщики	750
Наладчики сварочных аппаратов	25
Мойщики	30
Маляры	125
Наладчики установок для окраски в электростатическом поле	15
Составители красок	10
Сушильщики и транспортные рабочие	70

Всего 1900
То же в % 100,0

Второй вариант	
Модельщики (изготовители пластмассовых штампов)	25
Рабочие на приготовлении пресскомпозиций и термообработке заготовок	375
Формовщики (прессовщики)	250
Наладчики прессов	25
Сборщики деталей кузова	375
Мойщики	30
Всего	1080
То же в % к первому варианту	57,0

Из приведенных данных видно, что внедрение пластических масс в производство автомобильных кузовов может обеспечить по сравнению с существующим процессом изготовления из металла сокращение занятых в производстве рабочих примерно в 1,8 раза, т. е. может высвободить 820 чел.

Удельный расход рабочей силы в расчете на 10 кузовов составляет для первого варианта 357 чел.-час., для второго — 203,4 чел.-час. Эти цифры показывают, что на изготовление пластмассового кузова требуется всего лишь 56,9% того рабочего времени, которое требуется на изготовление кузова из стали. При этом часовая выработка на одного рабочего (производительность труда) с 0,028 шт. при первом варианте повышается до 0,049 шт. при втором и составляет 175%.

Таким образом, в отличие от процесса изготовления кузовов из металла применение полимеров позволяет решать задачу значительного снижения трудоемкости и роста производительности труда, а следовательно, и возможного увеличения масштабов выпуска продукции при минимальных затратах труда и меньших капиталовложений. Последнее обстоятельство объясняется тем, что переход на изготовление кузовов из пластмасс характеризуется резким сокращением необходимого оборудования, результатом чего являются и меньшие потребные производственные площади. Если для изготовления кузовов по первому исследуемому варианту требуется 934 единицы различного оборудования, то по второму варианту — лишь 532 единицы или 57,0%. Для размещения оборудования по первому варианту требуется 49 024 м² производственных площадей, а по второму варианту — 24 067 м², т. е. 49,2%.

Следовательно, применение пластических масс для изготовления кузовов легковых автомобилей позволит сократить количество используемого оборудования почти в 1,8 раза и производственные площади более, чем в 2 раза. Аналогичные показатели наблюдаются и в сокращении капиталовложений, что видно из табл. 2 (в тыс. руб.).

Таблица 2

Показатели	Первый вариант	Второй вариант	
		абсолютная величина	в % к 1 варианту
Капитальные затраты на оборудование	6919,9	2820,9	40,8
Капитальные затраты на производственные площади (здания и сооружения)	4930,1	2419,1	49,2
Суммарные капиталовложения	11850,0	5240,0	44,2
Экономия на капиталовложениях	—	6610,0	—

На основании приведенных расчетных данных можно сделать вывод, что по сравнению с уровнем капитальных затрат на оборудование в первом варианте во втором варианте требуется в 2,45 раза меньше капиталовложений, что соответствует 4099,0 тыс. руб. экономии. Кроме того, капиталовложения на строительство зданий (создание производственных площадей) дают экономию 2511,0 тыс. руб. Таким образом, на осуществление производства автомобильных кузовов по второму варианту требуется в 2,27 раза меньше суммарных затрат, что соответствует общему эффекту экономии в 6,61 млн. руб. Реализация производства кузовов по этому варианту не требует дополнительных капиталовложений, а следовательно, вопроса о сроках окупаемости не возникает.

Очевидно, что такое различие в капиталовложениях по вариантам производства кузовов должно отразиться и на величине эксплуатационных расходов, связанных с содержанием оборудования и производственных помещений.

Важным элементом себестоимости являются затраты на материалы. В соответствии с расчетными нормами расхода при варианте изготовления стального кузова требуется 0,46 т стали на единицу изделия, причем чистый вес неокрашенного

кузова составляет 0,38 т, что соответствует коэффициенту использования металла 0,826 (при 17,4% отходов и потерь).

При стоимости 1 т тонколистовой холоднокатаной углеродистой стали 08 (класса ВГ-1) толщиной 1 мм 161,17 руб. затраты на нее, отнесенные к единице продукции, составляют 74,14 руб. На окраску металлического кузова требуется 0,026 л синтетической глифталевой эмали горячей сушки. При цене за 1 л такой краски 710 руб. затраты на одно изделие составят 18,46 руб.

Наиболее часто в настоящее время для изготовления кузовов применяется композиция стеклопластиков, состоящая из 60% полизифирных смол и 40% стекловолокна (стеклопластика или стеклоткани). При таком сочетании компонентов удельный вес пластмассы 1,7 г/см³ (для стали 7,86 г/см³). Для обеспечения необходимой жесткости (с учетом модуля упругости) толщину листа из пластмассы приходится увеличивать в среднем в 2,5 раза в сравнении с толщиной листов из стали. Поэтому чистый вес кузова из пластмасс равен 0,2 т, причем коэффициент использования материала при формировании достигает 0,89 (при 11% отходов), а норма расхода материалов на один кузов составляет 0,225 т. При существующей в настоящее время стоимости 1 т полизифирной смолы 2000 руб. и 1 т стекловолокна 1000 руб. стоимость 1 т стеклопластика составит 1600 руб. Исходя из этого затраты на материалы для изготовления пластмассового кузова составят 360 руб. Если иметь в виду, что в результате освоения в 1965 г. выпуска пластических материалов в промышленных масштабах ожидается снижение стоимости 1 т полизифирной смолы до 1000 руб. и стекловолокна до 500 руб., то затраты на материалы для изготовления пластмассового кузова составят всего 180 руб.

В связи с этим в нашем анализе необходимо принять два уровня цен на стеклопластики, что существенно будет влиять на общие затраты не только при изготовлении, но и при эксплуатации автомобиля. Однако изменение цен на исходные материалы отражается прежде всего на затратах автомобильной промышленности при освоении производства.

Учет фактора цен на материалы приводит к существенному изменению текущих расходов, поскольку в действующих ценах применение пластмасс в настоящее время удешевляет производство на 115%, тогда как ориентация на перспективные цены характеризует повышение расходов всего на 21%.

Таблица 3

Статьи затрат	Первый вариант	Второй вариант в ценах на материал в тыс. руб.	
		1955 г.	1965 г.
Материалы	9 260	36 000	18 000
Заработкая плата производственных рабочих	1 880	1 220	1 220
Энергия на технологические цели	1 050	210	210
Износ технологической оснастки	1 600	200	200
Амортизация:			
оборудования	600	245	245
зданий	120	65	65
Техническое обслуживание, ремонт и содержание оборудования	1 200	490	490
Текущий ремонт и содержание зданий	1 300	650	650
Расходы по охране труда	190	120	120
Общезаводские расходы	1 800	1 800	1 800
Всего	19 000	41 000	23 000

Основным фактором снижения издержек производства является сокращение затрат по заработной плате. Из табл. 3 видно, что эти затраты в расчете на 100 000 кузовов снижаются на 660 тыс. руб. в результате сокращения трудоемкости и высвобождения значительного количества рабочих на тяжелых работах, а также исключения ряда профессий. Расходы по технологической энергии снижаются на 840 тыс. руб. в результате исключения ряда технологических переходов и многочисленных энергоемких операций.

Значительная экономия достигается на расходах по технологической оснастке (штампы, прессформы). Из расчета на 100 000 кузовов она составляет 1400 тыс. руб. Эта экономия является следствием исключения значительного количества штамповочных работ и перехода на изготовление фор-

мованных укрупненных панелей с помощью обратимой (плоской) оснастки.

Экономия на амортизационных отчислениях достигается в результате значительно меньшего количества необходимого оборудования, а в связи с этим и меньших производственных площадей. В целом она составляет 410 тыс. руб.

Немалый экономический эффект возникает в связи с резким сокращением расходов на обслуживание и ремонт оборудования — 710 тыс. руб. Эта экономия складывается из экономии на затратах по заработной плате ремонтных рабочих и затратах на ремонтные материалы, поскольку существенно уменьшается трудоемкость ремонтных работ вследствие сокращения необходимого количества оборудования.

Кроме того, снижаются расходы на ремонт и содержание зданий. Это дает экономию 650 тыс. руб. вследствие значительного сокращения требующихся для проектируемого процесса производственных площадей. Сокращаются расходы по охране труда на 70 тыс. руб. в связи с резким уменьшением трудоемкости и количества занятых рабочих.

Для объективной оценки прогрессивности нового направления в развитии кузовостроения рассмотрим снижение себестоимости производства кузовов по сравниваемым вариантам:

Показатели себестоимости второго варианта в % к показателям себестоимости первого варианта

Заработкая плата	65,0
Технологическая энергия	20,0
Износ технологической оснастки	12,5
Амортизационные отчисления	43,2
Техническое обслуживание и ремонт оборудования	40,8
Общезаводские расходы	51,7
Общезаводские расходы	100,0

Себестоимость всего кузова 88,5

Сопоставим капиталовложения и текущие расходы по вариантам (в млн. руб.) при изготовлении кузовов из стали и пластмасс (табл. 4).

Таблица 4

Показатели	Варианты	
	Первый	Второй
Капиталовложения	11,85	5,24
Экономия на капиталовложениях	—	6,61
Текущие расходы (без учета затрат на материалы)	9,74	5,0
Экономия на текущих расходах	—	4,74
Текущие расходы (при ценах 1955 г. на пластмассы)	19,0	41,0
Перерасход текущих расходов	—	22,0
Текущие расходы (при ценах 1965 г. на пластмассы)	19,0	23,0
Перерасход текущих расходов	—	4,0

Как видно из табл. 4, сопоставление указанных вариантов производства автомобильных кузовов по затратам с учетом фактора цен на материалы позволяет объективно судить о перспективных возможностях внедрения в производство полимерных материалов и доказывает эффективность новых технологических процессов с использованием полимеров.

Чтобы сделать более обоснованный вывод об эффективности новых материалов при производстве кузовов, необходимо проанализировать изменение затрат общественного труда по всем сферам.

Зная величину удельных сопряженных капиталовложений, необходимых для создания единицы годовой мощности по выпуску исходных материалов (270 и 800 руб.) и требуемые объемы их годового производства для автомобильной промышленности (46 000 и 23 000 т), можно определить необходимые капиталовложения в черную металлургию и химическую промышленность.

Одновременно, зная себестоимость производства единицы исходных материалов (130, 600 и 1200 руб.) и годовой объем производства, можно определить величину текущих расходов в год (в млн. руб.) в сфере производства материалов (табл. 5).

Таблица 5

Показатели	Первый вариант	Второй вариант в ценах	
		1955 г.	1965 г.
Капиталовложения	11,0	36,8	18,4
Текущие расходы	6,0	27,6	13,8

Применение полимерных материалов кроме дополнительных капиталовложений в размере 25,8 млн. и 7,4 млн. руб. увеличивает и текущие расходы в производстве соответственно на 21,6 млн. и 7,8 млн. руб. в зависимости от принятых цен и в этой сфере не характеризует экономическую эффективность.

Между тем, дополнительные эксплуатационные расходы химической промышленности следует считать дополнительными капиталовложениями автомобильного транспорта. Для этого необходимо рассмотреть затраты общественного труда при эксплуатации автомобилей.

Снижение веса кузова, а следовательно, сокращение «мертвого» веса автомобиля позволяет увеличить скорость его движения, ускорить оборачиваемость подвижного состава, резко снизить расход топлива, значительно увеличить пробег авторезины, исключить затраты на периодическую окраску кузова и т. д. Кроме того, в результате антикоррозионности срок службы кузова из пластиков увеличится в 3 раза по сравнению со сроком службы металлического кузова, а в результате резкого облегчения всей конструкции автомобиля значительно возрастет срок службы его ходовой части и двигателя.

Таблица 6

Статьи расходов	Первый вариант	Второй вариант в ценах на материалы	
		1955 г.	1965 г.
Амортизация:			
автомобиля	500,0	575,0	510,0
авторезины	256,0	170,0	170,0
Топливо (бензин)	324,0	216,0	216,0
Смазочные материалы (масла)	11,5	7,0	7,0
Техническое обслуживание и ремонт	30,0	30,0	30,0
Периодическая окраска	21,5	—	—
Всего	1143,0	998,0	933,0

В табл. 6 приводятся эксплуатационные затраты по сравниваемым вариантам при среднегодовом пробеге одного автомобиля 60 000 км (в руб.).

Зная изменение эксплуатационных расходов для принятого в нашем анализе парка 100 000 автомобилей и необходимые капиталовложения для их приобретения, можно сопоставить затраты в сфере эксплуатации.

Дополнительные капиталовложения в связи с приобретением автомобилей с кузовами из пластмасс быстро окупаются значительной годовой экономией на эксплуатационных расходах. При этом вариант, где в расчете принята высокая цена на стеклопластик, является с точки зрения автомобильного транспорта экономичным и эффективным, а срок окупаемости в 1,5 года — вполне приемлемым.

Что касается варианта, где в расчет положены перспективные цены, то он является исключительно высокоеффективным (срок окупаемости всего 2,5 мес.).

По-видимому, для полного представления о народнохозяйственной эффективности новых материалов следует проследить изменение затрат (в млн. руб.) общественного труда

во всех смежных сферах производства и сфере эксплуатации (табл. 7).

Таблица 7

Показатели	Первый вариант	Второй вариант в ценах на материалы	
		1955 г.	1965 г.
Капиталовложения	172,9	214,1	177,7
Эксплуатационные расходы	114,8	99,8	93,3
Срок окупаемости дополнительных капиталовложений в годах	—	2,8	0,3

Таким образом, учет затрат по всем сферам несколько повышает срок окупаемости дополнительных капиталовложений, поскольку дополнительные затраты в сфере производства исходных материалов должны окупаться экономией эксплуатационных расходов в сфере эксплуатации.

Выводы

На основе анализа выполненных расчетов следует признать безусловно целесообразными и экономически эффективными рекомендации о широком внедрении в автомобильную промышленность новых полимерных материалов.

При определении эффективности новых материалов не безразличен фактор уровня их цен. Получение высокой эффективности от внедрения пластиков возможно в дальнейшем по мере развития отраслей органического синтеза, освоения производства новых материалов в крупных промышленных масштабах и установления на этой основе доступных цен на уровне современных цен на металлы.

Представляет интерес вопрос о границах экономической целесообразности внедрения новых материалов в автомобилестроении в связи с уровнем цен на пластмассы и о первоочередных изделиях и деталях, переводимых на изготовление из пластмасс.

Одновременно следует учитывать, что в проектируемом втором варианте по сравнению с первым вариантом обеспечивается в 2 раза больший выпуск продукции с единицы производственной площади (табл. 8). Это бесспорно имеет существенное значение при оценке экономической эффективности.

Таблица 8

Показатели	Варианты	
	Первый	Второй
Производственная площадь в тыс. м ²	49,024	24,067
Съем продукции с 1 м ² производственной пло-		
щади в год:		
в шт.	2,04	4,17
в % к первому варианту	100,0	200,4

Проектируемый второй вариант является оптимальным. Он позволяет успешно учитывать требования фактора времени и решать задачи максимального увеличения выпуска продукции с минимальными затратами общественного труда.

Завершение научно-экспериментальных и проектно-конструкторских работ, проводимых по исследованию возможностей изготовления цельнопластмассовых кузовов и их отдельных панелей, приведет к созданию экономически целесообразных новых конструктивных и новых технологических решений, которые позволят в ближайшем будущем располагать мобильным производством, где в соответствии с требованиями современности может без существенных затрат осуществляться переход на выпуск новых моделей автомобилей, отличающихся высокой экономичностью.

К вопросу о выборе мощности автомобильных генераторов

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук М. В. КРАВЧУК, А. М. АЛЕКСЕЕВ, Ю. И. АВРУШКИН

Московский автомеханический институт

В СОВРЕМЕННЫХ автомобилях имеется 50—60 потребителей электроэнергии; стоимость устанавливаемого электрооборудования достигает 25—30% стоимости всего автомобиля. Поэтому большое значение при проектировании автомобилей приобретает вопрос об определении мощности основного источника электроэнергии — генератора.

Метод определения потребной мощности генераторов, устанавливаемых на автомобиле, был разработан Ю. М. Галкиным¹. На стр. 258 имеются следующие рекомендации: «Автором предложен метод расчета мощности генератора, исходя из режима загородной езды по шоссе ночью зимой, когда из-за включения фар на дальний свет генератор работает с максимальной нагрузкой».

Для определения мощности генератора составляется таблица (стр. 258, табл. 17) установленных на автомобиле потребителей с указанием потребляемой ими мощности и вводится понятие коэффициентов относительного времени работы каждого потребителя при езде ночью зимой по шоссе и по городу. Эти коэффициенты имеют различные значения для движения в указанных условиях, т. е. по шоссе и по городу.

С помощью этих коэффициентов автор определяет эквивалентную нагрузку (стр. 258) и далее предлагает формулу для подсчета мощности генераторов

$$P_2 = \frac{P_{\text{н.экв}}}{1 - PR}, \quad (1)$$

где $P_{\text{н.экв}}$ — эквивалентная нагрузка от потребителей при езде по шоссе;

PR — относительная продолжительность разряда батареи.

Далее следует указание о том, что при движении по шоссе «разрядка батареи может иметь место только во время движения автомобиля накатом», что не соответствует действительности, так как процесс разрядки батареи может наблюдаться и при других режимах езды, когда число оборотов коленчатого вала двигателя значительно уменьшается (торможение, крутые повороты, крутые спуски и т. д.).

При загородной езде Ю. М. Галкин рекомендует для легковых автомобилей значения PR в пределах 0,10—0,15, для грузовых — 0,15—0,20, а для условий езды по городу для легковых и грузовых автомобилей рекомендуются значения $PR=0,4\div0,5$.

По описанному методу можно рассчитать потребную мощность генератора для автомобиля. Но сам же автор считает, что предложенный им метод не дает точного результата, и на стр. 259 указывает: «По описанному методу мощность генератора определяется с запасом, так как расчет производится для наихудших условий и предусматривает одновременное включение (с соответствующим коэффициентом времени работы) отопителя, стеклоочистителя и радиоприемника. Однако в действительности эти три потребителя редко используются одновременно, поэтому при желании ограничить из экономических соображений запас мощности генератора вполне допустимо рассчитывать эквивалентную нагрузку, исходя из одновременного пользования только двумя из указанных потребителей (например, отопителем и стеклоочистителем или отопителем и радиоприемником)».

Следовательно, формула (1) определяет мощность генератора «с запасом» и сопровождается рядом приведенных оговорок, а главное, не указывается величина «запаса» и поэтому нет возможности точно определить требуемую мощность генератора для данного автомобиля.

Второй метод определения мощности генератора, устанавливаемого на автомобиле, излагается в руководстве НИИАвтоПриборов под названием «Выбор мощности генератора и расчет зарядного баланса автомобиля». В этом руководстве на стр. 9 указано: «Расчет мощности генератора рекомен-

дуется производить по режиму загородной езды по шоссе в наиболее тяжелых условиях, ночью, зимой».

Данная методика подсчета мощности генератора мало чем отличается от метода, изложенного в книге Ю. М. Галкина.

По данной методике определяется суммарная эквивалентная нагрузка, выраженная в значении суммарного тока I_N , который получается путем суммирования номинального значения тока каждой нагрузки, умноженного на коэффициент K_m . Этот коэффициент представляет собой относительное время работы каждого потребителя.

В указанной инструкции для ряда потребителей вводится еще один коэффициент — коэффициент нагрузки K_N , представляющий собой «отношение фактической нагрузки к номинальной (в случае работы потребителя с неполной мощностью)» (стр. 4). Применение этого коэффициента нагрузки K_N оказывается на уменьшении потребной мощности потребителя, например, для работы отопителя, где «потребление тока на наименьшей мощности считается 0,5 от номинального» (стр. 8).

Для определения мощности генератора вначале вычисляется номинальный ток генератора I_N по следующей формуле:

$$I_N = \frac{I_h}{1 - PR}, \quad (2)$$

где I_h — эквивалентная нагрузка от потребителей при езде по шоссе ночью зимой;

PR — относительная продолжительность разряда батареи, равная относительному времени движения автомобиля накатом.

На стр. 9 сказано, что величина PR может быть принята равной 0,10—0,15. И далее: «...при городской езде относительное время разряда батареи увеличивается и достигает величины $PR=0,4\div0,5$ » (стр. 10).

Определив значение номинального тока I_N , далее подсчитывают значение номинальной мощности генератора:

$$P_N = U_{\text{расч}} I_N, \quad (3)$$

где U — расчетное напряжение (соответственно 6,5; 12,5 или 25 в).

И в данном случае рекомендованный по инструкции метод определения мощности генератора сопровождается замечанием: «Приведенный расчет мощности генератора дает некоторый запас, так как производится для наихудших условий — зима, ночь, в то время как в реальной эксплуатации всегда имеет место смешанная дневная и ночная езда. Поэтому при желании ограничить из экономических соображений запас мощности генератора допустимо величину мощности, полученную расчетом, округлять в меньшую сторону» (стр. 9—10).

Эта рекомендация также является неопределенной и поэтому так же, как и в методике Ю. М. Галкина, не дает возможности точно определить мощность генератора, требуемого для данного автомобиля.

Третий метод определения мощности автомобильного генератора изложен в каталоге-справочнике «Автотракторное оборудование и приборы», часть I, ЦИНТИМАШ, 1961. В этом каталоге-справочнике на стр. 23 указано: «При подборе генератора для данной машины исходят из мощности всех длительно работающих и одновременно включаемых потребителей». И далее: «Подсчитав суммарную мощность, прибавляют к ней еще около 50% этой суммы в качестве запаса мощности для подзарядки аккумуляторов».

Следовательно, мощность всех длительно и одновременно включаемых потребителей

$$P_{\text{дл.ит}} = \sum_{i=1}^{i=n} P_h, \quad (4)$$

где P_h — мощность каждого потребителя.

При этом мощность генератора

$$P_2 = P_{\text{дл.ит}} 150\%. \quad (5)$$

¹ Галкин Ю. М. Электрооборудование автомобилей и тракторов. Машгиз, 1960.

Но далее на стр. 23 каталога-справочника имеется следующее указание: «При неблагоприятных условиях эксплуатации должен быть выбран генератор большей мощности, чем следует из расчета».

Для того чтобы проверить все три приведенных метода, были проделаны расчеты по определению мощности автомобильных генераторов для конкретных, выпускаемых у нас в массовом количестве автомобилей: легкового «Волга» и грузового ГАЗ-51А.

Расчеты были проведены строго по рекомендациям, указанным соответственно для каждого метода.

В табл. 1 приведены потребители электроэнергии на автомобиле «Волга».

Таблица 1

Потребители	P_H в вт	I_H в а	K_m (шоссе, ночь, зима)	K_H (город, ночь, зима)
Дальний свет фар	100,0	8,0	1,0	0,05
Ближний свет фар	75,0	6,0	—	0,05
Подфарники	15,0	1,2	—	0,9
Задние фонари	15,0	1,2	1,0	1,0
Номерной фонарь	8,75	0,7	1,0	1,0
Освещение приборов	12,5	1,0	1,0	1,0
Плафон кузова	8,75	0,7	Не учтыва- ется	Не учтыва- ется
Плафон багажника	3,12	0,25	То же	То же
Подкапотная лампа	6,25	0,5	•	•
Переносная лампа	15,6	1,25	•	0,03
Указатель поворота	62,5	5,0	•	Не учтыва- ется
Фонари заднего хода	20,0	1,6	•	•
Стоп-сигнал	62,5	5,0	0,1	0,15
Система зажигания	37,5	3,0	1,0	1,0
Контрольные приборы и сиг- нальные лампы	12,5	1,0	1,0	1,0
Электродвигатель отопителя . .	62,5	5,0	1,0	1,0
Электродвигатель стеклоочис- тиеля	50,0	4,0	0,2	0,2
Прикуриватель	250,0	20,0	Не учтыва- ется	Не учтыва- ется
Радиоприемник	44,0	3,5	0,8	0,5

Средний ток зажигания: шоссе 1,0 а; город 1,5 а. Потребление тока электродвигателем отопителя на наименьшей мощности считается 0,5 от номинального.

Данная таблица составлена на основании руководства НИИАвтоприборов по выбору мощности генераторов и книги Ю. М. Галкина.

Приведем результаты расчета мощности генератора тремя методами для автомобиля «Волга».

1. Метод Ю. М. Галкина по формуле (1):

- а) при движении по шоссе ночью зимой $P_z = 334 \div 354$ вт;
б) при движении в городе ночью зимой $P_z = 360 \div 430$ вт.

2. Метод НИИАвтоприборов по формуле (3):

- а) при движении по шоссе ночью зимой $I_N = 21,7 \div 22$ а, $P_z = 272 \div 276$ вт;
б) при движении в городе ночью зимой $I_N = 21,9 \div 26,3$ а, $P_z = 275 \div 330$ вт.

3. Метод расчета по каталогу-справочнику по формуле (4): $P_{длит} = 340$ вт; по формуле (5): $P_z = 510$ вт.

Таким образом, исходя из одних и тех же данных, изложенных в табл. 1, получаем максимально требуемые мощности генераторов: по первому методу 430, по второму 330 и по третьему 510 вт.

В действительности на автомобиле М-21 «Волга» установлен генератор Г12 мощностью 250 вт.

Потребители электроэнергии на автомобиле ГАЗ-51А даны в табл. 2.

Средний ток зажигания: на шоссе 1,5 а, в городе 2 а. Потребление тока электродвигателя отопителя на наименьшей мощности считается 0,5 от номинального. Табл. 2 составлена на основании данных, приведенных в руководстве НИИАвтоприборов по выбору мощности генератора и расчету зарядного баланса, данных Отдела главного конструктора Электрозводства им. Куйбышева и по книге Ю. М. Галкина.

Ниже приводятся результаты расчета мощности генератора тремя методами для автомобиля ГАЗ-51А.

1. Метод Ю. М. Галкина по формуле (1):

- а) при движении по шоссе ночью зимой $P_z = 250 \div 267$ вт;
б) при движении в городе ночью зимой $P_z = 228 \div 274$ вт.

2. Метод НИИАвтоприборов по формуле (2) и по формуле (3):

Таблица 2

Потребители	P_H в вт	I_H в а	K_m (шоссе, ночь, зима)	K_H (город, ночь, зима)
А в т о м о б и л ь				
Дальний свет фар	100,0	8,0	1	0,05
Ближний свет фар	75,0	6,0	—	0,05
Подфарники	15,0	1,2	—	0,9
Задние фонари	15,0	1,2	1,0	1
Освещение приборов	12,5	0,5	1	1
Указатели поворота	37,5	3,0	Не учтыва- ется	0,03
Стоп-сигнал	37,5	3,0	0,1	0,15
Зажигание (максимальное) . .	37,5	3,0	1	1
Контрольные приборы и сиг- нальные лампы	12,5	1,0	1	1
Электродвигатель отопителя . .	25,0	2,0	1	1
П р и ц е п				
Задние фонари	12,5	1,0	1	1
Стоп-сигнал	7,5	3,0	0,1	0,15
Указатели поворота	18,8	1,5	Не учтыва- ется	0,03

а) при движении по шоссе ночью зимой $I_N = 16,3 \div 17,2$ а; $P_z = 204 \div 215$ вт;

б) при движении в городе ночью зимой $I_N = 15,8 \div 19$ а; $P_z = 198 \div 238$ вт.

3. Метод расчета по каталогу-справочнику: по формуле (4): $P_{длит} = 205,25$ вт; по формуле (5): $P_z = 308$ вт.

Таким образом, исходя из одних и тех же данных, изложенных в табл. 2, получаем максимально требуемые мощности генераторов: по первому методу 274, по второму методу 238 и по третьему методу 308 вт. В действительности на автомобиле ГАЗ-51А установлен генератор Г-21 мощностью 225 вт.

Анализ результатов расчета, полученных по трем изложенным методам, показывает, что:

1) полученные расчетным путем мощности генераторов по всем трем методам не только имеют значительные расхождения, но и, как правило, превышают мощности генераторов, установленных на автомобиле;

2) первый и второй методы подсчета мощности генераторов, несмотря на общие теоретические основы, дают различные результаты.

Поскольку все три метода определения мощности генераторов не дают близкой сходимости результатов расчета и отличаются по полученным данным от мощности генераторов, установленных на автомобиле, необходимо создать новый метод, приближающий решение данного вопроса к реально требуемой мощности генератора в каждом отдельном случае. При этом следует учесть положительные стороны каждого из указанных методов, а они, безусловно, имеются.

Одним из возможных методов по определению требуемой мощности генераторов можно считать метод графо-аналитического анализа. Этот метод нашел широкое применение в определении мощности генераторов в промышленных установках для электростанций как общегосударственного, так и местного значения.

Метод графо-аналитического анализа также применяется и для выбора мощности генераторов в авиационной промышленности, где работа генераторов находится в аналогичных условиях по сравнению с генераторами, установленными на автомобиле.

Метод графо-аналитического анализа состоит в следующем. Перед определением мощности генератора необходимо составить таблицу потребителей электроэнергии данного автомобиля с указанием их номинальной мощности. Для каждого потребителя необходимо установить коэффициент работы для самых неблагоприятных условий эксплуатации, который учитывает время года, время суток эксплуатации, городскую или загородную езду, профиль пути и т. д. Этот коэффициент зависит от назначения автомобиля: грузовой, легковой, автобус и т. д.

Из эксплуатации известно, что наиболее характерными являются следующие режимы работы автомобиля: шоссе, ночь, зима или город, ночь, зима.

В одном из этих режимов работы генератор будет иметь максимальную нагрузку, а все остальные режимы будут требовать меньше энергии от генератора.

Далее выбираем наиболее тяжелый режим эксплуатации автомобиля. Наиболее характерным режимом является пол-

ная рабочая смена одного водителя (8, 12 или 16 ч). Имея указанные данные, приступают к построению графика нагрузки на данный сменный режим работы автомобиля.

Для этой цели по оси абсцисс откладывается время работы в часах или минутах, а по оси ординат — мощности потребителей, работающих одновременно в данное время эксплуатации автомобиля (рис. 1, заштрихованная часть обозначает мощность, требуемую на подзаряд аккумуляторной батареи).

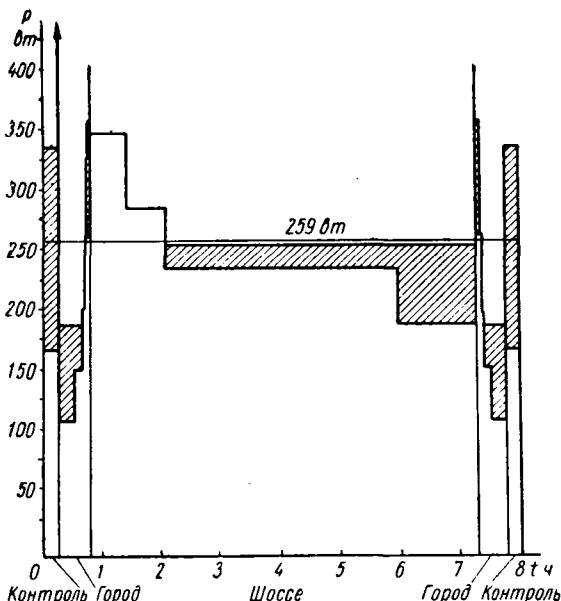


Рис. 1.

График часовой работы должен предусматривать один из двух приведенных режимов эксплуатации автомобиля. При построении графика поэтапно анализируется работа потребителей.

Для примера рассмотрим эксплуатацию автомобиля «Волга» при условии работы на шоссе ночью зимой. Потребность в электроэнергии на автомобиле начинается с предъездного контрольного осмотра, на которое в среднем затрачивается время, равное 15 мин. В этом случае одновременно могут быть включены следующие потребители: освещение приборов, задние фонари, контрольные приборы, номерной фонарь, отопитель, подфарники, зажигание, радиоприемник, плафон кузова, плафон багажника и подкапотная лампа. Мощности этих потребителей последовательно откладываются по оси ординат. Питание потребителей в это время осуществляется от аккумуляторной батареи.

Вторым этапом является езда по городу до выезда на шоссе. Этот этап начинается с пуска двигателя, имеющего повторно-кратковременный характер (3 раза по 5 сек), питание электроэнергией в это время также осуществляется от аккумуляторной батареи.

После пуска двигателя при езде по городу в течение 30 мин включаются следующие потребители: освещение приборов, задние фонари, контрольные приборы, номерной фонарь, отопитель, подфарники, зажигание, радиоприемник, стеклоочиститель, стоп-сигнал, дальний или ближний свет, указатели поворота. Длительность включения отдельных потребителей определяется с учетом коэффициента относительного времени их работы, взятого из табл. 1.

Следует учесть, что в отдельные периоды движения в этом режиме эксплуатации число оборотов генератора достигает величины, при которой генератор имеет возможность заряжать аккумуляторную батарею. Пропцесс зарядки по средним статистическим данным составляет не более 30% мощности включенных потребителей, что должно найти отражение на графике.

Следующий этап работы генератора будет происходить при езде по шоссе. Время движения по шоссе ориентировочно равно 6,5 ч. В процессе движения на этом участке включаются те же потребители.

Особо следует отметить, что на данном участке работы автомобиль развивает максимальную скорость и длительно сохраняет ее. Следовательно, несмотря на большую нагрузку

от одновременно включенных потребителей, создаются благоприятные условия для зарядки аккумуляторной батареи (рис. 1).

По средним статистическим данным на этом режиме работы генератор отдает около 10% от мощности включенных потребителей на заряд аккумуляторной батареи. При въезде в город генератор имеет возможность затратить до 30% мощности включенных потребителей на зарядку аккумуляторной батареи.

Последний этап — контрольный осмотр автомобилей при возвращении в гараж. В это время (15 мин) питание потребителей осуществляется от аккумуляторной батареи.

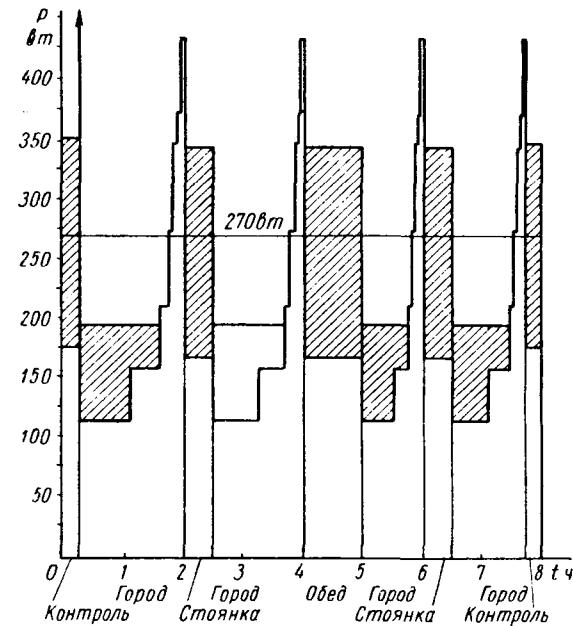


Рис. 2.

Такой же график (рис. 2) может быть построен и для второго характерного этапа движения: город, ночь, зима. В последнем случае этот график будет характеризоваться часто повторяющимися остановками автомобиля у светофоров, меньшей скоростью движения и более частыми пусками двигателя с помощью стартера, на что расходуется энергия аккумуляторной батареи. Такие графики для автомобилей

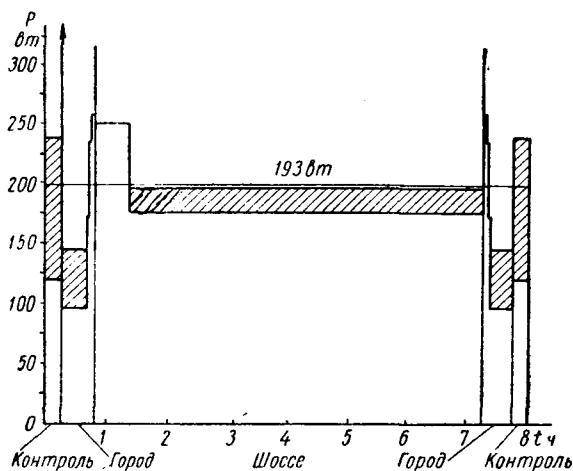


Рис. 3.

ГАЗ-51А приведены на рис. 3 при режиме работы: шоссе, ночь, зима, и на рис. 4 при режиме работы: город, ночь, зима.

По построенным графикам может быть выбрана мощность генератора следующим образом: подсчитывается суммарная площадь графика, за исключением площади, характеризуемой расходом энергии аккумуляторной батареи. Эта площадь представляет собой в некотором масштабе всю электрическую энергию, выработанную генератором за рассматриваемую

смену работы автомобиля. Если эту площадь разделить на время работы, то получим среднюю мощность генератора, которая необходима для обслуживания данного автомобиля.

Аналитически это выражается формулой

$$P_{\text{ср.сред}} = \frac{A}{T}, \quad (6)$$

где A — энергия, расходуемая за смену работы автомобиля, определяемая как площадь графика, за исключением площади, характеризуемой расходом энергии аккумуляторной батареи;

T — время работы автомобиля.

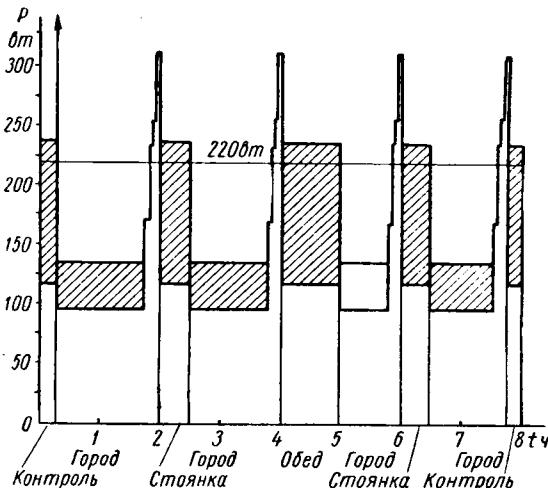


Рис. 4.

Поскольку на автомобиле, помимо генератора, имеется резервный источник — аккумуляторная батарея, то все пиковые нагрузки, а также потребители при неработающем двигателе обеспечиваются энергией за счет аккумуляторной батареи. Кроме этого, как показала практика эксплуатации, генератор может выдерживать кратковременную перегрузку сверх номинальной мощности не менее 5% в течение 5 мин.

Результаты расчета мощности генераторов для автомобилей «Волга» М-21 и ГАЗ-51А (в вт) по методу графо-аналитического анализа даны в табл. 3.

Метод графо-аналитического анализа показал, что наиболее тяжелым режимом работы для автомобилей «Волга» и ГАЗ-51А является режим: город, ночь, зима. Максимально

Потребление электроэнергии	Автомобиль «Волга» при движении		Автомобиль ГАЗ-51А при движении	
	по шоссе, ночью, зимой	в городе, ночью, зимой	по шоссе, ночью, зимой	в городе, ночью, зимой
При контрольном осмотре . . .	11	11	7	7
При движении по городу . . .	20,66	113	14	81
При пуске двигателя . . .	3,5	70	4	8
При подзаряде батареи (движение по городу)	6,2	33,9	4,38	24,3
При движении по шоссе	198	—	148	—
При подзаряде батареи (движение по шоссе)	19,8	—	14,6	—
На стоянках	—	41,8	—	28
Общее потребление (потребная мощность генератора)	259	270	192,8	220,3

требуемая мощность генератора для автомобиля ГАЗ-51А составляет 220,3 вт. На автомобиле ГАЗ-51А установлен генератор Г-21 мощностью 225 вт.

Для автомобилей «Волга» по графо-аналитическому анализу получена требуемая мощность генератора 270 вт, на автомобиле установлен генератор Г12 мощностью 250 вт. Проведенный выбор мощности по методу графо-аналитического анализа показывает близкую сходимость полученных результатов потребной мощности генераторов с теми же мощностями генераторов, которые установлены на реальных автомобилях и проверены многолетней их эксплуатацией.

Особо следует обратить внимание на то, что применение графо-аналитического метода не требует проверки генератора по так называемому балансу мощности, так как правильно выбранная мощность генератора обеспечивает соответствующую зарядку аккумулятора в необходимых пределах.

Выводы

1. Существующие три метода подсчета мощности автомобильных генераторов дают различные результаты и в ряде случаев имеют расхождение с реально принятыми мощностями генераторов, устанавливаемых на автомобилях.

2. Метод графо-аналитического анализа в ряде случаев дает более правильные результаты, чем официально принятые другие методы.

3. На основании анализа всех существующих методов необходимо создать единый метод, позволяющий точно определить мощность генератора для автомобиля.

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Не забудь своевременно оформить подписку на журнал

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

на 1965 год

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

Журнал можно приобрести только по подписке.

Опыт проектирования и внедрения подвесных толкающих конвейеров

Я. Б. БРЕСКЕР, В. Н. ГОЛОД

ЦКБ Госкомитета по машиностроению при Госплане СССР

ЦКБ механизации производственных процессов Госкомитета по машиностроению при Госплане СССР разработало ряд проектов толкающих конвейеров для заводов автомобильной промышленности и сельскохозяйственного машиностроения.

При ЦКБ была построена лабораторно-промышленная установка, на которой были проверены надежность и работоспособность узлов толкающих конвейеров грузоподъемностью 500—1000 кг.

Здесь же сооружена лабораторная установка для конвейеров легкого типа грузоподъемностью до 50 кг с грассой из двух полос. Экспериментальный завод ЦКБ освоил выпуск многих узлов конвейеров.

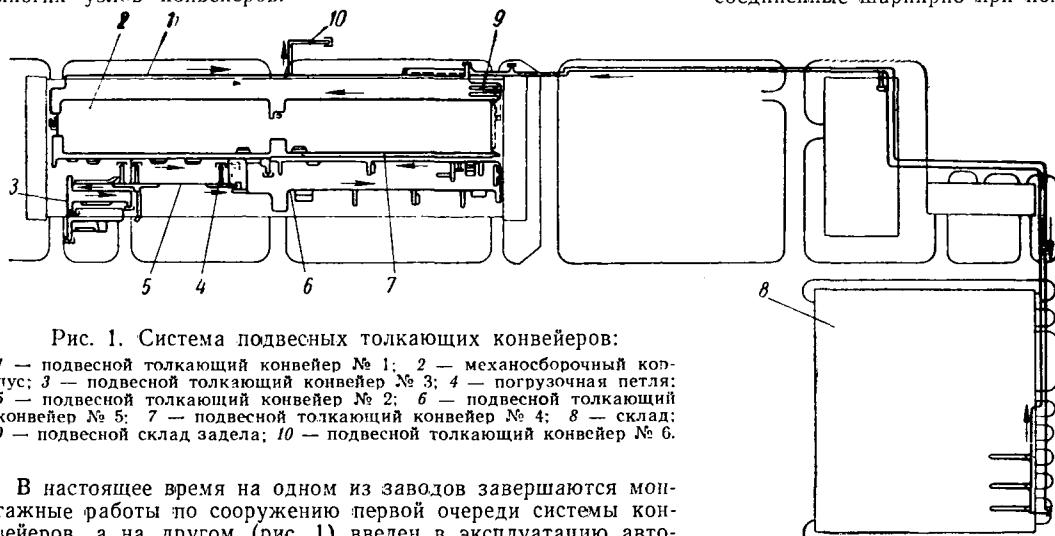


Рис. 1. Система подвесных толкающих конвейеров:

1 — подвесной толкающий конвейер № 1; 2 — механосборочный корпус; 3 — подвесной толкающий конвейер № 3; 4 — погрузочная петля; 5 — подвесной толкающий конвейер № 2; 6 — подвесной толкающий конвейер № 5; 7 — подвесной толкающий конвейер № 4; 8 — склад; 9 — подвесной склад задела; 10 — подвесной толкающий конвейер № 6.

В настоящее время на одном из заводов завершаются монтажные работы по сооружению первой очереди системы конвейеров, а на другом (рис. 1) введен в эксплуатацию автоматика подвесной толкающей конвейер № 2.

Как видно из рис. 1, автоматическая транспортная система данного завода состоит из шести конвейеров. С их помощью в механосборочный корпус доставляются заготовки, развозятся по технологическим линиям, передаются с одних линий на другие и из одних цехов в соседние в соответствии с требованиями технологии. Конвейер № 1 состоит из горизонтальных и наклонных секций трассы, приводных и натяжных станций, узлов примыкания к соседним конвейерам, устройств для остановки грузов, узлов для улавливания грузовых тележек на наклонных участках в случае обрыва цепи и других механизмов. Большинство сложных узлов являются по конструкциям общими для всех подвесных толкающих конвейеров данной системы. Так, на конвейере № 4 установлены остановы, переталкиватели, приводные и натяжные станции, приборы автоматики и многие другие узлы, похожие на узлы конвейера № 1 или заимствованные из него.

Трасса конвейера принята двухпутной, так как при этом она имеет большую жесткость и обеспечивает свободный доступ к грузовым тележкам и всем узлам конвейера. Грузовые тележки не прикреплены к тяговой цепи и двигаются (толкаются) кулачками, установленными на цепи. Кулачок упирается в упор грузовой тележки и толкает ее впереди себя. Таким образом, в то время как цепь конвейера движется непрерывно, грузовая тележка, не связанная жестко с тяговой цепью конвейера, может быть выведена с трассы или введена на трассу в любой точке пути, что и происходит

в местах примыкания погрузочных и разгрузочных петель к конвейерам.

Применяемая система адресования грузовых тележек позволяет автоматически осуществлять перевод тележки с одного конвейера на другой и на боковые ответвления (адресные погрузочные и разгрузочные петли).

Трасса конвейера (рис. 2) состоит из двух швеллеров № 10, по которым движутся грузовые тележки 1, и двух уголков 2 40×40×4, по которым перемещаются каретки цепи 3. Верхний и нижний пути устанавливаются на подвесках 4.

Грузоподъемность грузовых тележек 500 кг. Для подвески груза весом до 1 т применяются две спаренные тележки, соединенные шарниро при помощи тяг.

Приводные станции сравнительно коротких конвейеров, небольших складов, погрузочных и разгрузочных петель устанавливаются непосредственно на натяжной станции.

Узлы примыкания обычно состоят из стрелок и переталкивающих устройств.

Переталкивающие устройства предусматриваются либо с постоянно вращающимися лопастями, сидящими на одном валу со звездочкой и вращающимися синхронно с цепью, либо срабатываемыми при прохождении тележки.

Подвесной толкающий конвейер № 1 служит для доставки заготовок из складского корпуса в механосборочный и раздачи их на 46 адресных петель (ответвлений грузовой трассы конвейера). Каждая петля служит станцией назначения определенного вида заготовок и является началом технологической линии обработки.

Конвейер состоит из двух ветвей, примыкающих друг к другу. Первая ветвь идет от складского корпуса к механосборочному, где примыкает к другой ветви — цеховому колесу конвейера № 1. Погрузка производится на трех погрузочных петлях, расположенных внутри складского корпуса. Каждая из таких петель представляет собой небольшой самостоятельный конвейер с индивидуальным приводом и специальными оборудованными местами погрузки.

Грузы с этой ветви передаются на цеховое колесо и по нему попадают в механосборочный корпус. По пути следования они проходят мимо подвесного склада задела. Если на нем имеются свободные места, то грузы поступают на склад и там хранятся до тех пор, пока их не вызовут с рабочего места или не отправят диспетчер. На подвесном складе хранится аварийный запас наиболее дефицитных грузов.

Затем грузы двигаются вдоль адресных петель и заходят на них по мере прибытия груза к «своей» адресной петле. На петлях производится разгрузка тележек. Пустые конвейеры отправляются с адресных петель на трассу.

Каждая из петель представляет собой ответвление конвейера, состоящее из встречной и попутной стрелок, постоянно

вращающегося переталкивателя и неприводного участка трассы.

Тележка с грузом, адресованым на данную петлю, с помощью стоящего перед петлей датчика включает встречную стрелку и входит на трассу петли. Но при этом она выходит из зацепления с тяговой цепью конвейера. Для того чтобы не произошло столкновения с тележкой, которая движется сзади, установлен постоянно вращающийся переталкиватель.

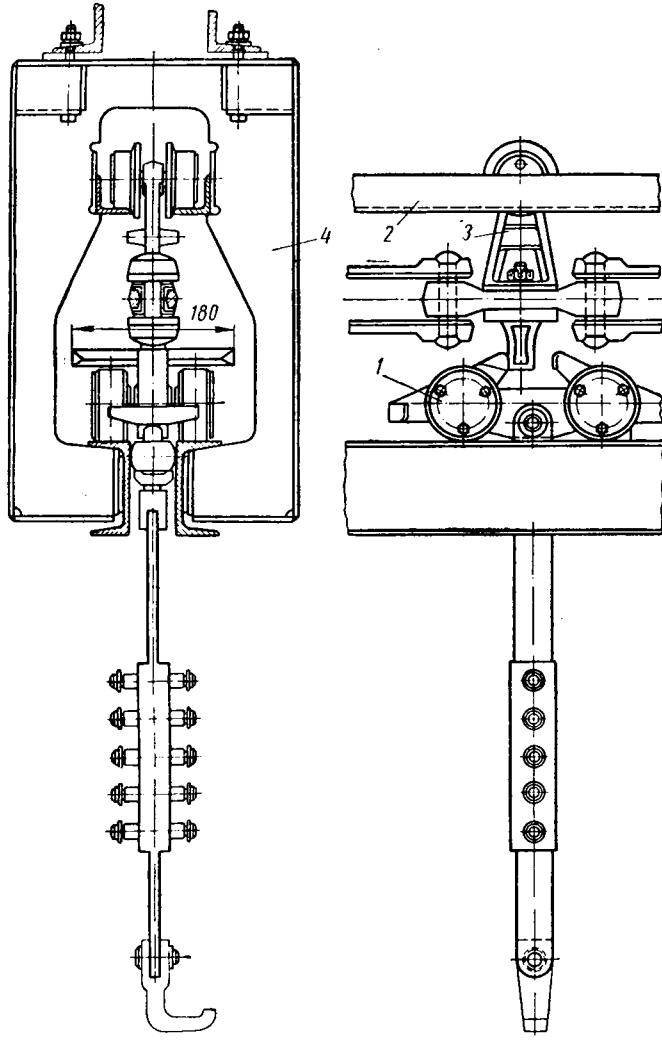


Рис. 2. Трасса конвейера.

Его лопасти вращаются синхронно с проходящими мимо толкающими кулаками цепи конвейера. Тележка, вышедшая из зацепления с толкающим кулаком цепи, подхватывается на повороте следующей за ней лопастью и отводится в безопасную зону. Дальнейшее движение груза по петле осуществляется вручную. Тележка выводится с петли также вручную. По мере прохождения тележек по трассе конвейера на нем остается все меньшее количество груженых контейнеров и накапливаются пустые контейнеры. Из цеха выходят только пустые контейнеры, они отправляются в складской корпус.

На 46 адресных петлях конвейера № 4 детали собираются с линий технологической обработки и транспортируются по этому конвейеру к местам сборки и в термический цех. Конвейер имеет приводные участки, соединяющие его с подвесным толкающим конвейером № 1. К конвейеру № 4 привыкает конвейер № 2. С помощью этого конвейера детали из цеха шасси транспортируются в окрасочное отделение и передаются на конвейер № 3. Конвейер № 3 обслуживает покрасочное отделение.

Подвесной толкающий конвейер № 5 предназначен для обслуживания 16 адресов термического цеха. В этом конвейере нашла широкое применение так называемая цельносущающая трасса. Этот конвейер имеет такую конструкцию, при которой необходимая технологическая трасса объединена с несущими

металлоконструкциями, что дает значительную экономию в расходе металла и облегчает весь конвейер.

Непосредственно к конвейеру № 1 примыкает толкающий конвейер № 6. Он предназначен для доставки заготовок ст сталелитейного цеха на конвейер № 1 и раздачи их по необходимым адресам.

Трасса конвейера проходит на высоте 6,5 м над землей, не снижаясь для его загрузки и разгрузки. Эти операции производятся с помощью специальной кран-балки, оборудованной подъемником с вилами на жестких направляющих. Для подъема груза на уровень трассы конвейера применена опускная секция (рис. 3).

Этот механизм позволяет опустить грузовую тележку вместе с грузом от уровня прохождения основной трассы до необходимого уровня погрузки и разгрузки конвейера. При этом движение конвейера не прекращается. Благодаря оригинальности конструкции секция может опускаться и подниматься практически на любую высоту. Это достигается жесткой рамой 1, выполненной в виде незамкнутой клети, охватывающей грузовой контейнер снизу. Клеть движется по жестким направляющим 2. На случай обрыва каната установлены эксцентриковые ловители 3. Для повышения надежности работы эксцентрики связаны с подпружиненными поворотными рычагами 4 и снабжены упорами, которые взаимодействуют при

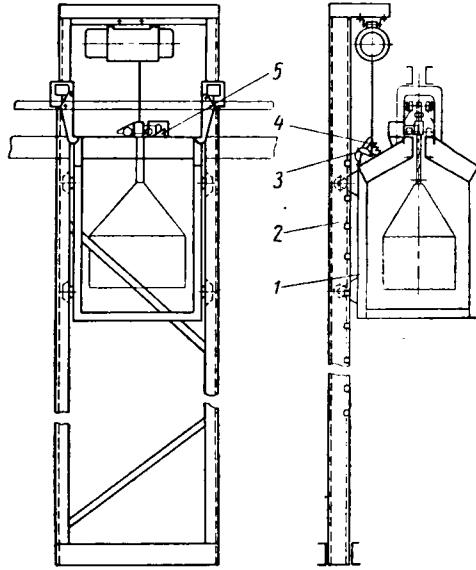


Рис. 3. Схема опускной секции с неограниченной высотой опускания и без отвода тяговой цепи.

обрыве канатов и повороте подпружиненных рычагов с упорами, установленными на клети и на вертикальных направляющих.

Для упрощения конструкции опускной секции на ней установлен клиновой останов 5, который позволяет не отводить тяговую цепь вверх или в сторону, что делается на всех опускных секциях, выполненных в других системах подвесных толкающих конвейеров.

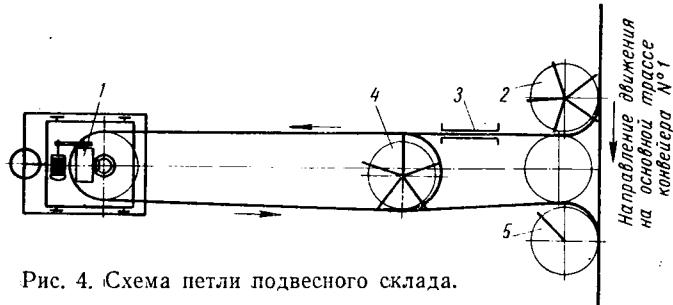


Рис. 4. Схема петли подвесного склада.

Все перечисленные особенности опускной секции придают ей свойства универсальности и позволили значительно упростить конструкцию.

В состав конвейера № 1 входит подвесной склад задела (рис. 4). Он состоит из двух одинаковых петель, каждая из

которых представляет собой самостоятельный конвейер с индивидуальным приводом-натяжкой 1.

Каждая петля склада может принять тележки только с вполне определенными адресами. Когда тележка с таким адресом подходит к складу, то датчик включает встречную стрелку и привод петли склада. Тележка с помощью пяти лопастного постоянно вращающегося переталкивателя 2 входит в зацепление с приводной целью петли склада и доводится ею до электрического останова 3. Здесь тележка с грузом останавливается и ждет свободного места между другими тележками, которые находятся на подвесном складе и начинают циркулировать с включением привода по малому кольцу петли. Малое кольцо петли подвесного склада представляется собой путь между приводом-натяжкой и пятилопастным переталкивателем 4, находящимся в середине петли склада.

Этот переталкиватель приводится во вращение цепью петли. Ось переталкивателя смешена



Рис. 5. Схема автоматики погрузочной петли.

относительно оси петли для того, чтобы обеспечить зацепление звездочки с цепью только с одной стороны. Тележки с помощью переталкивателя возвращаются все время на петлю, не доходя до основной трассы конвейера № 1. Возле этого переталкивателя стоит датчик, сообщающий электрическому останову 3 о наличии свободного места между тележками. Электрический останов выпускает тележку, и она занимает свое место между грузами, после чего склад останавливается. При вызове тележки определенного адреса со склада опять включается вся петля, и тележки двигаются по малому кольцу до тех пор, пока не подходит тележка с нужным адресом к датчику возле переталкивателя 4. Датчик открывает встречную стрелку у переталкивателя. Тележка беспрепятственно проходит до места ожидания под электромагнитным однолопастным переталкивателем 5, где останавливается, выйдя из зацепления с цепью петли склада. Лопасть этого переталкивателя включается, когда на главной трассе конвейера № 1 появится свободный кулак. При этом датчик свободного кулака, состоящий на главной трассе перед электромагнитным переталкивателем, включает лопасть, и тележка выходит на трассу под свой кулак. Лопасть переталкивателя, вытолкнув тележку на трассу, проходит мимо датчика, который выключает магнит лопасти, привод петли склада и приводит всю электросхему в исходное положение.

Подвесной толкающий конвейер № 2 (рис. 1) предназначается для транспортирования деталей и узлов на окраску. Окрасочное отделение обслуживает конвейер № 3, который былпущен в эксплуатацию первым.

При работе двух конвейеров (№ 2 и № 3) узлы на грузовые тележки гружаются на петлях (погрузочных участках) конвейера № 2, а окрашенные узлы снимаются на специальной петле, после чего порожние тележки возвращаются на конвейер № 2.

В будущем предусматривается, что трасса конвейера № 2 будет использоваться для передачи грузов с конвейера № 4 на конвейер № 3 и для возврата порожних тележек на участки конвейера № 4. Передача груженых тележек с конвейера № 2 на конвейер № 3 происходит благодаря спуску под уклон 2° без каких-либо специальных устройств.

На значительной длине трасса конвейера № 2 располагается в два яруса. По нижнему ярусу идут груженые тележки, а по верхнему возвращаются порожние. В конце наиболее загруженного участка находится приводная станция.

Конвейер № 2 имеет три погрузочные петли. Каждая петля (рис. 5) выполняет следующие функции:

1) на остановившуюся грузовую тележку навешивается груз;

2) нагруженная тележка ожидает сигнала свободного кулака, т. е. сигнала о наличии на трассе кулака без тележки, под которой должна быть выведена грузовая тележка, находящаяся на позиции ожидания;

3) является складом пустых тележек.

Петля (рис. 5) представляет собой замкнутый участок цепи с независимой приводной станцией, смонтированной на натяжном устройстве.

На каждую петлю поступают тележки с определенным адресом. При прохождении тележек с адресом погрузочной петли мимо датчика 1 включается встречная стрелка 2, затем включается электромагнит механизма выталкивания, и тележка проталкивается до зацепления с цепью петли.

При движении тележки через соответствующие датчики отключает электромагниты стрелки и лопасти и возвращает стрелку в свое нормальное закрытое положение.

При движении холостой тележки по путьке адресообразу

При движении холостой тележки по петле адресосбрасывателем снимается заданный ранее адрес. Электрический индексор 3 всегда подготовлен к приему тележки и служит местом погрузки изделия. Индексор 4 служит местом ожидания груженой тележкой свободного кулака в тяговой цепи.

На противоположной стороне петли устанавливается индексор 5 между механическими индексорами. Индексор 5 всегда заряжается 1. При свободном индексоре 6 тележка 7, разряжает индексор 5, что ед идущей тележке.

При заполнении петли тележка останавливается на индексоре 8 и включает датчик отключения стрелки, который блокирует стрелку 2; таким образом, при занятом последнем индексоре встречная стрелка не откроется и тележки даже с этим адресом пройдут мимо.

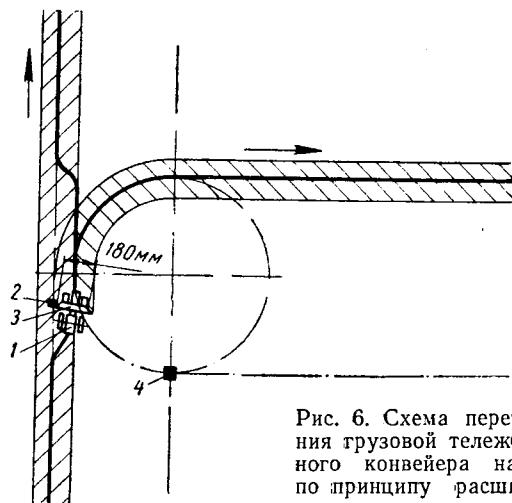


Рис. 6. Схема переталкивания грузовой тележки с одного конвейера на другой по принципу расширенного упора.

После подвешивания груза рабочий нажатием на пульте кнопки с соответствующей цифрой адреса устанавливает лыжи адресатора и отправляет тележку с индексором погрузки.

адресатора и отправляет тележку с индексом погрузки. Адресонатель грузовой тележки, проходя мимо адресатора, получает заданный адрес, который контролируется датчиком. Адресатор приводится в исходное положение датчикомброса адреса.

Отправленная тележка останавливается на индексоре 4 и ждет сигнала свободного кулака в тяговой цепи основной трассы. При прохождении свободного кулака включается индексор 4 и выпускает тележку через механизм выталкивания на основную трассу. На место погрузки автоматически поступает новая тележка.

При занятом индексоре 4 рабочий не может отправить тележку с индексора 3, так как он блокируется.

Электрические и механические остановы, примененные в конвейерах № 1 и № 2, выполнены по принципу подъема тяговой цепи и вывода ее кулаков из зацепления с тележкой. Останов оформлен в виде отдельного участка трассы. Для его установки необходимо в трассе вырезать «окно».

В ЦКБ разработаны более простые конструкции остановов, позволяющие останавливать грузовую тележку без отвода цепи вверх и без разреза трассы. Все они работают по принципу опускания переднего упора тележки. При этом уменьшается сопротивление движению цепи, обеспечивается более простой и удобный монтаж остановов в любом месте трассы.

Отличительной чертой этих конвейеров является то, что к верхней части переднего качающегося упора грузовой тележки 1 (рис. 6) приваривается поперечина (уголок длиной 180 мм).

Это дает возможность во многих местах обойтись без специальных переталкивающих устройств. При этом тележки переходят с одной трассы конвейера на другую следующим образом. Кулак 2 первого конвейера тянет тележку за расши-

ренный упор 3 и отводит ее в сторону по течению стрелки до выхода из зацепления с последним. После этого тележка подхватывается толкающим кулаком 4 второго конвейера, который продолжает толкать ее на своей трассе. Остановы на приводных участках таких конвейеров работают без поднятия цепи.

При этом сначала пригибается передний расширенный упор грузовой тележки. Кулак цепи, толкавший грузовую тележку, выходит из зацепления с пригнутым передним упором и проходит над ним. Тележка остается на месте. Вслед идущий кулак пригибает задний упор и проходит над пригнутым передним упором.

Конструкции некоторых рассмотренных узлов позволили значительно увеличить надежность работы и снизить стоимость изготовления подвесного толкающего конвейера. Почти все конструкции опробованы на лабораторно-промышленной установке или непосредственно на предприятиях, где строятся подвесные толкающие конвейеры.

УДК 621.865.7

Быстродействующий захват для контейнеров

Л. А. УЛИСОВ

Ульяновский автозавод

В КОМПЛЕКСНО-механизированном цехе сборки автомобилей Ульяновского автозавода действуют подъемники, которые подают из подвала, где размещается висячий склад толкающего конвейера, радиаторы, рессоры и т. п. узлы, установленные в контейнеры. При выходе из люка на уровень пола контейнер останавливался. Ранее рабочий зацеплял его за ушки четырьмя крюками, подвешенными через цепи к крюку тельфера. При этом приходилось обходить вокруг ограждения для люка, чтобы зацепить крюками за ушки с противоположной стороны контейнера, что было связано с большой затратой времени. На Ульяновском автозаводе спроектирован, изготовлен и внедрен быстродействующий захват для контейнеров, при помощи которого рабочий перемещает контейнер к рабочим местам сборщиков со значительным сокращением рабочего времени.

На рисунке показан общий вид захвата. К сваренной из труб раме 1 захвата прикреплена вилка 2, в которой на оси 3 поворачивается крюк 4. В верхней части крюка имеются рычаги 5.

Через тяги 6 и 7 и двухплечий рычаг 8 движение крюку передается нажатием на рычаг 9, который на валике управления 10 вращается на оси 11.

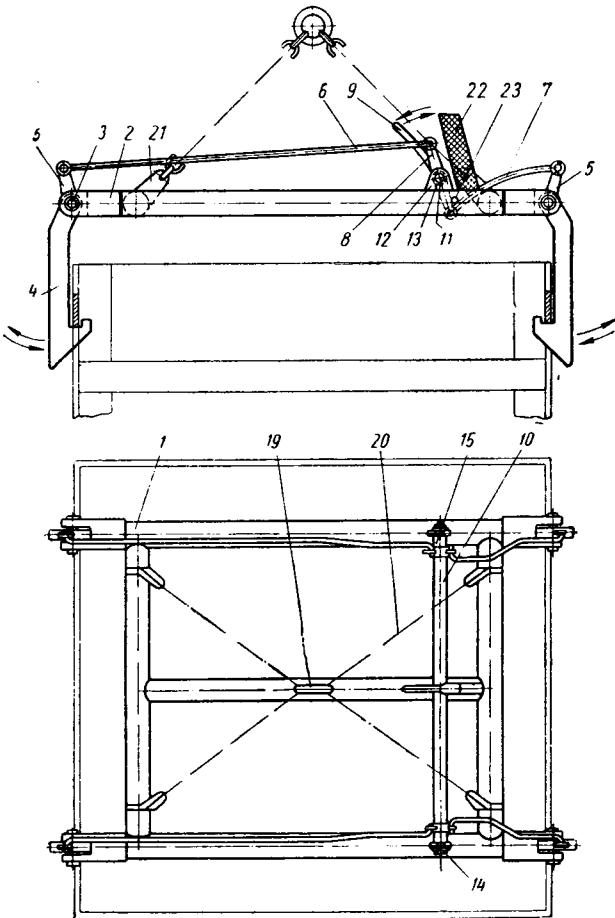
Ось прикрепляется к кронштейнам 12 при помощи втулки 13 и гайки 14. От осевых смещений валик управления удерживается распорными втулками 15. Захват подвешивается к крюку тельфера через кольцо 19, цепи 20 и ушки 21.

Для удобства управления захватом при опускании на контейнер он снабжен рукояткой 22, имеющей на щеках насечку. С целью фиксации крюков в сведенном положении под двухплечий рычаг 8 подведен штифт 23.

Захват работает следующим образом. Рабочий берет одной рукой захват за рукоятку 22, а другой управляет работой тельфера. Затем он опускает захват на контейнер, при этом крюки 4, упираясь скосами в связи контейнера, разводятся и при дальнейшем опускании захвата под действием собственного веса крюки заводятся под связи контейнера.

После того как рабочий доставит контейнер к рабочему месту сборщика, он опускает захват, крюки освобождаются от зацепления со связями. Пальцами руки рабочий прижимает к рукоятке 22 рычаг 9, который, воздействуя на валик управления 10, через двухплечий рычаг 8, тяги 6, 7 и рычаги 5 разводит крюки 4, освобождая захват от зацепления с контейнером.

Применение быстродействующего захвата на подаче контейнеров с рессорами и радиаторами от люка к рабочим местам сборщиков сократило вспомогательное время в 3 раза и намного облегчило условия труда рабочего.



Захват нашел широкое применение также при выгрузке контейнеров с деталями из кузова автомобилей, при погрузке контейнеров с деталями в автомобили в главном магазине.

Применение противодавления в кузнечных штампах

А. М. СМУРОВ

НИИТАвтоПром

ОБЪЕМНОЙ штамповкой с противодавлением называют операцию пластического формоизменения, осуществляемую в штампе с закрытой посредством противодавящего инструмента компенсационной полостью.

На рисунке показана схема закрытого штампа с центральным расположением компенсационной полости для штамповки поковок, вытянутых в плане (им соответствуют размеры A_1 ; A_2 ; a_2), или поковок, представляющих тела вращения, например, цилиндрические шестерни (им соответствуют размеры D_1 ; D_2 ; d_2).

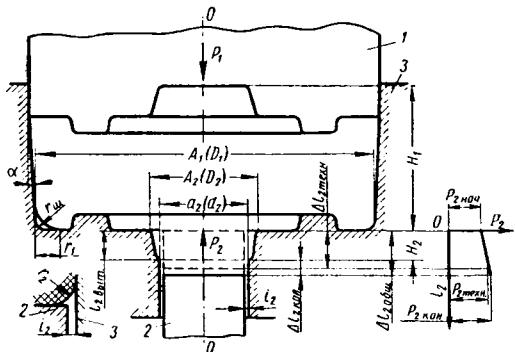


Схема штампа для штамповки с противодавлением:

1 — давящий инструмент; 2 — противодавящий инструмент; 3 — неподвижная матрица.

В исходном положении торец размещающегося в компенсационной полости противодавящего инструмента 2 находится на уровне дна неподвижной матрицы 3. Стенки компенсационной полости являются вертикальными, а площадь попечерного сечения ее f_2 — постоянной. Противодавящий инструмент служит рабочей деталью штампа, поскольку его торец является внешней границей ручья.

В общем случае принимаем, что при штамповке поковки с размером A_1 , высотой $H=H_1+H_2$ и радиусом закругления по нижнему торцу, равным радиусу $r_{\text{ш}}$ внутреннего угла штампа, симметричная схема пластического течения относительно оси $O-O'$ отсутствует вследствие, например, неточной укладки заготовки в штамп и ее неравномерного прогрева, а также при штамповке некруглых в плане поковок.

Без противодавящего инструмента процесс представляет безоблойную штамповку в штампе с открытой компенсационной полостью. В таком процессе необходимо предусматривать технологический излишек металла (объем V_0), который, размещаясь в компенсационной полости и оказывая три этом сопротивление вытеканию металла за пределы ручья, способствовал бы заполнению углов штампа. Поэтому объем заготовки определяется как сумма

$$V_3 = V_n + V_0 + V_K,$$

где V_n — объем поковки, подсчитанный, исходя из размеров $A_1(D_1)$, H_1 , H_2 ;

V_k — объем, предусматриваемый для компенсации колебания объема ручья ввиду износа штампа, колебания объема исходной заготовки и угаря металла.

Рассмотрим процесс штамповки с противодавлением, введя следующие величины: P_2 — текущее значение противодавящей силы (противодавления) в кг; l_2 — текущее значение хода (на схеме — опускания) противодавящего инструмента в мм; η — жесткость противодавления (противодавящего устройства), равная отношению бесконечно-малого приращения δP_2

к бесконечно-малому ходу δl_2 , т. е. $\eta = \frac{\delta P_2}{\delta l_2}$ кг/мм. Из введения этой величины можно вывести следующее уравнение:

$$P_2 = P_{2 \text{ ha}^2} + \int_0^{\Delta l_2} \eta \delta l_2, \quad (1)$$

где P_2 нач — значение противодавящей силы (начальное противодавление), соответствующее началу движения (опускания) противодавящего инструмента под действием затекающего в компенсационную полость металла.

Влияние противодавления оказывается на режиме деформирования с того момента, при котором контактная площадь f_2' поковки с торцом противодавящего инструмента станет отличной от нуля. Одновременно с заполнением ручья под действием пуансона (давящего инструмента) увеличивается f_2' и, как следствие, возрастает оказываемая поковкой на противодавящий инструмент сила P_2' . Однако в стадии недвижущегося противодавящего инструмента сила P_2' имеет предел, которым является, как следует из уравнения (1), соответствующее $I_2=0$ начальное противодавление $P_{2\text{ нач}}$. Следовательно, в стадии неподвижного противодавящего инструмента противодавление представляет реактивную силу, уравновешивающуюся силой P_2' , а сам противодавящий инструмент — неподвижную опору. Кроме того, на этой стадии процесс представляет формоизменение в абсолютно закрытой полости (ручье), уменьшение объема которой находится в линейной зависимости от хода пуансона.

Зафиксируем момент, при котором $f_2' > 0$, $P_2 = P_{2\text{ нач}}$, и в соответствии с этим незаполнен один угол штампа (r_1 — степень его заполнения). Из решения уравнения, описывающего равновесие сил на участке $m-n$ (см. рисунок), следует (для двумерной задачи) зависимость

$$r_1 = (A_1 - A_2) \exp \left(\frac{1}{4} + \frac{A_1}{A_2} \ln \frac{A_1}{A_1 - A_2} - \right. \\ \left. - \frac{2}{3} \frac{P_{2, \text{max}} + q_1}{f_2 c_s} \right) > r_w , \quad (2)$$

где q_1 — сопротивление, оказываемое течению металла на-
клонными стенками матрицы (на участке H_2);

На основе выражения (2) устанавливаем, что в момент, предшествующий началу движения противодавящего инструмента, степень заполнения ручья тем больше (или меньше r_1), чем большее начальное противодавление $P_{2 нач}$. Помимо количественной оценки зависимости $r_1=f(P_{2 нач})$ важно отметить также качественное различие между влиянием на формоизменение открытых и закрытых компенсационных полостей. Оно состоит в том, что начало вытекания металла в открытую компенсационную полость зависит, в частности, от предварительного формообразования заготовки, а начало движения противодавящего инструмента определяется одной из характеристик противодавления $P_{2 нач}$ и практически не зависит от формоизменения в ручье, поскольку последнее в той или иной степени само определяется величиной $P_{2 нач}$.

Рассмотрим стадию процесса, соответствующую движущемуся под действием вытесняемого металла противодавящему инструменту. При этом в зависимости от знака величины η противодавящая сила увеличивается ($\eta > 0$), уменьшается ($\eta < 0$) или остается постоянной и равной $R_{2\text{ нач}}$ ($\eta = 0$ при любом ходе l_2). Для данной стадии представить обобщенную зависимость между величинами, введенными в качестве характеристик противодавления, и величинами, описывающими кинематическое состояние поковки, при различной по знаку η не представляется возможным даже в случае простейшей схемы штамповки. Поэтому исследуем стадию работы движущегося противодавящего инструмента, ограничившись вариантом $0 < \eta = \text{const}$.

Для анализа варианта $0 < \eta = \text{const}$ дополнитель но введем следующие обозначения: $\Delta l_{2\text{техн}}$ и $P_{2\text{техн}}$ — технологический ход противодавящего инструмента, в течение которого происходит заполнение ручья (на рассматриваемой схеме — заполнение угла) и соответствующее концу его хода противодавление (противодавящая сила); $l_{2\theta\text{быт}}$ — минимальный

необходимый для выталкивания поковки ход (подъем) противодавящего инструмента; $\Delta l_{2\text{кол}}$ — ход противодавящего инструмента, вызванный колебанием объема заготовки (объема V_k); $\Delta l_2 \text{общ} = \Delta l_2 \text{техн} + \Delta l_{2\text{кол}}$ и $P_2 \text{кон}$ — общий ход противодавящего инструмента и соответствующее концу его хода противодавление (противодавящая сила).

С опусканием противодавящего инструмента под действием затекающего в компенсационную полость металла противодавящая сила увеличивается, принимая значения согласно уравнению (1). В момент, когда противодавящий инструмент выполнит свою технологическую функцию (совершив при этом ход $l_2 = \Delta l_2 \text{техн}$), величина, характеризующая степень заполнения угла, достигает $r_1 = r_w$, а противодавящая сила будет равна

$$P_2 = P_2 \text{техн} = P_2 \text{нац} + \eta \Delta l_2 \text{техн}.$$

Применяя тот же метод, что и в случае отыскания зависимости (2), и пренебрегая инерционными силами, возникающими при движении противодавящего инструмента и сочлененных с ним деталей, получим

$$\frac{r_1}{r_w} = \exp \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta l_2 \text{техн} \eta + q_2}{f_2 \sigma_s} \right), \quad (3)$$

где $q_2 > 0$ — текущее значение сопротивления, оказываемого заполненной металлом компенсационной полостью ($q_2=0$, если l_2 не превосходит $l_{2\text{выт}}$).

Выражением (3) описывается зависимость между характеристиками противодавления и кинематическим состоянием поковки на той стадии процесса, в течение которой противодавящий инструмент выполняет свою технологическую функцию. Протяженность этой стадии, однако, должна быть ограничена некоторой предельной величиной $\Delta l_2 \text{техн.пр}$ технологического хода противодавящего инструмента, связанной с конечным по величине объемом V_0 . Поэтому

$$\Delta l_2 \text{техн.пр} = \frac{V_0}{f_2} + l_{2\text{выт}}. \quad (4)$$

Требование $\Delta l_2 \text{техн} \leq \Delta l_2 \text{техн.пр}$ нужно принимать во внимание при разработке процесса, поскольку изменение $\Delta l_2 \text{техн}$ влечет за собой необходимость пересмотра [согласно уравнению (3)] жесткости противодавящего устройства. Кроме того, если с целью уменьшения расхода металла принять $V_3 = V_n + V_k$, т. е. при определении объема заготовки не предусматривать объем V_0 , то технологический ход противодавящего инструмента должен быть строго равен $\Delta l_2 \text{техн} = l_{2\text{выт}}$. В соответствии с этим зависимость (3) примет вид

$$\frac{r_1}{r_w} = \exp \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{l_{2\text{выт}} \eta}{f_2 \sigma_s} \right). \quad (3a)$$

Дальнейшее опускание противодавящего инструмента связано с вытеснением из ручья объема V_k , причем

$$P_2 \text{общ} = P_2 \text{техн} + \eta \Delta l_2 \text{кол} \quad (16)$$

или

$$P_2 \text{общ} = P_2 \text{нац} + \eta \Delta l_2 \text{общ},$$

где

$$\Delta l_2 \text{кол} = \frac{V_k}{f_2} > 0^*.$$

Однако на зависимость (16) необходимо наложить требования, вытекающие из обеспечения нормального режима работы противодавящего устройства.

С этой целью рассмотрим формоизменение при затекании металла в угол, образованный торцом противодавящего инструмента и стенками матрицы. Очевидно, радиус r_2 , характеризующий заполнение угла, является той независимой переменной, от которой зависит нормальное к торцу противодавящего инструмента напряжение и, следовательно, сила P_2 . Вместе с тем имеется равенство $P_2 = P'_2$. Отсюда вытекает существование функциональной зависимости между r_2 и P_2 , вид которой определяется геометрическими параметрами. В данном случае важно знать ту предельно допустимую величину противодавящей силы $P_2 \text{дол}$, которая соответствует

* Величина $\Delta l_2 \text{кол}$ зависит также от упругой деформации системы пресс-штампа, значение которой определяется усилием штамповки.

максимально допустимой степени заполнения компенсационной полости. Задача, таким образом, состоит в нахождении $P_2 \text{дол}$ в момент, при котором r_2 станет равным одностороннему зазору i_2 , выбранному (по величине) из условия режима нормальной работы противодавящего инструмента.

Зависимость $P_2 \text{дол} = f(i_2)$, полученная из анализа напряженного состояния (случай двумерной задачи) применительно к рассматриваемой схеме и обозначениям, имеет вид

$$P_2 \text{дол} = \sigma_s f_2 \left(1,8 + 0,75 \ln \frac{a_2}{i_2} \right). \quad (5)$$

Условие $P_2 \text{кон} < P_2 \text{дол}$ отражая существование ограничений в области применения противодавления, может предстечь, например, от попытки обеспечивать заполнение ручья довольно сложной конфигурации только путем увеличения противодавящей силы (при одной и той же площади f_2).

Для оценки противодавления с точки зрения влияния его на силовой режим деформирования (в последний момент процесса) вначале проанализируем процесс штамповки при $P_2 = 0$. В поставленной задаче на первый план выступает определение приращения удельного давления, которое обусловлено противодавлением. Из решения уравнения

$$p_1 f_1 \delta h = p_0 f_1 \delta h + P_2 \frac{f_1}{f_2} \delta h, \quad (6)$$

где p_1 и p_0 — соответственно удельные давления штамповки с противодавлением и без противодавления ($P_2=0$);

f_1 — площадь сечения приемника матрицы;
 δh — бесконечно малый ход пуансона в момент, предшествующий концу процесса, описывающего баланс элементарных работ — работы противодавления и деформирования без противодавления (при $P_2=0$), следует $p_1 = p_0 + \frac{P_2}{f_2}$.

Полученная формула действительна для такого процесса, который строго совершается в соответствии с равенством $f_1 \delta h = f_2 \delta l_2$. Последнее может быть соблюдено в тех случаях, когда вытекание металла за пределы ручья — в зазоры между отдельными деталями штампа — отсутствует; деформирование происходит при заполненных углах ручья; неразномерность в распределении по объему поковки механических свойств (в частности, предела текучести σ_s) не наблюдается; конструкция штампа содержит один противодавящий инструмент. В действительности имеется неравенство $f_1 \delta h > f_2 \delta l_2$, поскольку в стадии, соответствующей действию противодавящего инструмента, т. е. при $l_2 > 0$, формоизменение, помимо выдавливания металла в компенсационную полость, включает и такой элемент течения, как заполнение углов, образованных стенками матрицы и торцами пуансона и противодавящего инструмента. Поэтому отношением $\frac{P_2}{f_2}$,

полученным из баланса элементарных работ, оценивается верхняя граница влияния противодавления P_2 на удельное давление p_1 . Однако разница между действительной и расчетной величинами p_1 будет минимальной, если уравнение (6) отнести к процессу, протекающему без заметного изменения в заполнении углов, образованных стенками матрицы и торцами противодавящего инструмента и пуансона. В частности, для случая абсолютно заполненного ручья [при этом заполнение компенсационной полости оценивается допускаемым согласно выражению (5) величиной $r_2 = i_2$] влияние противодавления на удельное давление можно выражать

$$p_1 = p_0 + \frac{P_2 \text{дол}}{f_2}. \quad (6a)$$

Таким образом, анализ влияния противодавящего инструмента на деформируемый объект позволяет оценить новый параметр на базе использования полученных зависимостей, связывающих силовой режим и кинематику процесса с характеристиками противодавления: P_2 ($P_2 \text{нац}$, $P_2 \text{техн}$), l_2 ($l_2 \text{техн}$; $l_2 \text{техн.пр}$), η . Прежде чем сделать выводы, необходимо отметить, что, поскольку в поставленную задачу входит выявление тех закономерностей, которые обусловлены наличием при деформировании противодавящей силы, постольку лишь выражения (1) и (6a) могут распространяться на случаи штамповки поковок любой конфигурации. Кроме того, в производственной практике чаще придется решать обратную задачу,

связанную с определением максимально допустимой величины противодавящей силы $P_2 = P_{2\max}$, исходя из номинального усилия $P_{\text{ном}}$ кривошипного пресса, на котором предполагается осуществлять процесс. Если обозначить через P_0 и p_0 соответственно усилие и удельное давление штамповки в последний момент штамповки без противодавления ($P_2 = 0$), то

$$P_{2\max} + \int_0^{\Delta l_{2\text{общ}}} \eta \dot{p} l_2 = \frac{f_2}{f_1} (P_{\text{ном}} - P_0) \Big|_{P_2=0},$$

а при $0 < \eta = \text{const}$

$$P_{2\max} = \frac{f_2}{f_1} (P_{\text{ном}} - P_0) \Big|_{P_2=0}.$$

Дополнительно к количественным закономерностям, которые можно использовать при разработке процессов штамповки, дадим качественную оценку противодавления:

1. В противоположность давящему инструменту, со стороны которого к поковке приложена активная сила P_1 , противодавящий инструмент с точки зрения категории силы является связью, воздействие которой на обрабатываемый металл представляется реактивной силой P_2 . Однако в отличие от других неподвижных деталей штампа, со стороны которых к поковке приложена также реактивная сила, противодавящий инструмент является подвижным элементом связи.

2. Закрытая компенсационная полость вносит в процесс штамповки новое качество, которое позволяет считать процесс штамповки с противодавлением регулируемым постольку, поскольку путем подбора η , P_2 и l_2 удается поставить кинематическое состояние поковки в зависимость от противодавления. Кроме того, с применением противодавления появляется принципиальная возможность не предусматривать технологический излишек металла.

3. Движение противодавящего инструмента нарушает линейную зависимость между объемом замкнутого ручья и величиной хода пuhanсона. Однако при $l_2 \geq l_{2\text{техн}}$ объем замкнутого ручья становится равным объему заготовки и, следовательно, остается постоянным и независимым от хода пuhanсона. Это обстоятельство выдвигает требования по созданию противодавящих устройств с $\eta > 0$ при $l_2 \leq l_{2\text{техн}}$ и $\eta \leq 0$ при $l_2 > l_{2\text{техн}}$. Кроме того, постоянство объема замкнутого ручья при деформировании можно использовать как один из методов, обеспечивающих обработку без разрушения малопластичных материалов.

4. При разработке штампа следует учитывать те изменения в чертеже поковки, которые вносит размещающийся на поковке излишек металла (например, связанный с плоскими отклонениями заготовки). В свою очередь, характер изменений в чертеже поковки зависит от формы, размеров и места расположения в штампе компенсационной полости. Поэтому создание противодавящих устройств должно согласовываться с допускаемыми конструктивными изменениями поковки и возможными изменениями в ее механической обработке.

УДК 621.923.5-038

Хонингование блоков цилиндров брусками из синтетических алмазов

Канд. техн. наук А. А. САГАРДА, И. Х. ЧЕПОВЕЦКИЙ

Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт синтетических сверхтвердых материалов и инструмента Госплана УССР

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ блоков цилиндров зависит не только от правильного выбора материалов и условий эксплуатации, но и от точности геометрической формы отверстий и качества обработки их рабочих поверхностей. В связи с этим большую роль приобретает широкое внедрение процессов ал-

диаметром обрабатываемого отверстия 82A, длина 230 м.м. Конусность отверстий не более 0,020 м.м., овальность не более 0,025 м.м., чистота поверхности $\nabla 9$.

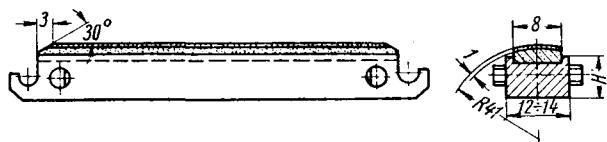
Хонингование производится на одношпиндельных вертикально-хонинговальных станках, хонинговальные головки быстроменяемые.

Для проведения испытаний и внедрения процесса были изготовлены бруски из синтетических алмазов с размерами 100×8×3 м.м., толщина алмазоносного слоя составляла 1 м.м. (рис. 1). В бруске содержится 3,5 карата алмазов, что соответствует 100%-ной концентрации¹.

Бруски были изготовлены методом порошковой металлургии на металлической связке М1 (80% Cu и 20% Sn). Спекание производилось в восстановительной среде (водороде) при температуре 750° и выдержке в течение 15—20 миц.

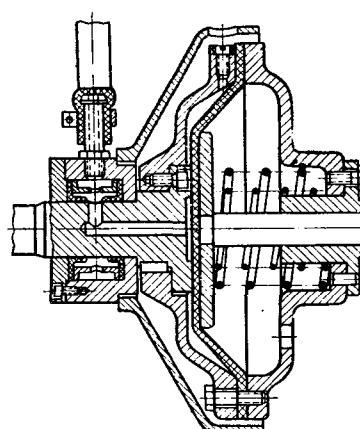
На рис. 1 показаны колодка и хонинговальный брусков в сборе. Алмазные бруски паялись к колодкам оловянным припоем. Колодки выполнены с таким расчетом, что высота их в сборе с алмазными брусками равнялась высоте ранее применяемых колодок с обычными брусками. Как видно из рис. 1, на колодках имеются буртики, которые облегчают процесс напайки и предохраняют бруски от поломки и смещений в процессе работы. Разновысотность колодок Н одного комплекта брусков допускается не более 0,01 м.м.

Ручной разжим брусков лучше перевести на пневматический



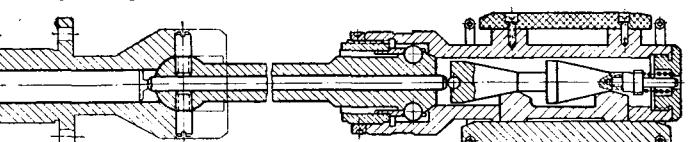
мазного хонингования, которое обеспечивает по сравнению с обычным абразивным хонингованием значительное повышение качества обработки, улучшает геометрическую форму отверстий и состояние металла поверхностных слоев.

Благодаря разработке и освоению технологии промышленного производства синтетических алмазов Украинским институтом сверхтвердых материалов резко расширено применение синтетических алмазов при хонинговании. На Первом Киевском авторемонтном заводе был внедрен процесс алмазного хонингования при обработке блоков цилиндров автомобиля ГАЗ-51. Материал блока — чугун СЧ 24-44, твердость HB 170—241. Материал гильзы-вкладыша — легированый чугун, твердость HB 156—197.



На рис. 1 показаны колодка и хонинговальный брусков в сборе. Алмазные бруски паялись к колодкам оловянным припоем. Колодки выполнены с таким расчетом, что высота их в сборе с алмазными брусками равнялась высоте ранее применяемых колодок с обычными брусками. Как видно из рис. 1, на колодках имеются буртики, которые облегчают процесс напайки и предохраняют бруски от поломки и смещений в процессе работы. Разновысотность колодок Н одного комплекта брусков допускается не более 0,01 м.м.

Ручной разжим брусков лучше перевести на пневматический



или гидравлический, что обеспечивает постоянное давление на алмазные бруски, которое можно регулировать и изменять в широком диапазоне.

¹ За 100%-ную концентрацию принято содержание алмазов в количестве 4,39 карата в 1 см³ алмазоносного слоя, или 0,878 мг/м³.

Операция	Характеристика брусков	Принуск в м/м	Машинное время в мин	Стойкость комплекта, в шт. отверстий	Увеличение стойкости в %	Расход брусков в шт. на 1000 отверстий	Удельный расход алмазов	
							в мг/г	в каратах на 1000 отверстий
Предварительное хонингование	K36СТ1К АС6	0,05	0,33	42 8 000	19 100	143 0,75	0,05	2,6
Окончательное хонингование	K2M20СМ1К АСМ20	0,01	0,17	138 12 000	8 700	44 0,50	0,17	1,8

На рис. 2 показана хонинговая головка рекомендуемой конструкции с пневматическим разжимом.

Перед установкой на рабочее место хонинговые головки в сборе с алмазными брусками прирабатываются по бракованным деталям. Для ускорения процесса приработки применяется абразивный порошок (К3, КЧ или ЭБ), замешанный с тавотом или солидолом, который наносится на внутреннюю поверхность обрабатываемых деталей. Зернистость абразивного порошка должна быть на 1—2 номера выше зернистости прирабатываемых брусков. Во время приработки подача смазочно-охлаждающей жидкости прекращается. Бруски считаются приработанными, когда площадь контакта их составляет 60—70% общей площади брусков.

При проведении работы на Первом Киевском авторемонтном заводе были испытаны бруски из синтетических алмазов зернистостью АС6 на операции предварительного хонингования и зернистостью АСМ20 на операции окончательного хонингования блока цилиндров.

Режим алмазного хонингования следующий:
Скорость вращательного движения v в м/мин 60—80
Скорость возвратно-поступательного движения $v_{в.п}$ в м/мин 24
Давление p в кг/см² 3—5
Смазочно-охлаждающая жидкость Керосин

В таблице приведены результаты сравнительных испытаний обычных абразивных и алмазных брусков на операции предварительного и окончательного хонингования блока цилиндров. Из таблицы видно, что стойкость комплекта алмазных

брусков превышает стойкость обычных абразивных брусков на операции предварительного хонингования в 191 раз, на операции окончательного хонингования в 87 раз. Удельный расход алмазов при предварительном хонинговании составляет 0,05 мг/г снятого металла, при окончательном 0,17 мг/г, расход алмазов на 1000 отверстий соответственно 2,6 и 1,8 карата. Таким образом, суммарный расход алмазов на 1000 отверстий составляет 4,4 карата.

Применение алмазного хонингования в условиях завода обеспечивает стабильную чистоту поверхности в пределах 9-го класса при значительном улучшении геометрической формы отверстий.

Расчет экономической эффективности показал, что расходы по керамическим брускам на один блок с учетом их бакелизации и напайки составляют 40,4 коп., по алмазным — 4,4 коп., т. е. получено снижение расходов по инструменту в 9,2 раза, а экономия на 1 карат синтетических алмазов составляет 13 руб. без учета повышения срока службы блока цилиндров.



УДК 621.431.73-33(4/9 : 104)

ПРОИЗВОДСТВО ПОКОВОК КЛАПАНОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

ЗА РУБЕЖОМ наибольшее распространение нашел процесс изготовления поковок клапанов методом горячего выдавливания. Этот процесс не без основания считается самым экономичным и производительным. На заводе № 5 фирмы Шевроле во Флинге поковки клапанов изготавливаются на автоматической поточной линии. Выпускные клапаны выполняются из прутков стали диаметром 25 мм марки «Армко 21-4», впускные клапаны — из прутков стали диаметром 30 мм марки «Дженерал Моторс 8410».

Прутки разрезаются на мерные заготовки автоматически в штампе пресса «Блесс» усилием 60 т. Перед резкой прутки предварительно подогреваются до температуры 930° в индукционном нагревателе типа «Токко». Заготовки строго контролируются по весу с допуском ± 3 г. Производительность пресса-автомата «Блесс» 6420 поковок в час. После резки заготовки очищаются от окалины в гальваническом барабане.

Клапаны штампуются методом выдавливания на кривошипных штамповочных прессах-автоматах усилием 700 т. Перед штамповкой заготовки нагреваются до ковочной температуры в индукционном автоматическом нагревателе, работа которого синхронизирована с работой пресса.

Клапаны штампуются за два перехода (выдавливание стержня, окончательная

штамповка тарелки), производительность прессов 1860 шт/ч. Поковки передаются из ручья в ручей штампа манипулятором типа «механическая рука». Пресс-автомат для штамповки имеет 31 ход ползуна в минуту и изготавливает одну поковку за каждый ход. Штампы смазываются эмульсией графита пульверизаторами автоматически после каждого хода пресса.

Поковка клапана имеет весьма жесткие допуски. Допуск на диаметр стержня, который подвергается чистовому шлифованию, равен $\pm 0,075$ мм. Незначительная механическая обработка производится лишь по верхней части головки клапана. Все технологические и транспортные операции в линии осуществляются автоматически. Однако за каждым прессом наблюдает рабочий, в обязанности которого входит контроль правильности и синхронности работы всех механизмов. В случае обнаружения неполадок рабочий нажатием кнопки на пульте управления останавливает пресс, устраняет неполадки и снова включает пресс.

Значительное распространение на заводах фирмы Форд нашел процесс изготовления поковок клапанов с применением электровысадки для набора металла под штамповку. На заводе Форд в Нортвилле штат Мичиган производится 10 типов впускных и выпускных клапанов. Впускные клапаны изгото-

вляются из прутков стали марки АЕ-1047, которая применяется для холодной высадки и имеет минимальную твердость RC 20. Заготовки разрезаются на прессе «Ферракьют» по две за один ход. Производительность 3000 шт/ч. Заготовка имеет следующие допуски: на кривизну 0,12 мм; на неперпендикулярность торцов 0,4 мм; на длину 0,25 мм. Прутки диаметром 10 мм должны иметь допуск на диаметр 0,04 мм.

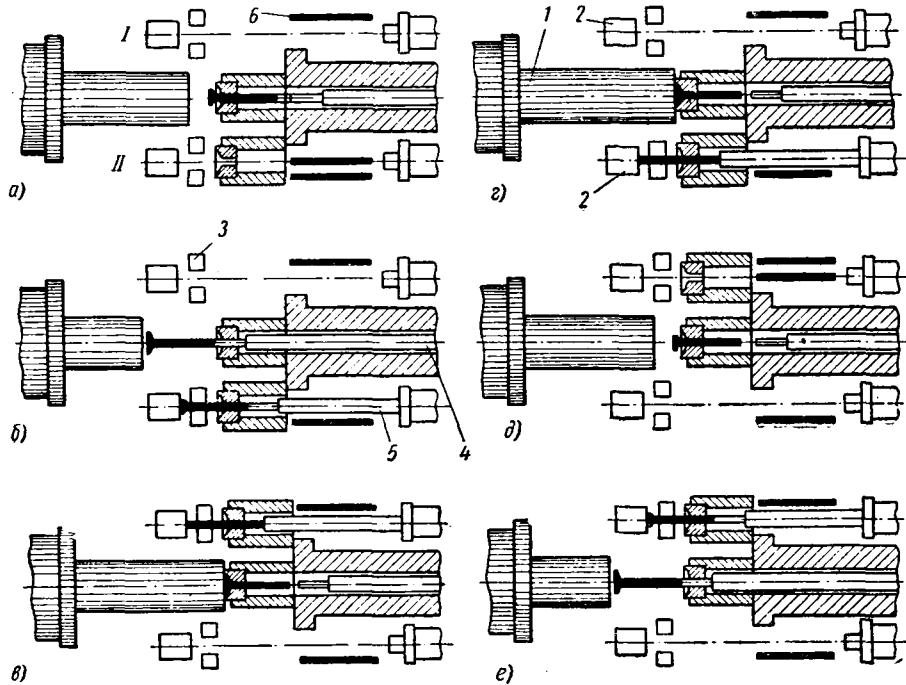
Заготовки после резки моются для удаления масла и пыли. Металл под головку клапана набирается на электровысадочных машинах «Тейлор-Уинфилд».

Эта машина с вертикальным расположением рабочих механизмов имеет четырехпозиционное ориентирующее поворотное устройство для автоматической загрузки заготовок из бункера, высадки и выталкивания высаженных заготовок. Штамповка тарелки клапана осуществляется на кривошипном прессе «Блесс» усилием 500 т за один переход. Производительность 600 шт/ч. Штамповка производится вручную.

Перед штамповкой заготовки нагреваются в автоматическом щелевом индукционном нагревателе фирмы «Уэстинггауз» до температуры 1100°. В качестве смазки применяется машинное масло с добавкой графита. Затем клапаны охлаждаются в таре и отправляются на термическую и механическую обработку. Интерес представляет автоматическая

электронная машина типа RCA, которая контролирует клапаны после механической обработки по шести параметрам, классифицирует и сортирует. Производительность машины 3000 шт./ч.

Подобный процесс изготовления поковок клапана применяется в ФРГ на автомобильных заводах фирмы Опель в Кельне. Однако немецкие электровысадочные машины имеют горизонтальное расположение рабочих механизмов и производят как набор металла, так и штамповку тарелки. Производительность этих машин 480 поковок в час. Фирма Оттенсенер



Рабочий цикл автоматической машины для высадки-штамповки клапана:
1 — штамповочный ползун; 2 — неподвижные электроды; 3 — подвижные электроды; 4 — выталкиватель; 5 — высадочный ползун; 6 — заготовка.

Эйзенверке в Гамбурге усовершенствовала электровысадочную машину фирмы Опель. Новая машина установлена на заводе фирмы Форд в Кельне и изготавливает 700 поковок в час.

Особенностью новой машины является наличие членочного двухпозиционного штамподержателя, который позволяет производить электровысадку головки клапана поочередно в двух боковых позициях I и II и одновременно окончательную штамповку тарелки в центральной позиции из предварительно высаженной заготовки (см. рисунок). Привод машины осуществляется гидравлически.

Машина имеет две позиции загрузки заготовок по числу позиций электровысадки. Заготовки поступают из автоматического бункера по желобам.

Весь цикл работы машины осуществляется автоматически. За работой машины наблюдает один оператор. Использование высокожаропрочных сталей, подобных отечественной стали марки ЭИ992, для изготовления выпускных клапанов затрудняет применение процесса горячего выдавливания. Стали марок типа ЭИ992 требуют при горячем выдавливании чрезвычайно узкого разброса температур заготовок ($\pm 10^\circ$), чего до сих пор в производственных условиях добиться не удавалось. Выпускные клапаны из высокожаропрочных

сталей, применение которых в международной практике автомобилестроения с каждым годом растет, с меньшими трудностями изготавляются электровысадкой.

Некоторые фирмы в целях экономии дорогой жаропрочной стали применяют сварные клапаны. Головка клапана (тарелка и верхняя часть стебля) изготавливаются из легированной жаропрочной стали, а стальная часть стебля — из простой конструкционной стали. Фирма Воксхол Моторс Лимитед в Лутоне производит 12 000 клапанов в день на

ку клапана осуществляется на семи электровысадочных машинах «Бритиш Федерал». Производительность каждой из этих машин 150 заготовок в час при автоматическом цикле работы.

Высаженные на этих машинах заготовки с того же нагрева штампуются на трех фрикционных прессах усилием 160 т. Стойкость штампов, изготовленных из стали, легированной вольфрамом, 40 000—50 000 поковок. Количество клапанов, снимаемых со штампа, регистрируется автоматическим счетчиком, который работает от ползуна пресса.

Закалка и отпуск клапанов производятся в газовых печах типа «Инкандесент». Производительность каждой печи 1065 клапанов в час.

Очистка клапанов от окалины осуществляется в дробеструйной машине «Слексер энд Холстед Сентрибласт». Производительность машины 1350 клапанов за 8 мин (для автомобилей «Виктор»).

Разнообразие применяемых за рубежом технологических процессов для изготовления поковок клапанов объясняется как различными экономическими условиями производства, так и соображениями технологического характера. При сравнении электровысадки и метода штамповки выдавливанием следует прежде всего учитывать, что электровысадка требует применения шлифованной заготовки диаметром 8—16 мм, в то время как процесс выдавливания требует горячекатаную заготовку диаметром 25—40 мм, которая значительно дешевле, и затраты на металл при штамповке методом выдавливания в 2,4 раза меньше. Кроме того, более высокая производительность при методе горячего выдавливания приведет к уменьшению численности рабочих цеха примерно в 1,5 раза. Несмотря на то, что при электровысадке примерно на 20% уменьшаются затраты на электроэнергию, на 35% расход штамповой стали и незначительно уменьшается трудоемкость механической обработки (в результате исключения одной операции чернового шлифования стебля клапана), себестоимость 1 т поковок, изготовленных электровысадкой, почти в 2,2 раза выше, чем при горячем выдавливании.

Затраты на оборудование при штамповке методом горячего выдавливания на 25—30% выше вследствие высокой стоимости механических ковочно-штамповочных прессов, однако они быстро окупаются вследствие низкой себестоимости поковок. Несмотря на высокую экономическую эффективность процесса горячего выдавливания, электровысадка находит широкое применение при штамповке клапанов из высокожаропрочных марок стали, которые вызывают значительные затруднения при штамповке выдавливанием.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Machinery», December, 1961, № 12, U. S. A., стр. 106—112.
2. «Machinery», April, 1961, № 12, England, стр. 808—815.
3. «Automotive Industries», June, 1960, № 11, U. S. A., стр. 38—39, 76.
4. «Metalworking Production», April, 1962, № 4, England, стр. 48, 50.
5. Мансуров А. М. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1951, № 1.

Э. И. САВРАНСКИЙ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СЖИЖЕННЫХ ГАЗОВ В АВТОМОБИЛЯХ И ТРАКТОРАХ

РАЗВИТИЮ газовой и нефтяной промышленности сопутствуют такие ценные отходы, как сжиженные газы (пропан-бутановая смесь). В 1964—1965 г. общие ресурсы сжиженных газов будут составлять 12—15 млн. т, а в ближайшие годы около 30 млн. т, из них химическая промышленность будет потреблять только 7—8 млн. т. Резерв газа 22—23 млн. т с малыми затратами и большим эффектом можно и нужно использовать как топливо в двигателях внутреннего сгорания.

Опыт эксплуатации двигателей внутреннего сгорания на газовом топливе в нашей стране и за рубежом богатый. На газовом топливе хорошо работают стационарные, судовые, автотракторные и комбайновые двигатели.

Горьковский и Московский им. Лихачева автозаводы уже давно освоили выпуск газобаллонных автомобилей как для сжиженного, так и для сжатых газов, но на сегодня их выпуск прекращен.

В таких высокоразвитых странах, как США, Италия и др., несмотря на хорошо наложенное снабжение высокооктановым бензином, немало хозяйств эксплуатируют тракторы и автомобили на сжиженном газе. В США газовое топливо самое дешевое.

Использование сжатого газа в автомобилях связано с заметным увеличением веса, необходимостью устанавливать пять—восемь баллонов высокого давления ($200 \text{ кг}/\text{см}^2$) на каждый автомобиль и, кроме того, необходимостью иметь газонаполнительную станцию стоимостью около 100 000 руб. Однако построенные газонаполнительные станции в Киеве, Донецке, Саратове и других городах почти не используются для заправки автомобилей сжатым газом.

Гораздо проще и эффективнее работа автомобилей и двигателей внутреннего

сгорания других машин на сжиженном газе. Под сжиженный газ на автомобиль ставят 1—2 баллона невысокого ($16 \text{ кг}/\text{см}^2$) давления, и этого достаточно для пробега 400—500 км. Эти баллоны легче и безопаснее, чем для сжатого газа.

Оборудовать автомобиль газобаллонной установкой нетрудно. Выполнялась эта работа не только на автозаводах, но и в небольших мастерских. Баллоны также изготавливают на ряде предприятий (Киев, Свердловск, Жданов, Смела и др.). Таким образом, можно обеспечить переоборудование автомобилей на сжиженный газ в любом областном центре, в автохозяйствах, в ремонтно-технических станциях и т. п.

Заправка автомобилей сжиженным газом также возможна без больших первоначальных капиталовложений. Эту работу могут обеспечить газораздаточные станции сжиженного газа, имеющиеся во многих городах. Принципиально заправка газобаллонных автомобилей на газораздаточных станциях не отличается от заправки бензином на бензоколонках. Ряд населенных пунктов, не имеющих газораздаточных станций, могут на первых порах снабжаться сменными баллонами, как это уже налажено для бытовых нужд и небольших производств. Необходимо только предусмотреть легкий монтаж и демонтаж баллонов. С легкосъемными баллонами сжиженного газа выполнялись серийные выпуски газобаллонных автомобилей в различных мастерских, автохозяйствах и т. п. Переоборудование автобусов на сжиженный газ, особенно городских, имеет важное значение не только для использования резервов газа, но и для оздоровления атмосферы городов, так как отработавшие газы при работе на газообразном топливе содержат в несколько раз меньше вредных для здоровья соединений (CO ,

NO , SO_2 , H_2S), чем при работе на жидкое топливо. При работе 1000 автомобилей на газе экономится ежегодно 10—15 тыс. т бензина.

Помимо автомобилей, большим потребителем газа может быть тракторный парк, а также двигатели внутреннего сгорания комбайнов. Тракторы на газе еще более эффективны, чем автомобили, так как вес газобаллонной установки не снижает тяговых показателей трактора. Подсчитано, что перевод 50 тракторов ДТ-54 на сжиженный газ сэкономит 10 тыс. руб. в год.

Всесоюзный научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства разработал способ заправки газобаллонных тракторов непосредственно в поле с газозаправщиком. Имеется положительный опыт Саратовского государственного научного и проектного института газа, который еще в 1959 г. переоборудовал на сжиженный газ комбайн. Расходы по переоборудованию составили 65 руб., а экономия за сезон (30 дней работы) 500 руб.

Помимо эффекта от использования резервов ценнейшего топлива — газа, здесь таятся и другие, еще более значимые резервы. Речь идет о долговечности машин. Срок службы двигателей внутреннего сгорания, работающих на газе, увеличивается вдвое (исследования лаборатории автомобилей АН СССР и других в 60-х годах) благодаря высокому октановому числу газа и исключению конденсации его в холодное время года внутри цилиндра, что происходит при работе на бензине. При работе на газе процесс карбюрирования отпадает — газ создает идеальную горючую смесь, не конденсирующуюся в цилиндрах.

Л. М. ЗИЛЬБЕРМИНЦ
Черкасский государственный педагогический институт.

Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1964 г.

№ журн. Стр.
нала

№ журн. Стр.
нала

Передовые

Андерс А. А. — Повышение надежности и долговечности продукции — важнейшая задача автомобилестроителей

11 1

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

1 1

Кугель Р. В. — Основные понятия из области надежности и долговечности автомобилей

12 1

Лукин В. В. — Пути повышения долговечности и качества продукции выпускаемой автомобильной промышленностью

3 1

Червонобрюсов П. Л. — Об основном показателе долговечности автомобильных агрегатов

4 1

Экономика и организация производства

Ровинский Г. Н. — О типовых технико-экономических показателях

7 1

Хоршев К. С. — Саморазгружающиеся контейнеры на Горьковском автозаводе

5 1

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Конструирование, исследования, испытания

Авдонькин Ф. Н. — Исследование надежности двигателя М-21

3 8

Авдонькин Ф. Н., Неустроев В. Е. — Методика сравнительного исследования износа двигателя в зависимости от качества масла

6 1

Авршин В. Т. — Опыт создания пластмассовых кабин

1 23

Алещенко К. И., Раскин А. М. — К вопросу расчета максимальной мощности двигателя проектируемого автомобиля

1 5

Андреев В. И. — Определение концентрации антидетонаторов в топливе, поступающем в цилиндры многоцилиндрового карбюраторного двигателя

7 10

Армадеров Р. Г., Семенов В. М., Морозов Б. И. — Рабочие качества автомобилей на грочных шинах

4 12

№ журн. Стр.
нала№ журн. Стр.
нала

Аронов Д. М., Малявинский Л. В., Трактовенко И. А., Кицкий Б. П. — Методика детонационных испытаний автомобильных двигателей и автобензинов	4 10	Егоров Л. А., Розанов В. Г. — Анализ технических характеристик автомобильных поршневых компрессоров одноступенчатого сжатия	3 34
Атоян К. М., Шкаляк Г. А. — Об экономической целесообразности снижения веса автобусов	2 23	Ермаков В. И. — Улучшение пневмосистемы автомобилей	11 17
Бабин Л. В. — Оценка технического состояния подшипников двигателя по параметрам вибрации	4 8	Ермилов С. С., Колпаков А. П. — Результаты исследований автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа	9 28
Балабин И. В., Зубарев Н. А. — Исследование силового взаимодействия широкопрофильной шины с ободом колеса	6 16	Еченстов Ю. А. — Распределение крутящего момента по ведущим осям автомобиля с блокированным приводом	2 15
Беленький Ю. Б., Имашева Н. П., Ломако Д. М. — Приближенный метод расчета свободных колебаний нелинейных подвесок автомобилей	10 28	Ждановский Н. С., Гитлин Н. Н., Николаенко А. В. — Исследование системы вспрыска легкого топлива с дозатором-распределителем	8 12
Бочаров Н. Ф., Гусев В. И., Макаров С. Г., Семенов В. М., Крадинов Е. Б. — Особенности качения пневмокатков по твердой дороге и деформируемым грунтам	10 22	Жлобич А. В. — О целесообразности и возможностях эжекционного охлаждения двигателей	9 3
Брайльчук П. Л., Миронов Е. А., Брайльчук П. Л. — Мощностные и экономические показатели двигателя ЗИЛ-130 при пониженных плотностях воздуха	4 3	Зайченко Е. Н., Ляминцев Б. Ф., Чернышев Г. Д. — Механический к.п.д. автомобильного турбокомпрессора	4 5
Бухарин Н. А. — К вопросу о требованиях к тормозным свойствам автомобиля	7 23	Закс М. Н. — К расчету автомобильных рам на кручение с учетом жесткости узлов	4 23
Вайсман Я. М. — Применение заменителей кожи и поливинилхлоридных пластиков в автомобиле «Москвич»	9 32	Закс М. Н. — Поперечная устойчивость самосвалов при боковом опрокидывании груза	12 23
Взоров Б. А. — Долговечность двигателей и пути ее повышения в производстве	10 1	Зарубин А. Г. — Проблема долговечности и эксплуатации автомобилей	9 1
Взятышев Н. А. — Поперечная устойчивость седельного автопоезда	12 19	Зацерковный И. Г. — Влияние компонентных особенностей на характер распределения масс автобусов вагонного типа	6 11
Воробьев И. Т., Козлов И. И. — Устранение шума шестерен и крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с шестицилиндровым V-образным двигателем ЯМЗ	6 27	Земсков П. И., Якушина Е. Н. — Исследование работы капроновых подшипников автотракторных двигателей	7 33
Генбом Б. Б. — Об аналитическом методе определения времени и пути разгона автомобиля	12 9	Злотин Г. Н., Леонтьев Г. А., Ожогин В. А. — Емкостный торсиометр	7 31
Гебель И. Д. — К определению оптимального расстояния сопел реактивной центрифуги от оси вращения	3 22	Ищенко В. Н. — Влияние углов развала колес на вертикальную жесткость однорычажной независимой подвески автомобиля	7 29
Гершман Б. И., Зацерковный И. Г., Шафаревич М. А. — К вопросу экспериментального исследования распределения масс автобуса вагонного типа	4 29	Казачков Р. В. — Определение теплонапряженности поршня дизеля, форсированного наддувом	7 7
Гилемес Л. Х. — Конструктивные особенности новых автомобилей Минского автозавода	4 16	Казачков Р. В. — Исследование теплонапряженности быстроходного дизеля при изменении некоторых параметров	11 4
Гинцбург Л. Л., Фиттерман Б. М. — Некоторые вопросы управляемости автомобиля (Первая часть)	8 28	Карамзин В. А. — Исследование расхода смазки через подшипник скольжения при сложной нагрузке	8 8
Гинцбург Л. Л., Фиттерман Б. М. — Некоторые вопросы управляемости автомобиля (Вторая часть)	11 24	Карелин В. Н. — Исследование работы движителей седельного автомобиля-тягача на снежной целине	7 20
Горбаневский В. Е. — К расчету малогабаритных пружин нагнетательных клапанов топливных насосов быстроходных дизелей	10 19	Каханов В. Г., Комаров В. Д. — Электрическая схема управления индукторным тормозом при испытаниях автомобильных агрегатов	11 16
Гредескул А. Б., Шахbazov O. K. — Исследование боковой устойчивости автомобиля при торможении через силовую передачу	7 13	Кинороз В. И., Шелухин А. С. — Опытные данные о сопротивлении качению автомобильныхшин на дорогах с твердым покрытием	2 17
Гуреев А. А., Рыбаков К. В., Аронов Д. М. — Фильтрация бензинов в системе питания автомобилей	3 11	Колпаков А. П. — Влияние управляемых колес полуприцепа на работу привода к ведущим колесам	12 16
Гущин Ю. С. — Гидромеханическая трансмиссия автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности	3 29	Костров А. В., Куниевский Б. М. — О температуре выпускного клапана двигателя МЗМА-407	5 4
Дербарицкер А. Д. — О некоторых закономерностях работы гидравлических устройств подвески на неустановившихся режимах	5 18	Кравчук М. В., Алексеев А. М., Аврушкин Ю. И. — К вопросу о выборе мощности автомобильных генераторов	12 32
Дербарицкер А. Д. — К вопросу об автоматическом регулировании сопротивления амортизатора	11 18	Крестовников Г. А. — О сопротивлении движению автомобилей	6 14
Дмитриевский А. В. — Выбор степени сжатия и размеров овальной камеры сгорания карбюраторного двигателя	6 4	Кузнецова Е. С. — О некоторых перспективах изменения конструкции подвижного состава автомобильного транспорта	1 19
Добрых Л. И. — Подвеска автомобилей-самосвалов Белорусского автозавода	9 48	Лебедев Ф. К. — Исследование износостойкости фторопласта-4	3 28
Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. — Повышение скорости срабатывания пневматических тормозных приводов	5 29	Левин И. А. — О рациональной степени блокировки дифференциалов многоприводного автомобиля	3 14
Дьяков И. Я. — Методика перекрестных сравнительных испытаний	11 13	Лейбzon З. И., Минкин М. Л., Дерюгин П. Е. — Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели двигателя ГАЗ-21А	12 5
		Ленин И. М., Горнушкин Ю. Г. — Влияние способа подогрева впускного трубопровода на работу двигателя ЗИЛ-130 при неустановившемся режиме	3 6

	№ журн. нала	Стр.		№ журн. нала	Стр.
Ленин И. М., Горнушкин Ю. Г. — Влияние способа подогрева горючей смеси на мощностные и экономические показатели двигателя ЗИЛ-130	5	26	Пчелин И. К., Хачатуров А. А. — Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода	12	12
Лизанов А. П., Пикушов А. Н. — Выпускное торможение автомобиля четырехтактным дизелем	6	7	Райков И. Я. — Влияние карбюрирования топлива на износ цилиндров верхнеклапанного двигателя	2	3
Лиходей А. М. — Выбор рационального соотношения между тормозными моментами на осях двухосного автомобиля	2	21	Райков И. Я., Ершов В. В. — К вопросам пленкообразования в карбюраторных двигателях	11	6
Лукин П. П. — К методике расчета гасителя крутильных колебаний в трансмиссии автомобилей	11	14	Рецкер М. И. — Опыт работы четырехтактного дизеля на бензине	10	10
Лурье М. И., Алешин В. В. — Подбор оптимальных углов установки задних колес автомобиля «Запорожец» методом испытаний на стенде с беговыми барабанами	3	33	Родзин Г. Т. — Карусельный конвейер для скатки автомобилей «Запорожец»	8	27
Маркова И. В., Полухин Е. С. — О детонационных свойствах двигателя воздушного охлаждения	9	5	Родин Б. И. — Исследование эффективности применения пластмасс в автомобилестроении	12	28
Мельников Д. И. — Определение реакций дороги на направляющие колеса	11	23	Рудницкий Н. М. — Материалы подшипников современных автомобильных двигателей	6	23
Мешков Н. Д. — Технико-экономический показатель для автотракторных двигателей	2	1	Рыбченко Г. А. — Отражатель воздушной струи стоп-крана	6	29
Мещеряков Г. М. — Применение предварительно ионизированного искрового разряда для зажигания горючих смесей в двигателе внутреннего сгорания	11	11	Рыжко Л. С. — Заборник топливного бака автомобилей КрАЗ с зонтом	10	18
Михайловский Е. В., Тур Е. Я. — Аэродинамические испытания обтекания легковых автомобилей несимметричным воздушным потоком	8	22	Сафонова И. А., Скиндер И. Б. — Исследование жидкостей современных телескопических амортизаторов	10	25
Мозохин Н. Г., Сыркин П. Э. — Двигатель автомобиля ГАЗ-66	7	3	Силкин А. С. — Исследование процессов смазывания карданных соединений	6	21
Моисеичик А. Н. — Пусковые качества двигателя ГАЗ-66	5	5	Силкин А. С. — Выбор оптимальной величины деформации пробковых уплотнений карданных соединений	8	19
Нагорняк Г. А. — Применение V-образных двигателей на автобусах ЛАЗ	8	6	Скиндер И. Б., Зацерковный И. Г. — Теоретическое и экспериментальное исследования коэффициента распределения масс автобуса ЛАЗ-695 Б	2	9
Надеждин Г. В. — К вопросу влияния ширины обода на грузоподъемность шины	8	24	Сметнев Н. Н. — Предельно возможная температура холодного пуска автомобильных двигателей	7	5
Назаров К. Ф. — Исследования набивок контактных элементов автомобильных воздухоочистителей с масляной ванной	9	14	Смирнов Г. А., Сныгин М. Е., Пешков С. И., Федотов В. В. — Выбор программы для испытания главных передач и полусосей автомобиля на стендах с программным управлением	4	20
Нечаев Л. В. — О работе жидкостной системы охлаждения двигателя на нерасчетных режимах	5	12	Суровегин Ю. В., Суханов В. Н. — Пассажирский полуприцеп	1	30
Николаев В. В. — Влияние впускной системы на показатели карбюраторного двигателя при разгоне	9	7	Сухарева Л. С. — Влияние формы камеры сгорания на склонность карбюраторного двигателя к детонации	10	5
Пархиловский И. Г., Зайцева Н. Ф. — Статистическое исследование колебаний автомобиля на электронной моделирующей машине	1	9	Сыркин П. Э., Докукин Ю. И. — Развитие конструкций уплотнения заднего конца коленчатого вала двигателей ГАЗ	3	13
Певзнер Я. М., Тихонов А. А. — Исследование статистических свойств микропрофиля основных типов автомобильных дорог	1	15	Тольский В. Е., Латышев Г. В. — К расчету резиновых амортизаторов подвески автомобильного двигателя	7	26
Петров В. А., Назаров С. А. — Исследование автоматического регулирования клиновременной передачи	3	18	Успенский И. Н. — О характеристиках регулируемой подвески	8	32
Петровский В. И. — Высокооловянистые стальеаломиниевые подшипники скольжения	9	22	Успенский И. Н., Шуртыгин К. И. — О нагрузках на обод автомобильного колеса	11	31
Писарик Л. С., Шафранский В. И., Зотов А. В. — Вопросы расчета электропривода периодического действия на переменном токе, работающего совместно с гидромеханической трансмиссией	9	24	Фесенко В. К., Кузнецов А. П. — Дорожные испытания автобуса ЗИЛ-127 с газотурбинным двигателем ТурбоНАМИ-053	5	23
Погосбеков М. И. — Уточнение теории определения потери скорости ведущего автомобильного колеса	11	29	Харитонов Н. П. — О повышении плавности переключения гидромеханической передачи	5	9
Покровский Г. П. — К вопросу подбора электромагнитных дозаторов для систем впрыска с электронным управлением	10	15	Хлебников А. М., Кюороз В. И., Ненахов Б. В., Шаркевич П. А. — Новые направления по созданию двигателей колесного типа	1	7
Пономарев О. П., Пядичев Э. В. — Исследование работы дизеля ЯМЗ-236 в условиях пониженного барометрического давления	8	1	Хорошилов А. Н. — Сравнительные испытания тягачей высокой проходимости с различными вариантами подвески	5	20
Поспелов Б. С. — Усовершенствованный механизм свободного хода автоматической трансмиссии автомобиля	3	24	Храмов Ю. В. — Экспериментальное определение динамических характеристик автотракторного дизеля	7	17
Потокин А. Ф. — Единый тип приборов системы питания автомобильных двигателей	6	11	Храпунов Л. Г., Надеждин Г. В. — Тепловое состояние бескамерных шин грузовых автомобилей	2	26
Прасолов Б. А. — Расчет показателей торможения	4	14	Цимбалин В. Б. — Определение времени и пути разгона автомобиля по номограммам и таблицам	2	12
Пухалин А. И. — Автоматизированная станция испытания автомобильных двигателей	10	32	Чевкинов В. И., Вайсман М. И. — Исследование работы бесконтактного индукционного токосъемника	1	27

№ жур - Стр.
нала

- Челов С. А. — Новая система классификации и обозначения автомобилей и прицепов
 Шалягин В. Н. — Продольная устойчивость автомобиля против скольжения на тяговых режимах и при торможении двигателем
 Шаховцев В. И. — Работа системы зажигания при пуске карбюраторного двигателя
 Шихов В. Н. — Катализаторы к печам для облегчения пуска автомобильных двигателей в зимних условиях
 Щукин М. М. — О тормозном пути автопоезда
 Эпштейн А. Л. — Генератор для особо тяжелых условий эксплуатаций

Технология

- Астанин В. Н. — Скоростное сверление глубоких отверстий в автомобильных клапанах
 Брескер Я. Б., Голод В. Н. — Опыт проектирования и внедрения подвесных толкающих конвейеров
 Брон Д. И., Бернштейн М. Л., Рахштадт А. Г., Левитес И. И. — Упрочнение рессорной стали марки 55ХГР методом высокотемпературной термомеханической обработки
 Бураков Л. М., Леушин Ю. А., Солнцев Л. А. — Повышение долговечности распределительных валов двигателей заменой стали высокопрочным магниевым чугуном
 Вайсман Я. М. — Новые методы изготовления противосолнечных козырьков
 Гельфанд А. Е. — Алмазное шлифование твердосплавных деталей вырубных штампов
 Гурвич И. Б., Май Л. А., Белякова Н. Б., Крымов С. И. — Макрогометрия и износ деталей двигателей
 Захваткин Е. В., Наумов В. И. — Установка для автоматической сварки в среде углекислого газа
 Земсков П. И. — Сравнительная эффективность различных типов покрытий хромом
 Зильберминц Л. М. — Использование сжиженных газов в автомобилях и тракторах
 Калашников С. Н., Глухов И. И. — Резцовская головка рациональной конструкции для чистового нарезания зубьев конических колес
 Кобзарь Е. П. — Чистовая обработка чугунных гильз шариками
 Коминар С. И., Цырлин М. И. — Электроимпульсная обработка кузнецких штампов на Горьковском автозаводе
 Кузнецова А. М., Васильев А. М. — Путь обеспечения точности формы изделий при круглом шлифовании в центрах
 Леонов В. И. — Автоматическая линия для механической обработки пальца серги рессоры
 Липатов Е. Г. — Двойная прессующая пневматическая головка к машинам для литья под давлением
 Липатов Е. Г. — Усовершенствованная конструкция к машинам литья под давлением
 Лысенко В. Ф. — Установка для поверхностной закалки шкворней поворотного кулака грузовых автомобилей ГАЗ
 Малев Ф. Б., Лебединский Н. П., Надеждина Н. В. — К вопросу организации централизованной алмазной заточки твердосплавных режущих инструментов
 Маслов П. И. — Новый способ крепления шестерен на шевинговальных станках
 Митькин А. Н. — Изготовление фасонных деталей методом объемной холодной штамповки
 Мурасов А. Ш. — Штамп для реверсивной вытяжки
 Мынкин П. В., Минашин В. В., Агафонов А. А. — Автоматическая линия из трех станков для обработки тормозных дисков ферродо
 Никитина Н. В. — Металлокерамические поршневые кольца

- № жур - Стр.
нала
- Носов С. К. — Статистический контроль точности формы поршневых колец и ее оценка по кривым регрессии
 Орлов А. В., Бедердинов А. Б. — Современный уровень и тенденции развития технологии кузнецкого производства шатунов в автомобильстроении
 Панкин А. В., Артемьев Б. П. — О прикатке поверхностей зубьев гипоидных передач
 Полищук Ю. Г. — Упаковочный автомат ЦКБ-200
 Романов Р. И., Поляков А. С. — Автоматизация пресса для обрезки ножки клапана
 Сагарда А. А., Чеповецкий И. Х. — Хонингование блоков цилиндров брусками из синтетических алмазов
 Саклинский В. В., Благин В. И. — Опыт применения и перспективы развития порошковой металлургии в автомобильной промышленности
 Светлов А. И., Васильев Ф. П. — Подготовка и проведение испытаний на выносливость шатунных болтов на новой испытательной машине ВИМ-2
 Свешников Д. А. — Упрочнение шестерен коробок передач легковых автомобилей методом дробеструйной обработки
 Семенюк И. М. — О степени поверхностного насыщения чугуна абразивными частицами при шлифовании
 Сергеев С. М., Розен Г. М. — Механизация крупногабаритной листовой штамповки (Первая часть)
 Сергеев С. М., Розен Г. М. — Механизация крупногабаритной листовой штамповки (Вторая часть)
 Сиднев Р. Д. — Модернизация специальных стакнов для обработки беговых дорожек шарниров угловых скоростей переднего моста
 Смурров А. М. — Влияние зубчатого венца на параметры штамповки конических шестерен с зубьями
 Смурров А. М. — Некоторые вопросы технологии малоотходной штамповки
 Смурров А. М. — Применение противодавления в кузнецких штампах
 Сухопольский В. Н. — Универсальный вибрационный конвейер для транспортирования металлической стружки
 Тихомиров Я. В. — Влияние зазора в поршневой и кривошипной головках на запас усталостной прочности шатуна
 Трусов А. А. — Цельногидравлические фрезы для обработки литейных поверхностей и сварных швов
 Трусов А. А. — Повышение стойкости накатного инструмента
 Трусов А. А. — Повышение стойкости мерицательного инструмента
 Трусов А. А. — Твердосплавный инструмент для редуцирования
 Улисов Л. А. — Установка с подъемной платформой
 Улисов Л. А. — Телескопический подъемник
 Улисов Л. А. — Быстродействующий захват для контейнеров
 Холоденко Э. Б., Рябинин О. П. — Полуавтомат для сборки стопорного кольца с шарикоподшипником
 Цветков П. А. — Прогрессивный метод обработки гребенчатых червяков
 Чебан И. Т. — Малогабаритный стенд для холодной и горячей обкатки двигателей ГАЗ-53 и ГАЗ-66
 Чудинов М. С. — Новый пневматический полуавтоматический кондуктор
 Шагун В. И., Фельдштейн Э. И. — Влияние геометрических параметров машинных метчиков на размеры резьбы, нарезаемой в чугуне
 Щербаков К. Л. — Новые направления в развитии литейного производства автомобильной промышленности

Информация

- Аношин А. В. — Применение стеклопластиков для изготовления кузовов за рубежом
 Атоян К. М., Каминский Я. Н. — Радиофильтрация городских автобусов, предназначенных для эксплуатации без кондуктора
 Бухарин Н. А. — Совещание по вопросам надежности и долговечности автомобилей
 Веденеский Т. А. — Полуавтоматическая линия для монтажа шин
 Веденеский Т. А. — Автомат для обработки металлов давлением
 Вильперт К. И. — Преобразователи постоянного тока на полупроводниках
 Вольман С. Б. — Малогабаритный автопогрузчик грузоподъемностью 2 т
 Глушков В. Н. — Газоэлектрическая установка для нагрева заготовок до ковочной температуры
 Дмитриевский А. В. — Конференция по увеличению моторесурса и повышению качества двигателей
 Душан Симич — Автомобили ФАП-18В
 Егоров Л. А. — Отраслевая научно-техническая конференция о путях повышения надежности и долговечности автомобилей
 Зильберминц Л. М. — Использование сжиженных газов в автомобилях и тракторах
 Зискинд М. А. — Новый универсальный крановый автопогрузчик модели 4035М
 Зубакин А. Г., Латышев Г. В., Толстик В. Е. — Семинар по уменьшению шума и вибрации автомобилей
 Клементьев М. А. — Западногерманская фирма Форд и ее автомобили «Таунус»
 Клементьев М. А. — Заводы и автомобили фирмы Даймлер-Бенц-АУТО-Унион
 Кожинский С. И. — Виброотделка деталей автомобилей
 Коссов М. А. — Состояние и перспективы развития автомобильных газотурбинных двигателей за рубежом
 Мамонов В. Ф. — Автомобили компании РУТС
 Мамонов В. Ф. — Автомобили фирмы МАН
 Наумов Ю. В., Митрофанов В. П. —
 Франкфуртская автомобильная выставка 1963 г.
 Петрова С. Н. — О работе научно-технической секции надежности и долговечности автомобилей
 Ремизов Г. К. — Конференция по улучшению качества и унификации резино-технических изделий в автомобилестроении
 Савранский Э. И. — Производство поковок клапанов двигателей внутреннего сгорания за рубежом
 Сладков А. З. — Термойндикаторы
 Смолинский Р. И. — Автомобилестроение Югославии
 Специальные автопокрышки

- Суровегин Ю. В., Онуфрьев А. В. —
 Опорные устройства полуприцепов 6 43
 Тепер Е. Д. — Совершенствование инструментально-штамповочного производства на заводах автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения 8 47
 Федоров Е. П., Шальман Ю. И. — Испарительная камера сгорания газотурбинного двигателя и особенности ее рабочего процесса 5 42
 Цирлик Л. М. — Механизация смены штампов за рубежом 2 44
 Штейнберг А. С. — Система зажигания высокой энергии для пуска газотурбинного двигателя 8 45
 Штейнберг А. С. — Пусковые характеристики газотурбинных двигателей «Боинг» с комбинированной системой зажигания 9 45
 Штейнберг А. С. — Пусковые характеристики газотурбинного двигателя «Стандарт» 11 46

Отечественные изобретения по конструкции и технологии автомобилей, внедренные в производство

- Список № 1 1 48
 Список № 2 3 48
 Список № 3 5 48

Критика и библиография

- Авдонькин Ф. Н. — Рецензия на книгу С. В. Венцеля «Смазка двигателей внутреннего сгорания». Машгиз, 1963 3 48
 Беленький Ю. Б., Имашева Н. П. — Рецензия на книгу Певзнера Я. М., Горелика А. М. «Пневматические и гидропневматические подвески». Машгиз, 1963 1 47
 Бро чистейн Я. И. — Рецензия на книгу Д. П. Великанова «Эксплуатационные качества автомобилей». Автотрансиздат, 1962 5 48
 Взоров Б. А., Костров А. В. — Рецензия на книгу И. М. Ленина, О. М. Малашкина, Г. И. Са моль «Система топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей». Машгиз, 1963 6 48
 Зубарев Л. Ф., Костров А. В. — Рецензия на книгу М. Д. Артамонова, Г. П. Панкратова «Теория конструкции и расчет автотракторных двигателей». Машгиз, 1963 10 48
 Осепчугов В. В. — Рецензия на книгу А. С. Литвинова, Р. В. Ротенберга, А. К. Фрумкина «Шасси автомобиля (конструкция и элементы расчета)». Машгиз, 1963 4 48
 Свиридов Ю. П., Блоштейн Е. А. — Рецензия на книгу Г. А. Малышева и А. Н. Езерского «Основы проектирования и производства деталей из пластмасс в автомобилестроении». Машгиз, 1963 8 48
 Цимбалин В. Б. — Рецензия на книгу Б. С. Фалькевича «Теория автомобиля», изд. 2-е. Машгиз, 1963 7 48

**НОВЫЕ КНИГИ 1965 ГОДА
ПО ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ
ВЫПУСТИТ В СВЕТ ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»**

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Журавлев В. Л. Технология изготовления глобоидной передачи. 8 изд. л. Цена 55 коп.

Либерман Б. Я. Машины для испытания подшипников качения. 10 изд. л. Цена 65 коп.

Маталин А. А. Конструкторские и технологические базы. Изд. 3-е, переработ. и доп. 12 изд. л. Цена 75 коп.

Митрофанов С. П. Научные основы технологической подготовки группового производства. 25 изд. л. Цена 1 р. 45 к.

Прогрессивные технологические процессы в машиностроении. Сборник трудов. 15 изд. л. Экспериментальный научно-исследовательский институт металорежущих станков (ЭНИМС). Цена 1 р. 25 к.

ЛИТЕЙНОЕ ПРОИЗВОДСТВО

Анташов В. Г., Бибиков Е. Л. Производство отливок из легких сплавов. 10 изд. л. Цена 85 коп.

Захаров Б. П. Термическая обработка отливок. 3 изд. л. Серия «Научно-популярная библиотека рабочего-литейщика». Цена 12 коп.

Коцюбинский О. Ю. Коробление чугунных отливок от остаточных напряжений. 12 изд. л. Цена 80 коп.

Литейное производство (Отливки из стали Г13Л и оптимальная выдержка стальных отливок в форме). Сборник статей. 10 изд. л. НИИТяжмаш Уралмашзавода. Цена 80 коп.

Лясс А. М. Быстротвердеющие формовочные смеси. 22 изд. л. Цена 1 р. 25 к.

Мариенбах Л. М. Печи в литейном производстве. Атлас. 16 изд. л. Цена 1 р. 75 к.

Медведев Я. И. Газы в литейной форме. 15 изд. л. Цена 95 коп.

Механизация сталелитейного производства на Уралмашзаводе. Сборник статей. 10 изд. л. НИИТяжмаш завода. Цена 80 коп.

Рабинович Б. В. Введение в литейную гидравлику. 25 изд. л. Цена 1 р. 50 к.

Храпковский Э. Я. Структура и прочность тонкостенных отливок из серого чугуна. 10 изд. л. Цена 70 коп.

КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ПРОИЗВОДСТВО

Автоматическое управление кузнецко-прессовыми машинами. Сборник статей. 6 л. ЭНИКМАШ. Цена 57 коп.

Атрошенко А. П. Механизация и автоматизация горячей штамповки. 15 изд. л. Цена 90 коп.

Вайнтрауб Д. А. и Губанова Г. А. Групповые методы в холодной штамповке. 7 изд. л. Цена 35 коп.

Гофенштейнер В. С. Групповые молотовые штампы. 5 изд. л. Цена 25 коп.

Жолобов В. В. и Зверев Г. И. Инструмент для горячего прессования металлов. 10 изд. л. Цена 65 коп.

Захаров А. Т. Полосы текучести при штамповке-вытяжке. 10 изд. л. Цена 70 коп.

Ковка крупных поковок. Ч. II. Под ред. канд. техн. наук В. Н. Трубина. 25 изд. л. Цена 1 р. 50 к.

Мехаленко Н. П., Грикке А. Х. и Демиденко Е. И. Автоматическая холодная штамповка мелких деталей. 15 изд. л. Цена 95 коп.

Михеев В. А. и др. Гидравлические плитные прессы и вспомогательное оборудование. 25 изд. л. Цена 1 р. 45 к.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

Все книжные магазины принимают предварительные заказы на новые книги выпуска 1965 г.

Предварительные заказы экономят время и гарантируют покупку книг в первые дни продажи!

Своевременно заказывайте необходимую Вам литературу!

Издательство «Машиностроение»

Мюллер Э. Гидравлические прессы и их приводы. Перев. с немецк. 20 изд. л. Цена 1 р. 65 к.

Навраткий Г. А. Кузнеично-штамповочные автоматы. 25 изд. л. Цена 1 р. 25 к.

Обработка давлением легких сплавов. Сборник статей. Под ред. канд. техн. наук А. И. Колпашникова. 12 изд. л. МАТИ. Цена 99 коп.

Ребельский А. В. Основы проектирования процессов горячей объемной штамповки. 20 изд. л. Цена 1 р. 25 к.

Смирнов-Аляев. Механические основы пластической обработки металлов. 15 изд. л. Цена 90 коп.

МЕТАЛЛОВЕДЕНИЕ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ

Малинина Е. И. Образование трещин при термической обработке стали. Изд. 2-е, переработ. и доп. 10 изд. л. Цена 75 коп.

Металловедение. Сборник трудов. 7 изд. л. ЛИИ им. М. И. Калинина. Цена 49 коп.

Райцесс В. Б. Технология химико-термической обработки на машиностроительных заводах. 18 изд. л. Цена 90 коп.

СВАРСКОЕ ПРОИЗВОДСТВО

Автоматическая кислородная резка, газовая сварка и закалка. Сборник трудов. 15 изд. л. ВНИИАвтоген. Цена 1 р. 20 к.

Виноградов В. С. Технология производства сварных и паяльных конструкций. 12 изд. л. Цена 75 коп.

Мацюк Л. Н., Богдашевский А. В. и др. Сварка полимерных пленок. 5 изд. л. Цена 30 коп.

Механизация и автоматизация сварочного производства. Опыт уральских заводов. Сборник статей. 15 изд. л. Цена 1 р. 20 к.

ОБРАБОТКА МЕТАЛЛОВ РЕЗАНИЕМ

Гулхов Н. М. Рациональные методы обработки изделий на координатно-расточных станках. 5 изд. л. Цена 30 коп.

Даниелян А. М. и др. Обработка резанием жаропрочных сталей, сплавов и тугоплавких металлов. 18 изд. л. Цена 1 р. 05 к.

Дружинский И. А. Методы обработки сложных поверхностей на металорежущих станках. Изд. 3-е, переработ. и доп. 35 изд. л. Цена 1 р. 95 к.

Минков М. А. Технология изготовления глубоких точных отверстий. 10 изд. л. Цена 65 коп.

Семко М. Ф. и др. Фрезерование пластмасс. 8 изд. л. Цена 40 коп.

Табаков П. М. Координатно-расточные работы. 12 изд. л. Цена 52 коп.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ, ХИМИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ И ДРУГИЕ МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ

Колесник Н. В. Вибрационная обработка. 10 изд. л. Цена 65 коп.

Левинсон Е. М. и Лев В. С. Электрорезонное оборудование. 20 изд. л. Цена 1 р. 20 к.

Минкевич А. Н. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Изд. 2-е, переработ. и доп. 30 изд. л. Цена 1 р. 70 к.