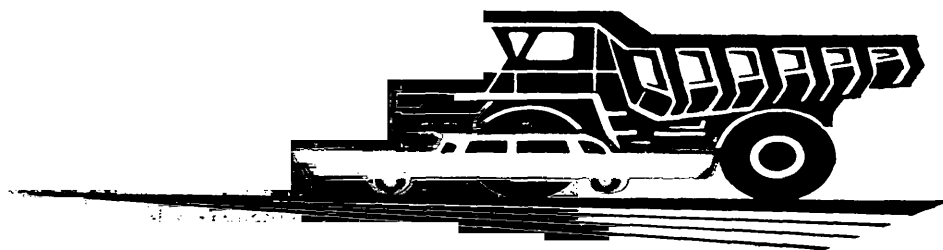


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1976

3



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. А. Григорьев, В. А. Долецкий — К вопросу технико-экономической эффективности двигателей и управления их качеством	1
А. Д. Назаров, И. М. Цой — К методике определения зазора между гильзой и поршнем двигателя	4
Л. Танинг — Закономерности изнашивания коленчатого вала с вкладышами двигателей ЗМЗ-53	5
Б. С. Стефановский, А. Л. Новенников, В. И. Пикус — О повышении работоспособности головок цилиндров дизелей с неразделенными камерами сгорания	9
И. Б. Гурвич, Е. Б. Гришин, В. М. Быковский — Ускоренные стендовые испытания на долговечность цилиндро-поршневой группы двигателя мотоцикла	11
Е. А. Индикт — Основные направления исследования эксплуатационной надежности автомобилей	13
С. Н. Иванов, В. П. Мамаева — Об углах установки отдельных карданных шарниров в многошарнирной карданной передаче трансмиссии	16
Ю. И. Кузнецов — К расчету пневматических рессор с комбинированными системами резинокордных упругих элементов	20
Р. И. Фурунжиев, О. В. Бугай — Исследования динамики торможения автомобилей с учетом влияния типа подвески	22
Р. А. Аюлян, В. В. Макаров — К оценке устойчивости движения автомобиля	23
С. Я. Марголис, Е. Е. Черейский — Анализ нагруженности балки заднего моста легкового автомобиля при движении по криволинейной траектории	26
В. А. Маневич, М. А. Маневич — К математическому моделированию поверхности детали кузова	27
А. М. Петренко, К. Ф. Быков — Метод компенсации утечки жидкости в пневмогидравлических рессорах	29
М. А. Носенков, Л. Л. Гинцбург — Метод комплексного исследования управляемости и устойчивости автомобиля	30

ТЕХНОЛОГИЯ

В. Е. Благсразумов — Технологическая оценка формы кузова легкового автомобиля на стадии создания художественно-конструкторского проекта	31
С. Н. Калашников, В. Г. Игнатьев — Холодная прикатка зубьев цилиндрических зубчатых колес	34
В. Я. Старосельский, В. Г. Дыбаль — Рентгенография сварных швов полых тел вращения	38
А. Х. Гендлер, Г. А. Варющенко — Исследования физико-механических свойств пенополиуретанов	39

ИНФОРМАЦИЯ

Г. И. Самэль — Паровые автомобили	41
М. А. Клементьев — Новые грузовые автомобили	42
Б. А. Дехтяр — О стандартах на размерные цепи	43
Новости в технологии машиностроения за рубежом	45
Рефераты статей	46

Главный редактор А. В. БУТУЗОВ .

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

К. М. Атоян, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, Н. А. Бухарин, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечеистов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Н. А. Матвеев, Д. Д. Мельман, А. А. Невелев, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Прохвирнин, Г. А. Смирнов, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427
Тел. 228-48-62 и 298-89-18

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. М. Усачева

Сдано в набор 7/1 1976 г.

Подписано к печати 19/II 1976 г.

Т-03369

Усл. п. л.

Уч.-изд. л. 9,8

Формат 60×90/16

Заказ 65

Тираж 12 641 экз.

Издательство «Машиностроение», 107883, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.
Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

3
МАРТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1976

Год издания XLII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

КОНСТРУИРОВАНИЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ
ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43:623.113:004.15

К вопросу технико-экономической эффективности двигателей и управления их качеством

Кандидаты техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, В. А. ДОЛЕЦКИЙ
НАМИ, Ярославский моторный завод

ЗНАЧИТЕЛЬНАЯ потребность народного хозяйства в автомобильных двигателях и увеличивающийся их выпуск требуют систематического повышения их технико-экономической эффективности, в том числе основного ее показателя — надежности.

Технико-экономическую эффективность можно выразить интегральным показателем качества, который, применительно к автомобильному двигателю за полный его срок службы, имеет вид

$$K = \frac{A\beta}{C_d}, \quad (1)$$

где A — работа, выполненная двигателем за весь срок службы, в л.с.·ч;

C_d — расходы (приведенные) на создание, изготовление, эксплуатацию и ремонт двигателя за весь его срок службы в руб.;

β — коэффициент снижения полезной работы двигателя за счет его веса.

Значение A составляет

$$A = \int_{i=0}^{i=T_d} N_{ei} dt \quad (2)$$

или с некоторым допущением

$$A = N_n g T_d, \quad (3)$$

где N_{ei} и N_n — соответственно изменяющаяся в эксплуатации и номинальная эффективные мощности двигателя;

T_d — полный амортизационный срок службы двигателя на автомобиле в мото-часах;

g — коэффициент использования номинальной мощности.

Значение β можно выразить как

$$\beta = 1 - \frac{G_{dv}}{G_{av}}, \quad (4)$$

где G_{dv} , G_{av} — соответственно вес двигателя и вес автомобиля, на котором предусматривается устанавливать данный двигатель.

Величину C_d находим так:

$$C_d = C_{dv} + \Delta C_{тр} + P_э + P_c, \quad (5)$$

где C_{dv} — расходы на создание и изготовление двигателя (стоимость двигателя);

$\Delta C_{тр}$ — увеличение расходов на создание и изготовление трансмиссии автомобиля при использовании данного двигателя в сравнении с эталонным одинаковой мощности (например, применение дизеля вместо карбюраторного);

$P_э$ — все эксплуатационные расходы;

P_c — остальные расходы, включая санитарные, условно эквивалентные вредному воздействию на водителя и окружающую среду от токсичности отработавших газов, шума, вибрации и т. д.

Все эксплуатационные расходы

$$P_э = P_t + P_m + P_n + P_p, \quad (6)$$

где P_t , P_m , P_n — расходы соответственно на топливо, масло и поддержание работоспособности двигателя в эксплуатации;

P_p — расходы, связанные с вынужденным простоем автомобиля из-за ненадежности двигателя.

Подставляя значения членов в уравнение (1), получаем

$$K = \frac{N_{ng} T_{\Sigma} \beta}{C_{дв} + \Delta C_{тр} + P_{т} + P_{м} + P_{н} + P_{п} + P_{с}} \quad (7)$$

Расходы $P_{н}$ и $P_{п}$ определяются по формулам:

$$P_{н} = P_{т.о} + P_{т.р} + P_{к.р}, \quad (8)$$

где $P_{т.о}$, $P_{т.р}$, $P_{к.р}$ — расходы соответственно на техническое обслуживание, устранение отказов и капитальный ремонт двигателя;

$$P_{п} = P'_{т.о} + P'_{т.р} + P'_{к.р}, \quad (9)$$

где $P'_{т.о}$, $P'_{т.р}$, $P'_{к.р}$ — расходы, связанные с простоем автомобиля при проведении соответственно технических обслуживаний, текущих (устранений отказов) и капитальных ремонтов двигателя.

Значения T_{Σ} можно записать в виде

$$T_{\Sigma} = T_{ик.р} \left(1 + \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \right), \quad (10)$$

где $T_{ик.р}$ — срок службы (ресурс) двигателя до первого капитального ремонта;

α_i — отношение ресурса двигателя после очередного i -го капитального ремонта к ресурсу до первого капитального ремонта;

n — число капитальных ремонтов.

Подставляя соответствующие значения в уравнение (7), получаем

$$K = \frac{N_{ng} T_{ик.р} \left(1 + \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \right) \beta}{C_{дв} + \Delta C_{тр} + P_{т} + P_{м} + P_{т.о} + P_{т.р} + P_{к.р} + P'_{т.о} + P'_{т.р} + P'_{к.р} + P_{с}} \quad (11)$$

В соответствии с исследованием [1] коэффициент надежности двигателя K_n и удельные затраты на поддержание двигателя в работоспособном состоянии Y_3 с учетом приведенных затрат, связанных с простоем автомобиля из-за ненадежности двигателя, составят

$$K_n = \frac{C_{\Sigma} - (P_{н} + P_{п})}{C_{\Sigma}}; \quad (12)$$

$$Y_3 = \frac{P_{н} + P_{п}}{A}. \quad (13)$$

Из уравнений (12) и (13) видно, что Y_3 — более универсальный показатель надежности двигателей, так как он учитывает выполненную двигателем работу и позволяет сравнивать двигатели независимо от стоимости их изготовления.

Подставляя значения членов в уравнения (12) и (13), получаем

$$K_n = \frac{C_{\Sigma} - (P_{т.о} + P_{т.р} + P_{к.р} + P'_{т.о} + P'_{т.р} + P'_{к.р})}{C_{\Sigma}}; \quad (14)$$

$$Y_3 = \frac{P_{т.о} + P_{т.р} + P_{к.р} + P'_{т.о} + P'_{т.р} + P'_{к.р}}{N_{ig} T_{ик.р} \left(1 + \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \right)}. \quad (15)$$

Уравнение (11) показывает основные пути повышения технико-экономической эффективности двигателей. Это увеличение мощности и коэффициента ее использования, снижение веса двигателя, увеличение первичного и межремонтных ресурсов, снижение расходов на изготовление двигателя, увеличение приспособляемости двигателя к автомобилю (например, к трансмиссии), снижение расхода топлива и масла, уменьшение расходов на поддержание работоспособности двигателя в эксплуатации (т. е. обеспечение его эксплуатационной надежности), снижение вибраций, шумности, дымности и токсичности¹.

Ввиду большого количества сложных и взаимосвязанных вопросов проблема повышения качества и надежности действительно требует применения на предприятиях, изготавливающих

двигатели, комплексной научной системы управления качеством, охватывающей вопросы разработки конструкции, промышленного производства, эксплуатации и ремонта двигателей. Такая, например, комплексная система под названием НОРМ создана и успешно применяется ярославским объединением «Автодизель» [2].

В основе системы НОРМ лежат следующие принципиальные положения:

1) систематический контроль уровня надежности на протяжении всего срока службы двигателя и периодическое ее увеличение, каждый раз определяемое технической и экономической целесообразностью, оптимальное на данном этапе;

2) оптимальный уровень надежности и потенциальные возможности его дальнейшего увеличения закладываются уже при создании конструкции двигателя и технологической подготовки его производства;

3) планируемая периодичность увеличения надежности обеспечивается на накоплении творческих заделов для дальнейшего совершенствования конструкции и технологии, а также на всесторонней и объективной информации о сроках службы двигателей, деталей и узлов;

4) увеличение надежности двигателей осуществляется на основе повышения надежности деталей и узлов, лимитирующих запланированный уровень; для каждого последующего этапа увеличения надежности разрабатывается и проводится комплекс конструкторско-технологических мероприятий и опытно-исследовательских работ;

5) достигнутый на каждом этапе новый уровень надежности в последующем поддерживается в производстве и обеспечивается в эксплуатации;

6) головное предприятие поддерживает тесное творческое сотрудничество со смежными предприятиями и отраслями промыш-

ленности в повышении качества и надежности комплектующих изделий и материалов, при этом широко используется комплексная стандартизация как прогрессивный принцип управления качеством сырья, материалов и комплектующих изделий через качество конечного продукта;

7) изготовитель заботится о безотказной эксплуатации своей продукции не только в пределах гарантийного срока, но и после его истечения — участием в создании благоприятных условий обслуживания и активным воздействием на качество ремонта и тем самым на межремонтный ресурс;

8) постоянная забота о качестве продукции является обязанностью и делом чести всех работников предприятия.

Принципиальной особенностью системы НОРМ является также то, что она не только обеспечивает стабильную реализацию требований действующих стандартов и технических условий на продукцию, но систематическое и планомерное повышение этих требований.

Преследуя основную цель — увеличение долговечности, система НОРМ вместе с тем активно воздействует на улучшение таких показателей качества изделий, как безотказность работы, технический уровень, затраты на обслуживание и ремонт.

В процессе внедрения системы НОРМ на предприятиях объединения «Автодизель» проведена определенная организационная перестройка работы в инженерных службах, налажена деловая связь с потребителями и ремонтными заводами, установлены творческие связи с научными организациями страны, определены основные направления инженерных поисков и создана методика разработки и реализации конструкторско-технологических мероприятий по увеличению надежности двигателей, обеспечивающая взаимосвязь творческих звеньев предприятия и внешних организаций. На уровне стандартов предприятия разработаны положения об участии служб и подразделений завода в системе НОРМ.

Система НОРМ функционирует по принципу прямой и обратной связи сложившейся организационно-технической структуры на основе:

1) опытных и исследовательских работ, обеспечивающих в сотрудничестве с научными организациями страны широкий фронт научных исследований и разработок в области качества;

2) сбора и научной обработки полной, достоверной и своевременной информации о работе двигателей для контроля за фактическим уровнем моторесурса и надежности и постановки очередных задач по их оптимальному увеличению;

¹ Анализ путей повышения технико-экономической эффективности двигателей будет дан авторами в другой статье.

3) обеспечения разработчиков и исследователей опережающей научно-технической информацией о передовом опыте доработки;

4) повышения качества комплектующих изделий и материалов;

5) стабильного поддержания достигнутого уровня качества в производстве;

6) управления уровнем моторесурса в эксплуатации, обеспечивающего полное использование первичного ресурса (до капитального ремонта), достижение высокого межремонтного ресурса и сокращение числа капитальных ремонтов;

7) организационных и воспитательных мер по вовлечению всего коллектива и каждого работника предприятия в борьбу за высокое качество продукции.

Основопологающей частью системы, обеспечивающей создание двигателей с оптимальной надежностью и потенциальными возможностями ее дальнейшего повышения, является широкий научный поиск в области качества. С этой целью завод создал одну из крупнейших и наиболее оснащенных в нашей стране экспериментально-исследовательскую базу по поршневым двигателям внутреннего сгорания. Разработаны новые методы измерений напряжений, перемещений, температур, давлений, вибраций. Созданы математические модели для целого класса процессов, что ускорило доводку аналогичных конструкций при создании новых моделей двигателей.

Широкое использование ЭВМ в процессе исследований обеспечило многоплановость поисков и многовариантность расчетов.

В целях достижения возможности высокой оперативности научного поиска, быстрой и объективной проверки эффективности проводимых конструкторско-технологических мероприятий разработаны и внедрены методы ускоренных испытаний двигателей, узлов и деталей на надежность и долговечность.

Для контроля за фактическим уровнем моторесурса исследована и отработана система сбора и обработки достоверной и полной информации о работе двигателей. По разработанной методике ведутся наблюдения за 2500 двигателями ЯМЗ, работающими в различных дорожных и климатических условиях.

Разработана и проверена на практике объединения «Автодизель» система взаимоотношения головного предприятия со смежными предприятиями, по которой воздействие на качество исходных материалов и комплектующих изделий осуществляется в двух направлениях: совместной исследовательской работой со смежными предприятиями по обеспечению высокой надежности комплектующих изделий и нужного качества материалов и комплексной стандартизацией, проводимой предприятием совместно с Госстандартом СССР и направленной на планомерное установление и применение системы взаимосвязанных требований к объекту стандартизации и его основным элементам.

В соответствии с планом дальнейшего повышения качества и надежности двигателей разработан комплекс требований к качеству сырья, материалов, комплектующих изделий, оборудования и инструмента, оказывающих непосредственное влияние на надежность двигателей.

В области управления надежностью двигателей в эксплуатации задачи предприятия по управлению качеством продукции в эксплуатации сводятся к воздействию на технический уровень эксплуатации изделий и качество их ремонтов с целью максимального использования заложенной надежности и наиболее полного ее периодического восстановления.

В настоящее время в связи с возрастающим выпуском двигателей с высокими функциональными свойствами задачи повышения надежности становятся все более сложными. Уменьшается металлоемкость двигателей, увеличивается степень их форсирования, сокращаются сроки создания новых моделей. Поэтому необходимо при создании двигателей определять оптимальные сочетания функциональных свойств двигателей с их надежностью.

Оптимальная надежность и долговечность двигателя закладываются на стадии создания конструкции и технологии изготовления, разработки технических требований к исходным материалам и комплектующим изделиям, топливу и смазке. Эта надежность определяется соотношением затрат на изготовление, эксплуатационных расходов, производительности автомобиля, его моральным старением.

Большое значение имеет преемственность при разработке новых моделей двигателей и тщательная экспериментальная проверка на образцах серийных двигателей и стендах. Так, накоп-

ленный опыт по доводке двухтактных двигателей использован при создании четырехтактных двигателей ЯМЗ, а опыт по последним использован в свою очередь при создании двигателей для Камского автозавода. Отдельные конструктивные решения этого двигателя вначале проходили проверку на двигателях ЯМЗ-238. К ним относятся муфта привода вентилятора, водяной насос, головки цилиндров, элементы системы смазки, муфта опережения впрыска топлива, топливная аппаратура и т. д. Существенна и обратная связь: удачные конструктивные и технологические решения, найденные в процессе работы над новыми моделями, используются при модернизации серийных двигателей.

Новые технологические решения, повышая качество и надежность серийной продукции, одновременно расширяют возможности разработчиков новых конструкций. Известно, что технологичность — это свойство конструкции, заложенное в ней при проектировании, которое позволяет получить деталь, узел и в целом автомобиль наиболее рациональными способами с высокими эксплуатационными качествами при наименьших затратах труда, средств и материалов. Понятие технологичности конструкции весьма широкое, и его нельзя ограничивать только рамками действующего производства, сложившейся технологией, производственными и технологическими традициями предприятия.

Постоянное повышение уровня технологии, совершенствование ее методов, разработка и использование новых процессов расширяют технологические возможности. Само понятие «технологичность конструкции» — понятие относительное: то, что было нетехнологичным вчера, становится технологичным сегодня при новых приемах и методах обработки.

Для учета перспективы дальнейшего развития конструкции и повышения надежности двигателей большое значение имеет унификация узлов, агрегатов и деталей. Одно из направлений унификации основано на принципе создания семейств двигателей, модели которых при разном числе цилиндров, но одном и том же ходе поршня и диаметре имеют различные мощности. Например, создание семейства четырехтактных двигателей ЯМЗ обеспечило возможность высокой механизации и автоматизации производства, стабильности технологических процессов и, как следствие, их высокую надежность и долговечность.

Вторым направлением унификации является создание двигателей многоцелевого назначения, когда для определенного комплекса автомобилей создается оптимальный базовый двигатель. Примером многоцелевого двигателя является дизель ЯМЗ-238.

Большую помощь в создании новых моделей двигателей оказывает сотрудничество с научно-исследовательскими институтами. Основой его является четко очерченный в объеме и времени круг вопросов, выполнение взаимных обязательств и строгая координация работ. Примером этому являются совместные работы Ярославского моторного завода и НАМИ в период создания и доводки конструкции четырехтактных двигателей.

Одним из важнейших факторов увеличения надежности являются потенциальные возможности, которыми располагает для этого конструкция двигателя. Следовательно, перспектива дальнейшего совершенствования конструкции двигателя, повышения его экономичности, надежности и долговечности в значительной степени зависит от результатов научно-исследовательских, конструкторско-экспериментальных и технологических работ, выполненных в период создания первых головных образцов. Это важное обстоятельство было учтено при создании семейства четырехтактных двигателей ЯМЗ.

Эффективность разработанной и внедренной комплексной системы управления качеством на предприятиях объединения «Автодизель» характеризуется тем, что за период с 1963 по 1975 г. моторесурс четырехтактных двигателей повысился с 3000 до 10 000 ч, двухтактных — с 2500 до 5000 ч. Ведутся работы по внедрению в производство конструкторско-технологических мероприятий для повышения надежности двигателей.

В 1974 г. 82% общего количества выпущенных двигателей имели Государственный знак качества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Величкин И. Н. — «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 9.
2. Арсеньев Р. Н. и др. Комплексная система управления качеством, Ярославль, Верхневолжское книжное издательство, 1973.

К методике определения зазора между гильзой и поршнем двигателя

А. Д. НАЗАРОВ, канд. техн. наук И. М. ЦОЙ
Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР

ОТ ВЕЛИЧИНЫ зазора между гильзой и юбкой поршня существенно зависят расход масла на угар, пропуск и давление газов в картере, а также шумность работы двигателя. Эти показатели являются основными критериями для постановки двигателей в ремонт. Поэтому правильное определение и учет указанного зазора имеет большое практическое значение.

Основным руководящим материалом при микрометраже деталей двигателей является ГОСТ 14846—69, согласно которому диаметры гильз цилиндров измеряют в четырех направлениях и восьми поясах. Однако на практике чаще всего измерения выполняют в двух направлениях — параллельно и перпендикулярно оси блока цилиндров. Зазор Δ между гильзой и юбкой поршня определяется по результатам микрометража как разность между средним диаметром гильзы по всем измерениям и средним или максимальным диаметром юбки поршня. Такой метод вычисления приводит к субъективным определениям зазора Δ , потому что гильза цилиндров по форме имеет конусообразность с большим диаметром в верхней части. Кроме того, даже у новых гильз диаметры в разных направлениях неодинаковы вследствие их овальности. Учет показателей макроотклонения при определении зазора Δ до настоящего времени не производится.

Известно, что в условиях эксплуатации гильзы цилиндров изнашиваются больше в верхней части и в направлении, перпендикулярном оси блока цилиндров. Кроме того, юбка поршня работает не по всей высоте гильзы. Эти обстоятельства следует учитывать при определении зазора Δ .

В табл. 1 приведены значения Δ (в мкм) для двигателей ЗМЗ-53, определенные при различных методах вычисления среднего диаметра гильзы цилиндров. В случае определения

Таблица 1

Номер пояса	Величина зазоров Δ в мкм в зависимости от метода вычисления среднего диаметра гильзы цилиндров			
	$D_{\text{ср}}$	$D'_{\text{ср}}$	$D''_{\text{ср}}$	$D'''_{\text{ср}}$
1	99	112	57	78
2	93	158	45	136
3	96	104	65	90
4	106	108	73	98
5	111	124	67	106
6	86	84	62	80
7	58	65	37	51
8	82	94	41	75

среднего диаметра $D_{\text{ср}}$ гильзы по измерениям в четырех направлениях и восьми поясах практически для всех гильз зазор Δ меньше величины Δ , если вычисления проводятся по среднему диаметру гильзы $D'_{\text{ср}}$, определенному по результатам измерения только в направлении, перпендикулярном оси блока. Зазор Δ , определенный по результатам измерения диаметра гильз только в зоне работы юбки поршня по всем измерениям $D''_{\text{ср}}$, также меньше по величине, чем зазор, определенный по среднему диаметру гильзы, измеренному в направлении, перпендикулярном оси блока цилиндров в зоне работы юбки поршня $D'''_{\text{ср}}$. Такое изменение величины зазора Δ для одной и той же гильзы цилиндров следует объяснить в некоторой степени различными методами его вычисления и большой неравномерностью изнашивания ее поверхности как по окружности, так и по образующей.

Из рис. 1 следует, что средний износ I гильз цилиндров двигателей ГАЗ и ЗМЗ после эксплуатационных и 300—400-часовых стендовых испытаний в зоне работы юбки поршня (ниже сечения III, соответствующего положению маслосъемного кольца при нахождении поршня в в.м.т.) меньше, чем значения износов гильз в верхней зоне работы поршневых колец. Естественно, при вычислении зазора Δ следует исходить из диаметров гильз в зоне работы юбки поршня в направлении, перпендикулярном оси блока цилиндров (S — ход поршня).

Проведены исследования зазора между гильзой и юбкой поршня двигателей ЗМЗ-53, поступивших в первый капитальный ремонт.

При определении зазора Δ измерения диаметров гильз цилиндров выполнены в направлении, перпендикулярном оси блока цилиндров в зоне работы юбки поршня. Диаметр юбки поршня определялся как среднеарифметическое по трем измерениям в ее рабочей части.

На рис. 2 и в табл. 2 приведены результаты статистической обработки данных по зазору между гильзой и юбкой поршня, а также коэффициенту их неравномерности для двигателей ЗМЗ-53.

Таблица 2

Оценка измеряемых параметров	Измеряемые параметры	
	$\Delta_{\text{ср}}$ в мкм	ϵ
Диапазон рассеивания	70—150	1,2—2,2
Среднее значение	99,44	1,57
Среднеквадратичное отклонение	21,1	0,233
Коэффициент вариации	0,212	1,148

При обработке данных по среднему зазору между гильзой и юбкой поршня использован метод, указанный в работах [1 и 2]. Неравномерность зазора оценивали с помощью коэффициента ϵ [3], который определяется по формуле

$$\epsilon = \frac{\Delta_{\text{max}}}{\Delta_{\text{ср}}},$$

где Δ_{max} — наибольший зазор между гильзой цилиндра и юбкой поршня в цилиндре исследуемого двигателя;
 $\Delta_{\text{ср}}$ — зазор между гильзой цилиндра и юбкой поршня, вычисленный как среднеарифметическое по всем цилиндрам каждого двигателя.

Коэффициент ϵ показывает общее техническое состояние гильз цилиндров и поршней по их изношенности на каждом двигателе, а также в некоторой мере характеризует (для одноименных моделей двигателей при равных условиях испытаний)

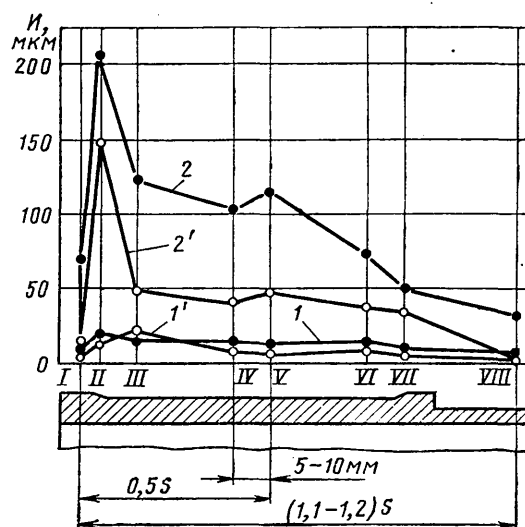


Рис. 1. Средняя величина износа гильз цилиндров I по поясам измерений для двигателей ГАЗ (кривые 1 и 2) и ЗМЗ (кривые 1' и 2'), поступивших в первый капитальный ремонт (кривые 2 и 2') и после 300 и 400-часовых стендовых испытаний (кривые 1 и 1'); I, II, III — расположение соответственно компрессионных и маслосъемного колец при положении поршня в в.м.т.; VI и VII — расположение компрессионных колец при положении поршня в н.м.т.

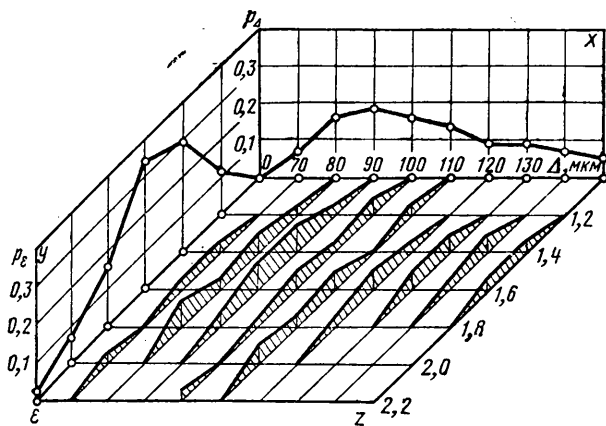


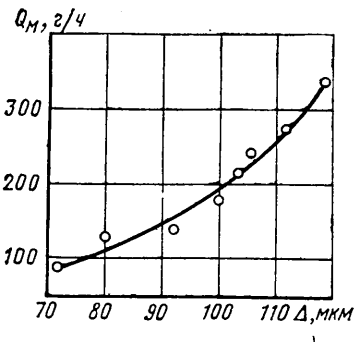
Рис. 2. Распределение среднего зазора между гильзой и юбкой поршня P_Δ , коэффициента неравномерности зазора P_ϵ и их сочетания (плоскость Z)

степень влияния технологических погрешностей изготовления деталей цилиндро-поршневой группы на износ гильз цилиндров и поршней.

Средняя величина зазора достигает 150 мкм. Чаще всего (63,6%) зазоры составляют 80—110 мкм. До значений зазоров 120 мкм наблюдается большое рассеивание коэффициента неравномерности зазора ϵ (1,2—2,2). При зазорах 130 мкм и выше коэффициент ϵ не превышает 1,6. Наиболее часто встречаются коэффициенты ϵ в пределах 1,4—1,6. Наибольшие зазоры Δ имеют, как правило, крайние цилиндры.

С увеличением зазора между гильзой и юбкой поршня расход масла в двигателе ЗМЗ-53 повышается (рис. 3). При исследованиях овальность и конусность гильз цилиндров находились в пределах 55—75 мкм. Коэффициенты неравномерности зазора Δ , овальности и конусообразности гильз цилиндров изменялись соответственно в пределах 1,22—1,35; 1,26—1,64 и 1,51—1,67.

Рис. 3. Влияние зазора Δ между гильзой и юбкой поршня на расход масла Q_m двигателей ЗМЗ-53, поступивших в первый капремонт



Расход масла в двигателе ЗМЗ-53 при практически одинаковых значениях среднего зазора Δ , макроотклонений гильз цилиндров и коэффициентов их неравномерности существенно зависит от величины коэффициента неравномерности зазора Δ . Так, при среднем зазоре 71 мкм, средней величине овальности и конусообразности гильз цилиндров, равных 28 и 47 мкм, коэффициентах их неравномерности в пределах 2,0—2,1 и 2,22—2,24 увеличение коэффициента неравномерности зазора Δ с 1,55 до 2,44 приводит к повышению расхода масла в 1,46 раза.

Таким образом, правильное определение зазора между гильзой и юбкой поршня имеет большое значение при оценке технического состояния деталей цилиндро-поршневой группы и двигателя в целом. При этом зазор Δ следует определять по результатам измерения диаметра гильзы в зоне работы юбки поршня в направлении, перпендикулярном оси блока цилиндров.

Зазор Δ при определенном сочетании его рассеивания в каждом двигателе может привести наряду с повышенным расходом масла, пропуском газов и их давлением в картере к увеличению шума и вибрации двигателя. Этот вопрос требует специальных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цой И. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.
2. Цой И. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 9.
3. Цой И. М., Заболотный В. А. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 2.

УДК 629.113:621.43

Закономерности изнашивания коленчатого вала с вкладышами двигателей ЗМЗ-53

Л. ТАНИНГ

Тартуский опытный завод ремонта автомобилей

ЗНАЯ закономерности изнашивания деталей двигателей, можно проводить конструктивные и эксплуатационные мероприятия для повышения долговечности двигателей при более равномерном использовании продолжительности срока службы разных деталей.

Рассмотренные закономерности выявлены на основании микрометража в соответствии с ГОСТ 14846—69 коленчатых валов и их подшипников номинального размера двигателей ЗМЗ-53, поступивших в капитальный ремонт на Тартуский опытный завод ремонта автомобилей в течение трех лет после эксплуатации в Эстонии [1]. Коренные вкладыши триметаллические с металлокерамическим подслоем, а шатунные — сплав алюминия.

Микрометраж проводился следующим образом. Шатунные шейки коленчатого вала измеряли по диаметру в двух поясах и по двум направлениям: параллельно и перпендикулярно плоскости кривошипа измеряемой шейки. Пояса измерений шейки расположены у ее концов на расстоянии $1/4$ общей длины.

Коренные шейки измеряли так же, как шатунные, но по трем направлениям (через 60°).

Шатунные и коренные подшипники по внутреннему диаметру измеряли в двух поясах по трем направлениям: перпендикулярно плоскости разреза и под углом 45° от этого направления в обе стороны.

Пояса измерений расположены у торцов подшипника на расстоянии $1/4$ его общей длины.

Толщину вкладышей измеряли в четырех поясах по трем направлениям: перпендикулярно плоскости разреза и под углом 45° от этого направления в обе стороны. Пояса измерений находились у торцов и в обе стороны от масляной канавки на расстоянии 2—3 мм от нее.

Экспериментальные данные обрабатывали в соответствии с ГОСТ 17509—72 и 17510—72 и с учетом литературных данных [2]. Все результаты обработанных измерений приведены в таблицах.

Функция плотности вероятности гамма-распределения задана в виде

$$f(t) = \frac{\lambda^b}{\Gamma(b)} e^{-\lambda t} t^{b-1} \text{ при } t \geq 0. \quad (1)$$

Остальные функции плотности вероятности заданы в ГОСТ 17509—72. Основные результаты расчетов распределения отклонений от номинального размера толщины вкладышей и диаметров коренных подшипников приведены в табл. 1 (в мкм).

На рис. 1 показаны следующие корреляционные зависимости: $B_{к.в1}=f(B_{к.н1})$ — первая линия регрессии; $B_{к.в2}=f(B_{к.н2})$ — вторая линия регрессии, где обе линии состоят из четырех зон.

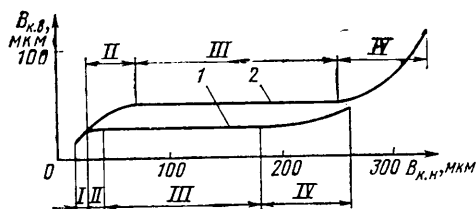


Рис. 1. Зависимость между изменением толщины верхнего и нижнего коренного вкладыша (первая и вторая линии регрессии)

Отклонение	\bar{t}	S	b	λ	N	δ	Закон распределения
По толщине нижнего вкладыша, среднее, $B_{к.н1}$	111,7	55,6	2,10	$3,98 \cdot 10^{-5}$	150	0,07	В—Вейбулла
По толщине верхнего вкладыша, среднее, $B_{к.в1}$	24,8	18,8	1,35	0,016	145	0,11	То же
По толщине нижнего вкладыша, наибольшее, $B_{к.н2}$	153,9	68,7	2,37	$5,01 \cdot 10^{-6}$	145	0,06	"
По толщине верхнего вкладыша, наибольшее, $B_{к.в2}$	52,8	29,4	—	—	145	0,08	Л—Н—логарифмически-нормальный
По диаметру коренной шейки, среднее, $P_{к1}$	141,5	79,6	3,15	0,0223	214	0,07	Г—гамма-распределение
То же, наибольшее, $P_{к2}$	174,6	91,4	3,64	0,0208	214	0,06	То же
По овальности шейки, наибольшее, $O_{п.к}$	55,0	49,2	2,25	0,0431	247	0,11	"
По конусности шейки, наибольшее, $K_{п.к}$	30,9	19,3	2,65	0,0859	247	0,07	"

Примечание. δ — относительная ошибка при односторонней доверительной вероятности $\beta=0,95$; \bar{t} — среднее значение; S — среднеквадратичное отклонение; N — количество шеек подшипников или вкладышей; b и λ параметры законов распределения (Вейбулла, экспоненциального, гамма).

В зоне III нормального изнашивания ($B_{в.н1}=40—180$ мкм, $B_{в.н2}=70—250$ мкм) находится большинство вкладышей (80%).

В зонах I, II и IV с уменьшением толщины нижнего вкладыша уменьшается и толщина верхнего вкладыша [3]; в зоне нормального изнашивания между уменьшением толщины нижнего и верхнего вкладышей не существует корреляционной зависимости:

$$B_{к.в1}=28; \quad (2)$$

$$B_{к.в2}=50. \quad (3)$$

Уравнению (2) с погрешностью ± 18 мкм соответствует 92% вкладышей, находящихся в зоне III, а уравнению (3) с погрешностью ± 30 мкм — 91%.

Рис. 2 иллюстрирует следующие корреляционные зависимости:

Первая линия регрессии

$$P_{к2}=19+1,1P_{к1}. \quad (4)$$

С погрешностью ± 15 мкм 88% подшипников соответствовали этому уравнению в пределах $P_{к1} \leq 195$ мкм; далее рассеивание увеличилось.

Вторая линия регрессии состоит из двух частей:

$$O_{п.к}=f(P_{к1})=O_{п.к1}+O_{п.к2}; \quad (5)$$

$$O_{п.к1}=25+0,1P_{к1}; \quad P_{к1} \leq 195 \text{ мкм}. \quad (6)$$

С погрешностью ± 20 мкм 90% подшипников соответствовали этому уравнению.

В зоне II значительно увеличивается рассеивание [4].

Третья линия регрессии показывает, что конусность не зависит от увеличения диаметра подшипника (зона I):

$$K_{п.к1}=20; \quad P_{к1} \leq 195 \text{ мкм}. \quad (7)$$

С погрешностью ± 10 мкм все подшипники соответствовали этому уравнению.

Четвертая линия регрессии

$$B_{к.п2}=15+1,3B_{к.п1}. \quad (8)$$

С погрешностью ± 15 мкм 81% вкладышей соответствовал этому уравнению.

Используя уравнения (4) и (6), можно определить

$$O_{п.к1}=23,3+0,09P_{к2}; \quad P_{к2} \leq 230 \text{ мкм}. \quad (9)$$

В табл. 2 приведены показатели распределения интенсивности изнашивания (в мкм/1000 км) нижних вкладышей по толщине и коренных подшипников по диаметру.

Между интенсивностью изнашивания нижних вкладышей коренных подшипников по средним и наибольшим значениям толщины существует следующая корреляционная зависимость:

$$\omega_{в.к.н2}=0,35+1,03\omega_{в.к.н1}. \quad (10)$$

Этому уравнению соответствовали 86% вкладышей с погрешностью $\pm 0,16$ мкм/1000 км.

Между интенсивностью изнашивания коренного подшипника по средним и наибольшим значениям диаметра существует корреляционная зависимость

$$\omega_{п.к2}=1,41\omega_{п.к1}. \quad (11)$$

С погрешностью $\pm 0,3$ мкм/1000 км 82% подшипников соответствуют этому уравнению.

В табл. 3 дано распределение отклонений от номинального размера толщины вкладышей и диаметра шатунных подшипников (в мкм).

Кривые на рис. 3 отвечают следующим корреляционным зависимостям:

$$P_{ш2}=17+1,1P_{ш1} \text{ — первая линия регрессии.} \quad (12)$$

С погрешностью ± 7 мкм 93% подшипников соответствовали этому уравнению:

$$O_{п.ш}=6+0,34P_{ш1} \text{ — вторая линия регрессии.} \quad (13)$$

С погрешностью ± 15 мкм 82% подшипников соответствовали этому уравнению:

$$K_{п.ш}=17+0,029P_{ш1} \text{ — третья линия регрессии.} \quad (14)$$

* С погрешностью ± 8 мкм 91% подшипников соответствовал этому уравнению, но если оценить отличие полученного значе-

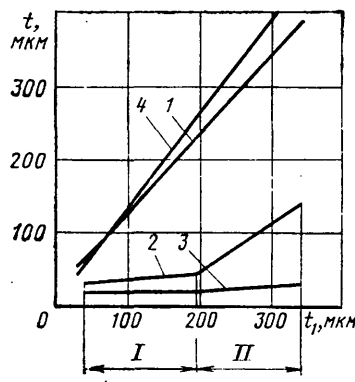


Рис. 2. Зависимость наибольшего отклонения, овальности и конусности от среднего отклонения коренного подшипника, зависимость между наибольшим и средним отклонением нижнего вкладыша коренного подшипника (первая — четвертая линии регрессии)

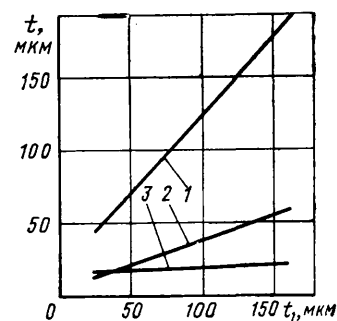


Рис. 3. Зависимость наибольшего отклонения, овальности и конусности от среднего отклонения шатунного подшипника (первая — третья линии регрессии)

Таблица 2

Интенсивность изнашивания	\bar{t}	S	b	λ	N	δ	Закон распределения
По толщине вкладышей, средняя, $\omega_{в.к.н1}$	0,79	0,42	2,02	1,291	105	0,09	В
То же, наибольшая, $\omega_{в.к.н2}$	1,13	0,52	2,25	0,595	105	0,08	В
По диаметру коренной шейки, средняя, $\omega_{п.к1}$	0,83	0,68	1,23	—	159	0,15	Э—экспоненциальный
То же, наибольшая, $\omega_{п.к2}$	0,17	0,81	1,47	0,713	159	0,10	В

Отклонение	\bar{t}	S	λ	b	N	δ	Закон распределения
По толщине нижнего вкладыша, среднее, $B_{ш.н1}$	15,7	6,7	—	—	197	0,06	Н
По толщине верхнего вкладыша, среднее, $B_{ш.в1}$	20,4	7,0	—	—	197	0,05	Н
По толщине нижнего вкладыша, наибольшее, $B_{ш.н2}$	26,3	7,6	—	—	197	0,04	(Н)
По толщине верхнего вкладыша, наибольшее, $B_{ш.в2}$	33,0	8,5	—	—	197	0,04	Н
По диаметру шатунной шейки, среднее, $P_{ш1}$	65,7	29,9	0,0736	4,83	335	0,05	Г
То же, шатунной шейки, наибольшее, $P_{ш2}$	89,3	36,7	$6,31 \cdot 10^{-6}$	2,60	335	0,04	В
По овальности шатунной шейки, наибольшее, $O_{ш.ш}$	28,4	22,7	0,0795	2,26	335	0,09	Г
По конусности шатунной шейки, наибольшее, $K_{п.ш}$	18,8	13,4	0,0967	1,45	335	0,08	((В))

Примечание. Одинарные скобки означают, что эмпирическое распределение не согласуется с теоретическим по критерию Пирсона, а согласуется с критерием Колмогорова. Двойные скобки указывают на то, что эмпирическое распределение не согласуется с теоретическими ни по одному критерию, а является самым близким из пяти изложенных выше законов распределения по сумме «хи квадрат».

ния коэффициента корреляции от 0 по способу Фишера, получим, что величины некоррелятивны.

Используя теорию множественной регрессии, получим

$$P_{ш1} = 53 + 0,445 O_{п.ш} + 0,0152 K_{п.ш}. \quad (15)$$

В табл. 4 даны показатели распределения интенсивности изнашивания шатунных подшипников по диаметру (в мкм/1000 км).

Таблица 4

Интенсивность изнашивания	\bar{t}	S	b	N	δ	Закон распределения
Средняя $\omega_{п.ш1}$	0,21	0,21	1,00	335	0,10	Э
Наибольшая $\omega_{п.ш2}$	0,35	0,37	0,96	335	0,10	(Э)

Их корреляционная зависимость выражается уравнением

$$\omega_{п.ш2} = 0,09 + 1,27 \omega_{п.ш1}. \quad (16)$$

С погрешностью $\pm 0,09$ мкм/1000 км 91% подшипников соответствовал этому уравнению.

Рассмотрим изнашивание коренных и шатунных подшипников по местам их расположения. В табл. 5 приведены средние отклонения размеров подшипника от центра поля допуска по средним и наибольшим значениям для подшипников разных номеров (в мкм).

Таблица 5

Отклонение	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8
По диаметру коренного подшипника, среднее . . .	120	145	149	151	152	—	—	—
То же, наибольшее	149	170	180	181	183	—	—	—
По диаметру шатунного подшипника, среднее	26	21	24	24	26	20	17	27
То же, наибольшее	45	47	42	43	45	59	39	58

По данным эксперимента, пятые коренные подшипники имели наибольший износ только у 38% этих деталей, а с погрешностью ± 45 мкм этому правилу соответствовали 82% подшипников.

У шатунных подшипников больше всего изнашивалась вторая и шестая пары (между второй и третьей коренными шейками) по наибольшим значениям. Однако данные по средним значениям этого не подтвердили. Следовательно, такой строгой зависимости между местом нахождения подшипника и его изнашиванием у шатунных подшипников не существует.

В табл. 6 даны показатели распределения отклонений от номинального размера и макрогеометрии шеек коленчатых валов (в мкм).

На рис. 4 дана корреляционная зависимость отклонений диаметра, овальности и конусности шеек коленчатых валов.

Первая линия регрессии

$$Ш_{к2} = 3,9 + 1,24 Ш_{к1}. \quad (17)$$

С погрешностью ± 10 мкм 84% шеек соответствовали этому уравнению.

Вторая линия регрессии

$$O_{ш.к} = 6,5 + 0,264 Ш_{к1}. \quad (18)$$

Третья линия регрессии

$$K_{ш.к} = 8,6 + 0,263 Ш_{к1}. \quad (19)$$

С погрешностью ± 6 мкм этим уравнениям отвечали соответственно 86 и 89% шеек.

Рассмотрим аналогичные зависимости шатунных шеек.

Четвертая линия регрессии

$$Ш_{ш2} = 2 + 1,17 Ш_{ш1}. \quad (20)$$

С погрешностью ± 5 мкм 95% шеек соответствовали этому уравнению.

Пятая линия регрессии

$$O_{ш.ш} = 6,4 + 0,21 Ш_{ш1}. \quad (21)$$

Шестая линия регрессии

$$K_{ш.ш} = 9,6 + 0,05 Ш_{ш1}. \quad (22)$$

С погрешностью ± 6 мкм 94 и 92% шеек соответствовали уравнениям (21) и (22).

По изложенным выше уравнениям корреляционной зависимости для средних отклонений легко определить аналитически корреляционную зависимость для наибольших отклонений, а также соотношение между наибольшими овальностями и конусностями.

Рис. 4. Зависимость наибольшего отклонения, овальности и конусности от среднего отклонения шеек коленчатого вала (первая — шестая линии регрессии)

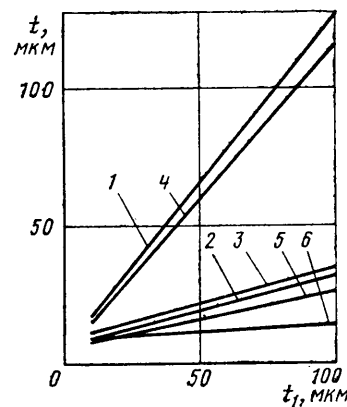


Таблица 6

Отклонение	\bar{t}	S	b	λ	N	δ	Закон распределения
По диаметру коренной шейки, среднее, $Ш_{к1}$	25,4	15,6	2,65	0,104	345	0,05	Г
То же, наибольшее, $Ш_{к2}$	35,4	20,1	3,10	0,088	345	0,04	Г
По диаметру шатунной шейки, среднее, $Ш_{ш1}$	23,7	11,3	—	—	538	0,05	Н
То же, наибольшее, $Ш_{ш2}$	30,4	13,5	—	—	538	0,04	Н
По овальности коренной шейки, наибольшее, $O_{ш.к}$	13,2	13,1	—	—	345	0,09	(Л—Н)
По конусности коренной шейки, наибольшее, $K_{ш.к}$	15,3	14,6	—	—	345	0,08	Л—Н
По овальности шатунной шейки, наибольшее, $O_{ш.ш}$	11,4	8,6	1,33	0,030	538	0,04	((В))
По конусности шатунной шейки, наибольшее, $K_{ш.ш}$	10,7	8,2	—	—	538	0,04	((Л—Н))

Таблица 7

Интенсивность изнашивания	\bar{t}	S	b	λ	N	δ	Закон распределения
По диаметру коренной шейки, средняя, $\omega_{ш.к.1}$	0,186	0,164	1,14	7,04	240	0,11	В
То же, наибольшая, $\omega_{ш.к.2}$	0,253	0,202	1,27	5,42	240	0,09	В
По диаметру шатунной шейки, средняя, $\omega_{ш.ш.1}$	0,164	0,149	1,10	6,78	378	0,08	В
То же, наибольшая, $\omega_{ш.ш.2}$	0,222	0,174	1,29	6,64	378	0,07	(В)

Например, по уравнениям (17) и (18) находим

$$O_{ш.к} = 6,5 + 0,264 \frac{Ш_{к2} - 3,9}{1,24} = 5,7 + 0,212 Ш_{к2}, \quad (23)$$

а по уравнениям (18) и (19) определяем

$$O_{ш.к} = -2,1 + K_{ш.к}. \quad (24)$$

Для аналитически определенных линейных уравнений находим коэффициент корреляции

$$R = K \frac{S_y}{S_x}, \quad (25)$$

где K — коэффициент регрессии;

S_y и S_x — среднее квадратичное отклонение функции и аргумента.

Например, величина R , определенная для уравнений (23) по формуле (25) с использованием данных табл. 6, будет равна 0,325.

Для получения доверительных пределов можно использовать безразмерную t -статистику Стьюдента [2].

В табл. 7 приведены показатели распределения интенсивности изнашивания шеек коленчатых валов по диаметру (в мкм/1000 км).

Из табл. 7 видно, что интенсивность изнашивания коренных шеек по диаметру незначительно (в среднем на 13%) превышает интенсивность изнашивания шатунных шеек.

В табл. 8 дано распределение зазоров коленчатого вала, а на рис. 5 — их корреляционная зависимость.

этому уравнению соответствовали 85% зазоров с погрешностью ± 10 мкм)

$$S_{к2} = 18 + 1,11 S_{к1}. \quad (29)$$

Уравнению (29) соответствовали 80% зазоров с погрешностью ± 16 мкм.

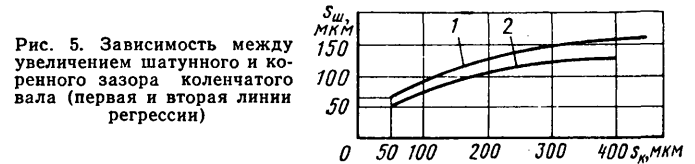


Рис. 5. Зависимость между увеличением шатунного и коренного зазора коленчатого вала (первая и вторая линии регрессии)

В табл. 9 приведены показатели распределения интенсивности увеличения зазоров коленчатого вала (в мкм/1000 км).

Таким образом, в зоне нормального изнашивания изнашивается нижний вкладыш коренного подшипника, а верхний — только в зонах приработки и аварийного изнашивания.

Интенсивность изнашивания нижнего вкладыша коренного подшипника в среднем в 4—10 раз больше, чем верхнего вкладыша, что позволяет использовать последний значительно меньшей долговечности.

Увеличение зазора коренного подшипника происходит в среднем на 80% за счет изнашивания нижнего вкладыша, а у шатунного — за счет верхнего вкладыша (в среднем на 39%).

Наибольший износ верхнего вкладыша шатунного подшипника в среднем в 1,9 раза больше, чем нижнего, и в 5,6 раза меньше, чем нижнего вкладыша коренного подшипника.

Таблица 8

Зазор	\bar{t}	S	b	λ	N	δ	Закон распределения
Коренной шейки, средний, $S_{к1}$	167,9	83,0	2,16	$1,18 \cdot 10^{-5}$	214	0,06	В
То же, наибольший, $S_{к2}$	210,0	95,5	2,31	$3,15 \cdot 10^{-6}$	214	0,05	В
Шатунной шейки, средний, $S_{ш1}$	92,6	38,1	5,90	0,0637	332	0,04	Г
То же, наибольший, $S_{ш2}$	118,0	45,0	—	—	332	0,04	(Н—Л)

На рис. 5 первая линия регрессии выражается уравнением

$$S_{ш2} = 158 - 3 \cdot 10^{-4} (450 - S_{к2})^{2,1}. \quad (26)$$

Этому уравнению соответствовали 78% зазоров с погрешностью ± 40 мкм.

Вторая линия регрессии выражается уравнением

$$S_{ш1} = 127 - 6 \cdot 10^{-4} (400 - S_{к1})^2. \quad (27)$$

Этому уравнению соответствовали 82% зазора с погрешностью ± 50 мкм.

Остальные корреляционные зависимости зазоров выражаются следующими уравнениями:

$$S_{ш2} = 12 + 1,14 S_{ш1}, \quad (28)$$

Овальность подшипников коленчатого вала увеличивается быстрее их конусности, а увеличение овальности и конусности у шеек практически одинаково.

С увеличением диаметра подшипника коленчатого вала его овальность увеличивается при нормальном изнашивании пропорционально этому диаметру. У коренных подшипников наибольший износ по диаметру в среднем в 3 раза выше, чем увеличение наибольшей овальности, а у шатунных подшипников выше соответственно в 2,6 раза. Наибольшая конусность практически не зависит от износа по диаметру подшипника.

Коренной подшипник изнашивается по наибольшим значениям диаметра в среднем в 2,8 раза быстрее, чем шатунный. Овальность и конусность увеличиваются в среднем соответственно в 2,4 и в 2,8 раза быстрее у коренных подшипников.

Таблица 9

Зазор	\bar{t}	S	b	λ	N	δ	Закон распределения
Коренной шейки, средний, $\omega_{ск1}$	0,90	0,70	1,31	1,020	209	0,10	В
То же, наибольший, $\omega_{ск2}$	1,20	0,85	1,44	0,656	209	0,09	В
Шатунной шейки, средний, $\omega_{шш1}$	0,37	0,33	1,12	2,722	308	0,10	Э
То же, наибольший, $\omega_{шш2}$	0,57	0,42	1,38	1,975	308	0,09	(В)

Зазор коренного подшипника увеличивается в среднем в 2,3 раза быстрее зазора шатунного подшипника.

Наибольший износ у пятого коренного подшипника, а наименьший — у первого.

Долговечность коленчатого вала определяется износом коренных шеек.

Коленчатые валы имеют высокий ресурс, так как 33% шатунных и 40% коренных шеек соответствуют требованию ТУ по наибольшему овальностям, конусностям и по средним отклонениям диаметра шеек при поступлении в капитальный ремонт. Следовательно, целесообразно ввести в ТУ капитального ремонта дефектовку коленчатых валов.

При поступлении в капитальный ремонт 60% верхних и 76% нижних шатунных вкладышей имели толщины в пределах допуска нового вкладыша, а 55% шатунных подшипников имели наибольшую овальность меньше 0,02 мм. Следовательно, эти детали тоже целесообразно дефектовать на авторемонтных предприятиях.

Использовать вкладыш «0,05» (по ОН 025 312—68) можно лишь как исключение, поскольку только у 6% коренных и 1% шатунных шеек износ был 0,05 мм и более (для сравнения можно отметить, что у коленчатых валов двигателей ЗМЗ 24-01 эти значения соответственно равны 18 и 1%).

Долговечность подгруппы коленчатого вала с вкладышами

определяется интенсивностью изнашивания нижнего вкладыша пятого коренного подшипника, которая составляет в среднем 0,79 мкм/1000 км.

Расчеты показали, что для определения износов новых деталей подгруппы коленчатого вала с вкладышами двигателей ЗМЗ-53 можно использовать все распространенные законы распределения: экспоненциальный, Вейбулла, нормальный, логарифмически-нормальный (по ГОСТ 17509—72) и гамма-распределение (по рекомендации ученых США для оценки надежности [2]).

В большинстве случаев интенсивность изнашивания распределяется по закону Вейбулла, а отклонения от номинального размера — по гамма-распределению и по закону Вейбулла.

Изложенные выше закономерности позволяют определить величину износа деталей и прогнозировать ресурс двигателей ЗМЗ-53.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Танинг Л. — «Автомобильный транспорт», 1972, № 7.
2. Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами (пер. с англ.), М., «Мир», 1973.
3. Tanning L. — „Autotransport ja Maanteed“, 1973, № 7.
4. Tanning L. — „Autotransport ja Maanteed“, 1973, № 11.

УДК 629.113:621.43-222

О повышении работоспособности головок цилиндров дизелей с неразделенными камерами сгорания

Канд. техн. наук Б. С. СТЕФАНОВСКИЙ, канд. техн. наук А. Л. НОВЕННИКОВ, В. И. ПИКУС

Ярославский политехнический институт

Для уменьшения температуры междуклапанных перемычек в быстроходных дизелях стремятся интенсифицировать омывание центральной зоны огневого днища головок цилиндров теплоносителем посредством направленного движения.

На рис. 1, а—д приведены примеры типичных конструктивных мероприятий. В основном они сводятся к повышению скорости воды в центральной части головок или к увеличению толщины в зоне огневого днища.

Для оценки эффективности этих мероприятий применительно к дизелям с неразделенными камерами сгорания и интенсивным вращением воздуха в цилиндрах в Ярославском политехническом институте было проведено термометрирование головки одноцилиндрового отсека при четырех вариантах движения воды (рис. 2, а). Для подвода и отвода воды в конструкциях вариантов I, III и IV использовались технологические отвер-

стия, а в конструкции варианта II вода с помощью трубки, вставленной в такое отверстие, подводилась непосредственно к междуклапанной перемычке. Во всех случаях движение воды было горизонтальным, причем в первых трех вариантах основное количество воды протекало через зону междуклапанной перемычки, и лишь в четвертом варианте организованное движение воды в этой зоне отсутствовало.

Предполагалось, что направленное движение воды приведет к резкому уменьшению температуры перемычек. Однако результаты измерений температур со стороны газа t_1 (рис. 2, б) по методике, изложенной в работе [1], показали, что величины изменения всех измерявшихся температур практически лежат в пределах точности их измерений.

К аналогичным результатам привели и опыты, в которых широко изменялся расход охлаждающей воды (рис. 3). Увеличение расхода воды примерно втрое приводило к понижению температур огневого днища лишь на 8—10°C. Был сделан вывод о том, что испытанные мероприятия не учитывают каких-то существенных особенностей теплового нагружения и охлаждения огневых днищ.

Выяснение особенностей теплового нагружения огневого днища головок цилиндров было проведено совместно Московским автомобильно-дорожным и Ярославским политехническим институтами. Для этой цели в ряде точек (на рис. 3 точки 1—5) охлаждаемых зон огневых днищ измеряли локальные квазистационарные тепловые потоки, протекающие через ме-

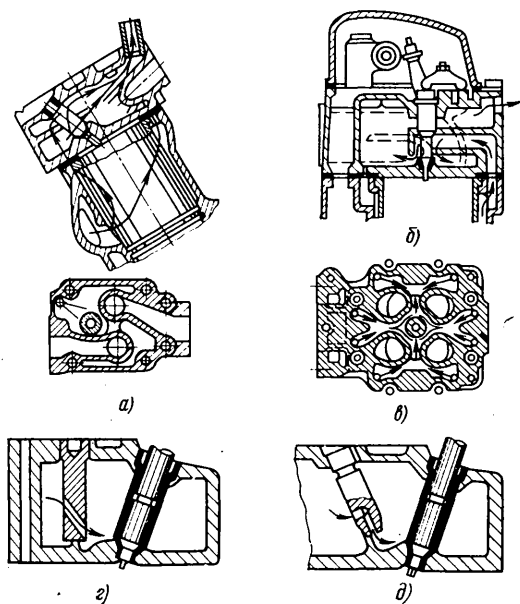


Рис. 1. Примеры улучшения теплового состояния головок цилиндров

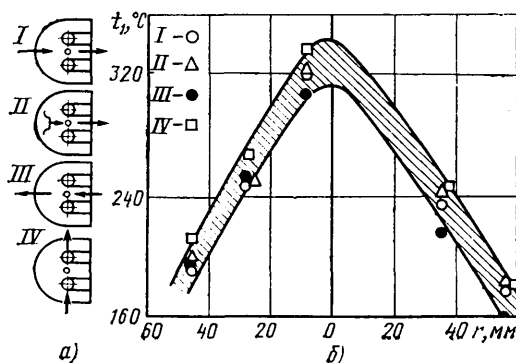


Рис. 2. Схема движения воды (а) и результаты измерения температур в огневом днище головки цилиндра (б) при $n=2100$ об/мин, $p_1=9$ кгс/см², $t_в=68^\circ\text{C}$, $G_в=15,5$ л/мин

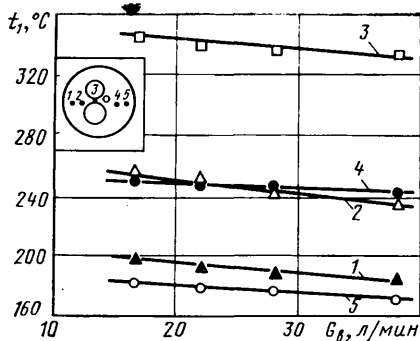


Рис. 3. Зависимость температур огневого днища от расхода охлаждающей воды (вариант III) при $n = 2100$ об/мин, $p_i = 9,7$ кгс/см², $t_b = 78^\circ\text{C}$ (1-5 — места установки термопар)

талл в охлаждающую среду. В Московском автомобильно-дорожном институте для этой цели использовали пленочные термометры сопротивления [2], с помощью которых определяли мгновенные локальные тепловые потоки в головке одноцилиндрового отсека двигателя ЯМЗ, затем осреднявшиеся по времени. В Ярославском политехническом институте также на одноцилиндровом отсеке непосредственно определяли локальные квазистационарные тепловые потоки по перепадам температур в огневом днище, измерившимся термопарами.

Полученные на обоих двигателях данные достаточно близко совпали; они показывают, что при интенсивном вращательном движении содержимого цилиндров неравномерность температур, очевидно, связана с большой неравномерностью полей локальных тепловых потоков в огневых днищах (рис. 4, а), форма которых практически не изменяется во всем диапазоне нагрузок и частот вращения вала, а также при форсировании двигателей наддувом.

По величинам локальных квазистационарных тепловых потоков анализировали распределение тепла, отводимого системой охлаждения головки цилиндра, по радиусу огневого днища. Анализ показал, что, несмотря на высокий уровень локальных тепловых потоков, центральная зона огневого днища воспринимает лишь незначительную часть общего количества тепла, поступающего в воду (рис. 4, б). Так, в 40% радиуса цилиндра в систему охлаждения головки отводится лишь около 10% общего количества тепла, так что в сущности нельзя говорить о перегреве этой зоны в обычном смысле этого слова. Это тем более очевидно, что в зоне огневого днища, в пределах от 40 до 80% радиуса цилиндра, отводится примерно в 6 раз больше тепла при удовлетворительном уровне температур, а температуры периферийной зоны, в которой отводится тепла вдвое больше, чем в центральной, тем не менее почти вдвое ниже. Таким образом, наличие резкое несоответствие поля температур характеру теплового нагружения огневого днища, указывающее на нерациональность конструкции, в которой характер изменения локальных тепловых сопротивлений огневого днища и пограничного слоя теплоносителя совершенно не соответствует характеру изменения локальных тепловых потоков.

Рассматривая для простоты огневое днище как плоскую стенку с толщиной δ и теплопроводностью λ , а тепловые потоки q

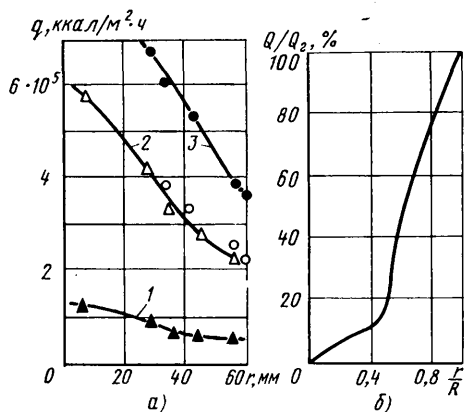


Рис. 4. Зависимости по радиусу огневого днища:

а — локальных тепловых потоков от газа в охлаждающую среду ($n = 2100$ об/мин); б — количества тепла, отводимого системой охлаждения головки цилиндров; 1 — прокручивание; 2 — $p_k = 1,0$ кгс/см²; 3 — $p_k = 2,15$ кгс/см²

как нормальные к ней, можем связать температуру t_1 поверхности, омываемой газом, с температурой t_b охлаждающей среды и интенсивностью охлаждения α_b с помощью известного соотношения

$$t_1 = t_b + \left(\frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta}{\lambda} \right) q = t_b + \Delta t_b + \Delta t, \quad (1)$$

где $\Delta t_b = \frac{q}{\alpha_b}$ — перепад температур в пограничном слое охлаждающей среды;

$\Delta t = \frac{\delta}{\lambda} q$ — перепад температур по толщине металла.

Проведенные измерения показывают, что вдоль радиуса головки цилиндра наблюдается очень большой градиент температуры t_1 (рис. 5, а), образованию которого способствуют тепловые сопротивления как металла, так и теплоотдачи (рис. 5, б). Очевидно, что в рассматриваемом случае было бы желательно выравнивать поля температур, понизив последние в центральной зоне и повысив в периферийной. В соответствии с формой поля локальных тепловых потоков этого можно достигнуть, понизив в центральной зоне огневого днища термические сопротивления между газом и охлаждающей средой и, возможно, повысив эти же сопротивления в периферийной зоне.

Реальный эффект от управления тепловым сопротивлением пограничного слоя теплоносителя может быть оценен на основе закономерностей теплоотдачи в охлаждающую среду.

Как показали исследования, проведенные в Ярославском политехническом институте, во всех зонах огневого днища теплоотдача происходит в режиме поверхностного кипения (температуры охлаждаемой поверхности, определяемые посредством приваренных к этой поверхности термопар, выше температуры насыщения при данном давлении). При этом скорость теплоносителя влияет на локальные интенсивности охлаждения, найденные по локальным тепловым потокам и перепадам температур между охлаждаемой поверхностью и водой, очень слабо ($\alpha_b \approx \omega^{0,2}$, рис. 6, а). Этим и объясняется незначительный эффект даже от резкого увеличения скорости теплоносителя. Усиленная подача теплоносителя в центральную зону огневого днища при незначительном абсолютном количестве отводимого тепла может привести даже к отрицательному эффекту, поскольку это вызовет понижение температуры теплоносителя и увеличение недогрева последнего до температуры насыщения Δt_b , отрицательно влияющие на интенсивность охлаждения (рис. 6, б). Особенно нежелательным был бы перевод охлаждения огневого днища в режим вынужденной конвекции. В последнем случае локальные интенсивности охлаждения становятся функциями лишь локальных скоростей теплоносителя, управлять которыми в головках цилиндров крайне трудно. Неизбежные при литье отклонения в размерах и качестве поверхностей в этом случае вызывали бы большие колебания температур головок. При поверхностном кипении локальные интенсивности охлаждения оказываются пропорциональными локальным тепловым потокам ($\alpha_b \approx q^{0,5}$, рис. 6, в), что способствует выравниванию температур в огневом днище, а слабая зависимость от скоростей теплоносителя уменьшает влияние технологических отклонений.

Существенный эффект в смысле уменьшения тепловых сопротивлений теплоотвода мог бы дать перевод центральной зоны огневого днища на охлаждение в режиме развитого кипения. Для средних условий в режиме поверхностного кипения $\alpha_b \approx 10q^{0,5}$, а при кипении $\alpha_{b,k} \approx (2,5-3)q^{0,7}$, поэтому в случае

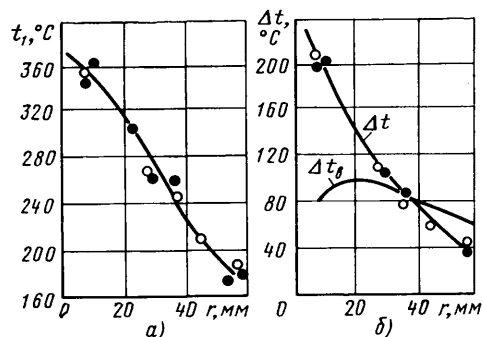


Рис. 5. Температуры тепловоспринимающей поверхности (а) и перепады температур по толщине огневого днища Δt и между охлаждаемой поверхностью и водой Δt_b (б) при $n = 2100$ об/мин, $p_i = 9,7$ кгс/см², $t_b = 70^\circ\text{C}$

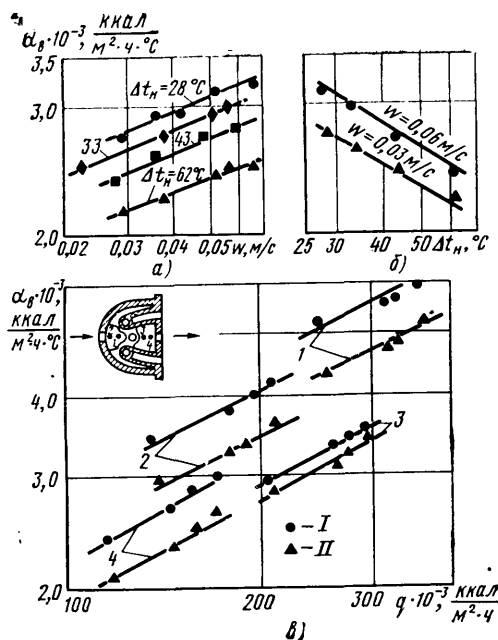


Рис. 6. Закономерности теплоотдачи в систему охлаждения головки цилиндров:
а — коэффициент теплоотдачи в функции скорости теплоносителя (точка 4); б — коэффициент теплоотдачи в функции величины недогрева теплоносителя до температуры насыщения при данном давлении; в — локальный коэффициент теплоотдачи в функции тепловой нагрузки при двух значениях скоростей теплоносителя (номера кривых соответствуют точкам 1—4); I — $w = 0,06 \text{ м}/\text{с}$; II — $w = 0,03 \text{ м}/\text{с}$

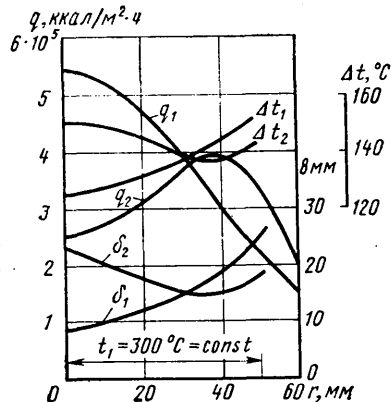
перехода от поверхностного кипения к развитому можно было бы для двигателя без наддува на радиусе $r = 10 \text{ мм}$ ожидать интенсификации охлаждения в отношении

$$\frac{\alpha_{\text{в.к}}}{\alpha_{\text{в}}} = \frac{2,5 \div 3}{10} 550\,000^{0,2} = 3,5 \div 4,2.$$

Соответственно в этой зоне уменьшились бы на $60\text{—}65^\circ\text{C}$ перепад температур $\Delta t_{\text{в}}$ и температура t_1 . Но для достижения кипения в центральной зоне огневого днища необходимо несколько повысить температуру теплоносителя, а для этого интенсивность циркуляции в этой зоне следовало бы не усиливать, а ослаблять. Возможно, что это достижимо и при пониженном давлении в этой зоне. Здесь открываются интересные возможности для поисковых разработок.

Рассматривая влияние теплового сопротивления огневого днища, необходимо отметить, что в области высоких тепловых нагрузок значение этого параметра может быть преобладающим (рис. 5, б). Очевидно, что воздействие на этот параметр

Рис. 7. Результаты оценки характеристик огневых днищ при двух условиях теплового нагружения



должно быть направлено на согласование толщины огневого днища с характером его теплового нагружения. По-видимому, следует изменять эту толщину таким образом, чтобы температура огневой поверхности менялась по требуемому закону.

Оценить технические возможности этого можно, решив выражение (1) относительно толщины δ . Предположив, что вся поверхность огневого днища охлаждается в режиме поверхностного кипения ($\alpha_{\text{в}} \approx 10q^{0,5}$), получим

$$\delta = \frac{\lambda}{q} [(t_1 - t_{\text{в}}) - 0,1q^{0,5}]. \quad (2)$$

Задаваясь той или иной эпюрой тепловых потоков и законом изменения по радиусу температуры t_1 , можно согласовать форму огневого днища с особенностями теплового нагружения.

На рис. 7 приведены результаты расчетов для двух типичных случаев теплового нагружения в предположении, что на основных поверхностях огневого днища будут постоянными температуры $t_1 = 300^\circ\text{C}$ и $t_{\text{в}} = 100^\circ\text{C}$; при расчете принято $\lambda = 40 \text{ ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$.

Рис. 7 показывает, что о рациональной форме огневого днища можно говорить лишь по отношению к конкретным условиям работы. То, что полезно в одних условиях, может быть абсолютно недопустимо в других. Так, без ущерба для работоспособности днище в центральной части во втором случае может быть примерно втрое толще, чем в первом. Согласование конструкции огневого днища с особенностями теплового нагружения технически выполнимо. Существенно, что в обоих рассмотренных случаях наряду со стабилизацией температур огневой поверхности стабилизируются и перепады температур по толщине. И то и другое благоприятно с точки зрения снижения термических напряжений. Видимо, может быть решена задача получения в днище минимальных равных термических напряжений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стефановский Б. С. и др. Испытания двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1972.
2. Ховах М. С. и др. — «Известия вузов. Машиностроение», 1971, № 9.

УДК 621.743.001.4:629.113

Ускоренные стендовые испытания на долговечность цилиндрико-поршневой группы двигателя мотоцикла

Канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ, Е. Б. ГРИШИН, В. М. БЫКОВСКИЙ

Горьковский автозавод, завод им. В. А. Дегтярева, г. Ковров

В НАСТОЯЩЕЕ время долговечность двигателя мотоцикла определяется нормалью [1], предусматривающей соответствующее число часов работы на стенде по рекомендуемым режимам.

Продолжительность работы устанавливается в зависимости от гарантийного пробега мотоцикла: 250 ч стендовых испытаний при гарантийном пробеге 8000 км, 400 ч при 10 000 км, 500 ч при 15 000 км.

Преимущества стендовых испытаний перед дорожными очевидны, так как они позволяют получать более стабильные результаты в сравнительно короткие сроки.

Однако стендовые испытания четырех-шести образцов двигателей согласно нормалю длятся пять-шесть месяцев при работе на одном стенде в две смены, что в условиях производства нерентабельно. Такие испытания не обеспечивают оперативного выявления эффективности разрабатываемых технологических и конструктивных новшеств, направленных на повышение долговечности двигателей.

На Горьковском автозаводе, во ВНИИмотопроме, а также в НАТИ созданы методики ускоренных стендовых испытаний двигателей с применением кварцевой пыли (ГОСТ 8002—62) в качестве ускорителя износа. В результате этих работ, а также учитывая преобладание абразивного изнашивания перед другими видами при эксплуатации мотоциклов, в лаборатории двигателей СКБ завода им. В. А. Дегтярева разработано два метода ускоренных стендовых испытаний на долговечность цилиндрико-поршневой группы двигателя мотоцикла.

Первый метод — достижение ускоренных износов абразивной кварцевой пылью, подаваемой в топливный бак, второй метод — ускоренный износ двигателя пылью, поступающей через пыледозатор эжекционного типа, установленный на выходном патрубке карбюратора.

При первом методе испытаний кварцевая пыль перемешивается в топливном баке (рис. 1) со смесью бензина и масла при помощи пузырьков воздуха, поднимающихся из отверстий в эжектике; воздух очищается в пылевлагоуловителе.

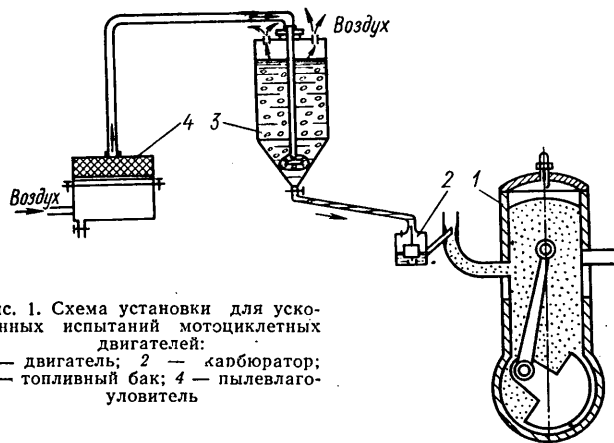


Рис. 1. Схема установки для ускоренных испытаний мотоциклетных двигателей:
1 — двигатель; 2 — карбюратор;
3 — топливный бак; 4 — пылеуловитель

При втором методе (рис. 2) поступление пыли в двигатель регулируется с помощью винта. Во время впуска пыль с помощью разрежения у скоса трубки дозатора подхватывается потоком свежей горючей смеси и направляется в кривошипную камеру. Вследствие газодинамических процессов происходит обратная пульсация давления во впускном тракте. Давление передается на пыледозатор, и пыль в его корпусе постоянно находится во взвешенном состоянии.

Испытания проводят циклами по 3 ч. Циклы приняты из расчета ускорения изнашивания деталей при наличии кварцевой пыли на режимах повышенного крутящего момента (см. таблицу).

Номер режима	Режим цикла	Продолжительность в мин	Температура под свечой $\pm 5^\circ\text{C}$
1	Пуск и прогрев двигателя	13	60
2	Холостой ход ($n_{х.х} + 100$ об/мин)	10	60
3	Нагрузка $0,5 N_{eM_{max}}$ при частоте вращения $0,75 n_{eM_{max}}$	50	135
4	Нагрузка $0,75 N_{eM_{max}}$ при частоте вращения $0,75 n_{eM_{max}}$	40	175
5	Полное открытие дроссельной заслонки при частоте вращения n_{enom}	1	200
6	Холостой ход ($n_{х.х} + 100$ об/мин)	10	60
7	Нагрузка $0,75 N_{eM_{max}}$ при частоте вращения $n_{eM_{max}}$	45	175
8	Полное открытие дроссельной заслонки при частоте вращения n_{enom}	1	200
9	Холостой ход ($n_{х.х} + 100$ об/мин)	10	60

При испытании двигателя по первому методу на режимах № 3, 4 и 7 в топливный бак вносится абразивная кварцевая пыль, близкая по составу к естественной пыли в районах европейской части СССР.

При втором методе навески пыли подаются на указанных трех режимах в корпус пыледозатора. Количество пыли (в мг/ч), подаваемой в двигатель, определяется по формуле [2]

$$G_{п.г} = V_{в} q_{ц} \quad (V_{в} \text{ и } q_{ц} \text{ — объем и запыленность воздуха}).$$

Поскольку

$$V_{в} = \frac{\alpha L_0 G_T}{\gamma_{в}},$$

где αL_0 — количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива;

G_T — часовой расход топлива;

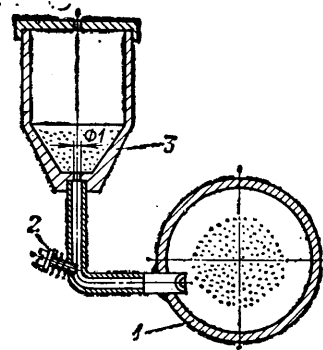
$\gamma_{в}$ — удельный вес воздуха.

то

$$G_{п.г} = \frac{\alpha L_0 G_T q_{ц}}{\gamma_{в}}.$$

Задаваясь различными величинами запыленности $q_{ц}$ и числом циклов испытаний, можно получать любую степень износа деталей в зависимости от поставленных задач достижения мак-

Рис. 2. Пыледозатор эжекционного типа:
1 — выходной патрубок карбюратора; 2 — регулировочный винт; 3 — корпус пыледозатора



симальных износов или износов, эквивалентных определенному пробегу мотоцикла в дорожных условиях. Так, чтобы получить износ деталей цилиндропоршневой группы двигателя, соответствующий 15 000 км пробега мотоцикла «Восход», достаточно пяти циклов.

Запыленность $q_{ц}$ была подобрана в количестве 20 мг/м³. Характер и динамика износа деталей при ускоренных стендовых испытаниях по рассмотренным методам соответствуют эксплуатационным износам. На рис. 3 представлены графики износа гильз цилиндров, полученные во время испытаний по первому методу, в сравнении с износами в дорожных условиях (линии, помеченные крестиком, соответствуют состоянию до испытаний).

Очевидно, что более равномерное перемешивание происходит при внесении пыли в топливный бак.

Однако нельзя отказываться от второго метода, наиболее простого в обслуживании и дающего идентичные результаты. Несмотря на то, что пыледозатор не обеспечивает равномерного дозирования пыли в начале и конце испытаний, все цилиндропоршневые группы будут находиться в одинаковых условиях. При сравнительных ускоренных испытаниях с участием нескольких цилиндропоршневых групп можно пользоваться двумя методами.

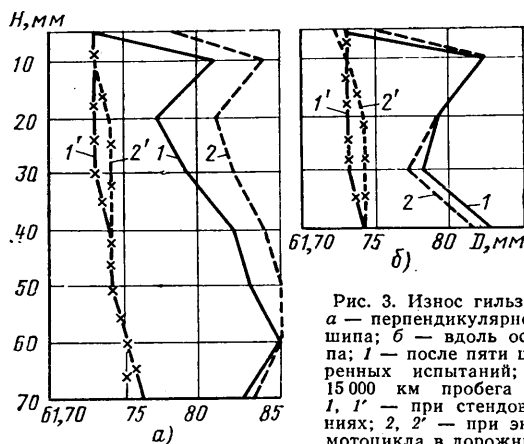


Рис. 3. Износ гильз цилиндров:
а — перпендикулярно оси кривошипа; б — вдоль оси кривошипа; 1 — после пяти циклов ускоренных испытаний; 2 — после 15 000 км пробега мотоцикла; 1, 1' — при стендовых испытаниях; 2, 2' — при эксплуатации мотоцикла в дорожных условиях (Н — расстояние от верхнего торца гильзы в мм; D — диаметр гильзы цилиндра в мм)

При проведении ускоренных стендовых испытаний на износ и долговечность должны выдерживаться одинаковые температурные режимы для всех циклов на соответствующих режимах. Это достигается регулированием степени притока свежего воздуха на стенд и изменением производительности вентилятора обдува двигателя.

Разработанные методики сокращают длительность стендовых испытаний на долговечность деталей цилиндропоршневой группы более чем в 20 раз по сравнению с обычными испытаниями. Они также могут применяться при разработке более долговечных деталей кривошипно-шатунного механизма двухтактного двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- ОН 399—60 «Двигатели мотоциклов, мотороллеров, мопедов, мотовелосипедов. Методы стендовых испытаний».
- Панов Ю. М., Гурвич И. Б., Егорова А. П. Ускоренные стендовые испытания автомобильных двигателей на долговечность. — «Труды ГСХИ», т. XXIII, вып. 3. Горький, 1967.

Основные направления исследования эксплуатационной надежности автомобилей

Канд. техн. наук Е. А. ИНДИКТ

НАМИ

Для получения объективной и достоверной информации по эксплуатационной надежности автомобильных конструкций развита сеть экспериментально-производственных автохозяйств и их филиалов в различных дорожных и климатических зонах страны [1 и 2].

В экспериментально-производственных автохозяйствах, находящихся под методическим руководством лаборатории эксплуатационной надежности грузовых автомобилей НАМИ, подвергается испытаниям более 3500 грузовых автомобилей отечественного производства. Кроме того, в ЭПАХ гг. Скопина и Горького на сравнительных эксплуатационных испытаниях находятся автомобили ИФА-В50 производства ГДР. Эти автомобили в зависимости от модели и года выпуска разделены почти на 100 контрольных партий.

Исследование эксплуатационной надежности отечественных грузовых автомобилей в НАМИ ведется по четырем основным направлениям (см. схему).

1. Исследование и оценка эксплуатационной надежности грузовых автомобилей текущего производства.

2. Совершенствование и развитие теории надежности применительно к автомобильным конструкциям.

3. Создание, методическое руководство и координация работ ЭПАХов в различных климатических и дорожных условиях страны.

4. Испытание новой, модернизированной техники и зарубежных аналогов в реальных условиях эксплуатации.

Наличие большого количества автохозяйств, поставляющих информацию по эксплуатационной надежности автомобилей, находящихся в различных климатических зонах, позволит только тогда осуществлять сравнительную оценку качества, надежности и долговечности автомобилей, когда сбор и обработка информации, а также определение основных показателей надежности при ресурсных испытаниях будут вестись по единой методике.

Унификация основных оценочных показателей эксплуатационной надежности при проведении ресурсных испытаний автомобилей, их агрегатов и деталей позволит учитывать специфические условия эксплуатации в различных климатических зонах страны.

Для проведения указанных работ в НАМИ была разработана «Методика определения характеристик надежности при ресурсных испытаниях автомобилей в эксплуатации». Она предназначена в основном для экспериментально-производственных автохозяйств и их филиалов и рекомендована для служб надежности заводов автомобильной промышленности, научно-исследовательских институтов и других организаций, занимающихся исследованием надежности изделий в эксплуатации.

Основные положения этой методики базируются на ГОСТ 13377—74, ОСТ 37.001.055—74 и на РТМ отрасли по номенклатуре основных показателей эксплуатационной надежности автомобильного подвижного состава. Методика предусматривает определение при ресурсных испытаниях безотказности автомобильных конструкций, долговечности и ремонтпригодности автомобилей, их агрегатов, узлов и деталей, а также технико-эксплуатационных и экономических показателей работы автомобилей.

Безотказность автомобильных конструкций характеризуется наработками на отказ автомобиля, на дорожный отказ, на текущий ремонт, на отказ детали, агрегата или системы, а также параметрами потока отказов деталей автомобиля и средней наработки до первого отказа узла, агрегата или системы. При этом такие понятия, как отказ автомобиля, детали, агрегата или системы, как дорожный отказ, как неисправность, приняты в соответствии с ГОСТом, но конкретизированы с учетом специфических условий работы автомобильного транспорта.

При определении долговечности автомобилей, их агрегатов, узлов и деталей выявляются средние и гамма-процентные ресурсы, а также средний срок службы автомобиля до капитального ремонта. Для автомобильных конструкций принимается 90%-ный ресурс, а для систем, узлов и деталей, влияющих на безопасность движения, — 95%-ный.

Показатели долговечности автомобильных конструкций определяют для конкретных условий эксплуатации и приводят к первой категории условий эксплуатации основной модели

в соответствии с «Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта», утвержденным в 1971 г.

Ремонтпригодность автомобиля по результатам ресурсных испытаний в эксплуатации можно охарактеризовать средними значениями трудоемкости, стоимостью запасных частей и общей стоимостью устранения отказов и текущего ремонта в удельном исчислении на 1000 км пробега.

При испытаниях автомобилей в реальных условиях эксплуатации, как правило, наблюдается значительный разброс пробегов автомобилей относительно среднего пробега всей контрольной партии. В связи с этим был скорректирован ряд общеизвестных из теории надежности формул для статистического определения количественных показателей надежности, которые были введены как дополнительные, например наработки на отказ и среднее число отказов (табл. 1) [3].

Таблица 1

Понятие	Показатели	
	основные	дополнительные
Наработка на отказ	$\hat{L}_H(L) = \frac{NL}{n(L)}$	$\hat{L}_H(L) = \frac{1}{n(L)} \left[NL_0 + \sum_{i=1}^n N_i \Delta L_i \right]$
Среднее число отказов	$\hat{H}(L) = \frac{\sum_{i=1}^{N_0} n_i(L)}{N_0}$	$\hat{H}(L) = \sum_{N_s=N_K}^{N_0} \left[\frac{\sum_{i=1}^{N_s} n_i(L_s)}{N_s} \right]$

Материалы испытаний обрабатываются на счетно-аналитических машинах, на ЭЦВМ «Проминь» по алгоритмам и программам [4], а также методом, разработанным в грузовом экспериментально-производственном автохозяйстве Москвы.

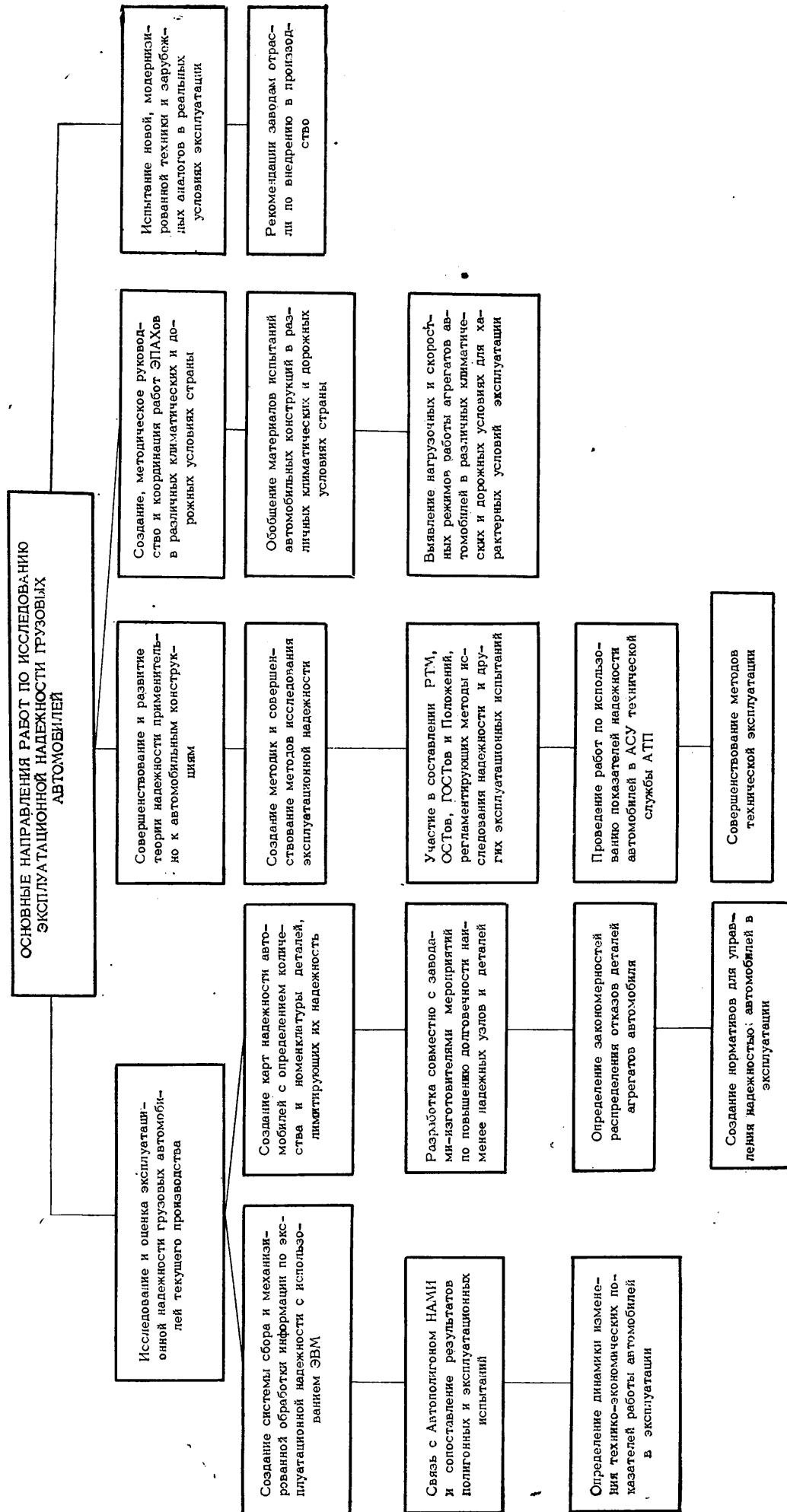
В результате расчета и анализа материалов испытаний в соответствии с разработанной методикой [5] определяются детали, лимитирующие надежность автомобиля с начала эксплуатации до капитального ремонта. Эти детали позволяют составить карту надежности автомобиля и агрегата, которая представляет собой основной материал для разработки мероприятий, направленных на повышение надежности и долговечности автомобильных конструкций [6].

Наличие в экспериментально-производственных автохозяйствах учета каждого автомобиля позволяет анализировать изменения технико-эксплуатационных показателей работы и исследовать изменение удельных эксплуатационных затрат по элементам себестоимости перевозок с начала эксплуатации до постановки автомобилей в капитальный ремонт.

Для характеристики условий эксплуатации автомобилей, работающих в различных климатических и дорожных зонах страны, определяются скоростные и нагрузочные режимы работы их агрегатов [7].

По приведенной методике в экспериментально-производственном автохозяйстве Москвы были обработаны результаты ресурсных испытаний контрольных партий. Каждая партия состояла из 40 автомобилей различной грузоподъемности, работавших с начала эксплуатации до капитального ремонта. Автомобили большой грузоподъемности (5—8 т) как бортовые, так и самосвалы работали в составе автопоезда с двухосными прицепами, а автомобили-самосвалы особо большой грузоподъемности (от 8 т и более) — без прицепов. Седельные тягачи работали в составе автопоезда с полуприцепами.

Все автомобили были использованы для перевозок строительных грузов в условиях интенсивного движения Москвы в основном на дорогах с асфальтобетонным покрытием. Примерно 2% общего пробега автомобиля приходилось на подъездные пути к строительным объектам, где дороги неудовлетворительного состояния.



Согласно «Положению о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» данные условия работы автомобилей относятся ко второй категории условий эксплуатации.

В период эксплуатации автомобилей топливо и смазочные материалы применялись в соответствии с инструкцией по эксплуатации этих автомобилей.

Сроки службы и 90%-ные ресурсы указанных автомобилей до капитального ремонта, приведенные к первой категории условий эксплуатации базовой модели, даны в табл. 2.

В процессе обработки статистического материала было установлено, что эмпирическое распределение постановок на капитальный ремонт по всем моделям автомобилей хорошо согласуется с теоретической кривой нормального распределения.

В дальнейшем некоторые результаты испытаний автомобилей с начала эксплуатации до капитального ремонта будут приведены по контрольным партиям самосвалов большой (КП-1) и особо большой (КП-2) грузоподъемности.

Поступление автомобилей для капитального ремонта определялось необходимостью замены лонжеронов рамы, ремонта кабины и замены (или ремонта) двух-трех агрегатов.

Из общего количества отказов около 35% приходится на отказы изделий заводов смежных производств, а стоимость запасных частей, израсходованных на их устранение, составила примерно 14% (табл. 3).

За рассматриваемый период были получены количественные показатели, характеризующие безотказность автомобилей. Нарботка на дорожный отказ с начала эксплуатации автомобиля КП-1 до капитального ремонта, приведенная к первой категории эксплуатации, 45 500 км, а автомобиля КП-2—38 000 км. При этом под дорожным отказом автомобиля понималось такое нарушение его работоспособности на линии (прекращение транспортного процесса), для устранения которого потребовался вызов технической помощи.

За период с начала эксплуатации до капитального ремонта была выявлена динамика изменения удельной стоимости запасных частей, используемых при устранении отказов автомобилей этих контрольных партий в километрах (рис. 1). Удельная стоимость запасных частей с увеличением пробега возрастает, достигая при пробеге 200 тыс. км соответственно 7 и 17 руб./1000 км пробега.

В результате анализа безотказности, долговечности и ремонтпригодности деталей, узлов, агрегатов и систем были

Таблица 2

Тип автомобиля	Год выпуска	Средний срок службы в годах	90-ный ресурс в тыс. км
Малой грузоподъемности (от 1 до 3 т)	1966	5,2	165
Средней грузоподъемности (от 3 до 5 т)	1965	8,9	250
Большой грузоподъемности (от 5 до 8 т)	1964	7,3	300
Особо большой грузоподъемности (от 8 т и более)	1966	5,9	275

выявлены детали, которые лимитируют надежность автомобилей-самосвалов за период с начала эксплуатации до капитального ремонта (табл. 4). Из этой таблицы видно, что только 12% общего количества наименований деталей по каталогу (без учета нормалей) лимитируют надежную работу автомобилей.

Таблица 3

Система и изделие	Процентное отношение			
	Количество отказов	Удельная стоимость запасных частей	Количество отказов	Удельная стоимость запасных частей
	КП-1		КП-2	
Механические изделия	61,8	86,0	65,9	86,3
Система питания	5,3	0,8	4,5	2,7
Электрооборудование	13,6	6,5	3,8	3,2
Резинотехнические детали	8,2	2,2	11,9	2,5
Асбестофрикционные детали	11,1	4,5	13,9	5,3
	100	100	100	100

Из общего количества деталей, лимитирующих надежность, более 20% приходится на асбестофрикционные и резинотехнические детали. На детали, лимитирующие надежность авто-

Автомобиль	Количество по каталогу (без нормалей)		Количество, лимитирующее надежность		Количество наименований деталей, лимитирующих надежность автомобиля, в %	Стоимость деталей, лимитирующих надежность автомобиля, в %
	наименований	штук	наименований	штук		
КП-1	1743	3352	209	485	12,0	93,3
КП-2	2116	4841	252	598	11,9	92,6

мобилей по стоимости, приходится около 93% общей стоимости замененных за весь период эксплуатации запасных частей.

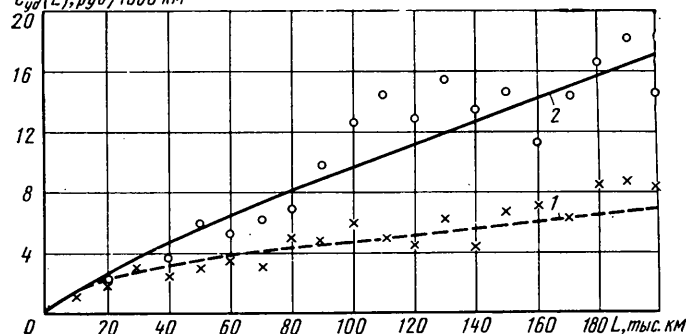
C_{зп}(L), руб/1000 км

Рис. 1. Изменение удельного расхода запасных частей: 1 — контрольная партия автомобилей большой грузоподъемности; 2 — контрольная партия автомобилей особо большой грузоподъемности

Распределение деталей, лимитирующих надежность автомобилей по агрегатам, системам и узлам, приведено в табл. 5.

По всем этим деталям рассчитаны средние ресурсы до первого, второго и последующих отказов, построены теоретические кривые плотности распределения и вероятности безотказной работы с соответствующими доверительными границами, средние квадратические отклонения и коэффициенты вариации. Из общего количества деталей рассчитанных ресурсов примерно по 60% представилась возможность определить теоретические законы распределения отказов. Из них около 60,4% имеют распределение отказов, хорошо согласуемое с теоретической кривой распределения Вейбулла, 35% — хорошо согласуемое с распределением нормального закона, 2% — с логарифмически-нормальным распределением и 3% — с экспоненциальным распределением (в основном ресурсы деталей до второго отказа).

Был рассчитан также коэффициент отношения ресурсов деталей до второго отказа к ресурсу деталей до первого отказа, который в среднем по автомобилям-самосвалам составил около 0,65.

За истекший период заводами-изготовителями и предприятиями смежных производств по ряду деталей, лимитирующих

Таблица 4

надежность автомобилей ранних лет выпуска, разработаны и внедрены мероприятия, значительно повысившие их ресурсы, тем самым повысив общую надежность и долговечность автомобилей последующих лет выпуска.

По каждому агрегату, системе, узлу был проведен весь математический комплекс исследования на надежность с начала эксплуатации до капитального ремонта с анализом физической сущности, т. е. места, характера и причин возникновения отказа детали.

Таблица 5

Система, узел, агрегат	Количество деталей, лимитирующее надежность,		Количество наименований деталей, лимитирующих надежность, в %	Стоимость деталей, лимитирующих надежность, в %	Количество деталей, лимитирующее надежность,		Количество наименований деталей, лимитирующих надежность, в %	Стоимость деталей, лимитирующих надежность, в %
	наименований	штук			наименований	штук		
	КП-1				КП-2			
Двигатель	47	225	18,4	95,3	58	213	15,4	96,5
Система питания	19	30	8,7	59,2	7	18	4,5	17,2
Сцепление	5	6	11,6	99,9	15	45	15,9	99,2
Коробка передач	24	24	30,8	98,7	29	29	19,1	98,3
Карданный вал	7	22	22,6	98,5	6	13	50,0	100,0
Задний мост	24	32	39,4	99,9	19	48	26,4	92,0
Рама и буксирный прибор	4	4	13,8	100,0	—	—	—	—
Подвеска	11	22	8,5	97,5	24	50	25,8	98,1
Передняя ось и рулевые тяги	9	16	16,6	97,1	12	19	31,6	95,7
Колеса ступицы	—	—	—	—	10	40	20,2	88,5
Рулевое управление	12	26	11,5	73,0	17	18	12,9	99,7
Тормоза	18	35	5,7	70,4	26	64	7,3	99,2
Электрооборудование	24	35	35,2	99,0	4	4	9,3	73,0
Кабина, оперение	3	5	1,17	82,7	13	24	3,9	33,7
Платформа	—	—	—	—	1	2	3,7	51,2
Опрокидывающий механизм платформы и коробка отбора мощности	2	2	2,0	—	11	11	6,8	69,4
	209	484	12,0	93,2	252	598	11,9	92,6

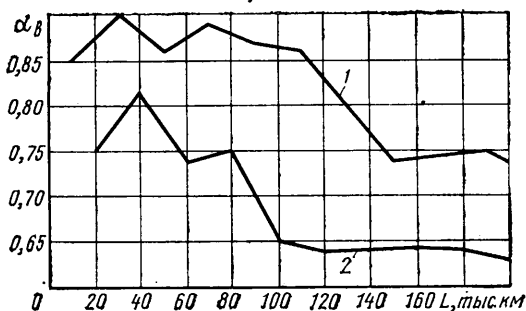


Рис. 2. Изменение коэффициента выпуска автомобилей на линию (общее значение те же, что на рис. 1)

Анализ технико-эксплуатационных показателей работы автомобилей показал, что с увеличением пробега автомобилей снижается коэффициент выпуска (рис. 2). Снижается также и производительность автомобилей, что также определило характер изменения затрат на единицу транспортной продукции. Если в начале эксплуатации себестоимость работы автомобилей КП-1 составила 4,19 коп/ткм, а КП-2 — 4,97 коп/ткм, то на пробеге 250 тыс. км она составляет соответственно 4,9 и 6,47 коп/ткм, т. е. выше на 16,6 и 24% (рис. 3).

Ресурсные испытания автомобилей в реальных условиях экспериментально-производственного автохозяйства показали, что их результаты являются достаточно убедительными и могут быть взяты за основу как для широких научных обобщений, так и для практического использования при разработках мероприятий, обеспечивающих высокое качество и надежность отечественных автомобилей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Индикт Е. А., Кривенко Е. И., Черняйкин В. А. Испытания автомобилей на надежность в экспериментально-производственных автохозяйствах. М., НИИНавтопром, 1971.

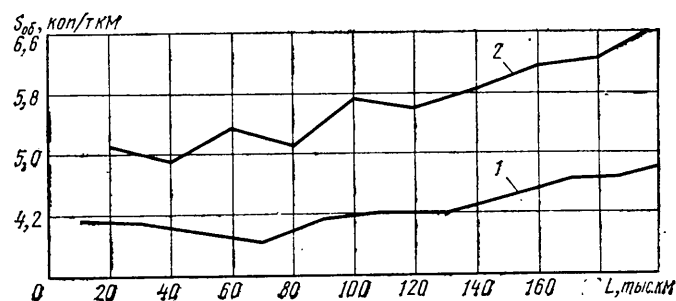


Рис. 3. Изменение себестоимости транспортной работы (обозначения те же, что на рис. 1)

2. Индикт Е. А. — «Надежность и контроль качества», 1973, № 1.

3. Индикт Е. А. Ресурсные испытания автомобильных двигателей в эксплуатации. — В сб.: Перспективы повышения надежности и долговечности автомобильных двигателей, НАМИ, 1973.

4. Беркович Я. М., Толкачев В. К., Шейнин А. М. Решение задач технической эксплуатации и надежности автомобилей с применением электронно-вычислительных машин. М., «Транспорт», 1970.

5. Индикт Е. А., Кривенко Е. И., Черняйкин В. А. Методика экспериментального определения ресурса деталей, лимитирующих надежность автомобиля. — «Труды НАМИ» № 137, 1972.

6. Шейнин А. М. Карта надежности автомобильных конструкций. — Труды МАДИ «Надежность и диагностика агрегатов и систем автомобилей», ч. II. М., «Транспорт», 1969.

7. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 12.

УДК 629.113-583.862

Об углах установки отдельных карданных шарниров в многошарнирной карданной передаче трансмиссии

Канд. техн. наук С. Н. ИВАНОВ, канд. физ.-мат. наук В. П. МАМАЕВА

НАМИ

УГЛЫ установки отдельных карданных шарниров в карданных передачах являются одним из основных факторов, которые определяют интенсивность возмущения крутильных колебаний последних [1—3]. Абсолютные значения углов установки карданных шарниров карданных передач трансмиссий, особенно трансмиссий автомобилей, стараются выбирать небольшие, не превышающие обычно 5—6°.

Кинематика карданных шарниров, применяемых в карданных передачах трансмиссий автомобилей, может обеспечить мгновенное изменение динамических углов в карданных передачах до 15—20°, а иногда и более — до 35—40°. Максимальная величина мгновенных динамических значений углов карданных шарниров находится максимальными динамическими ходами подвески ведущих мостов и длиной карданной передачи.

Оптимальные углы установки отдельных карданных шарниров многошарнирных карданных передач большинства трансмиссий, содержащих три и более карданных шарнира, обычно подбирают экспериментальным путем. Выбор расчетным путем оптимальных значений углов установки отдельных карданных шарниров многошарнирной карданной передачи с точки зрения возникновения минимальных крутильных колебаний карданных валов иногда представляет определенные трудности в связи со сложностью такой карданной передачи как колебательной системы.

Существует графический метод выбора оптимальных углов установки карданных шарниров исходя из кинематики трехшарнирной карданной передачи. Рекомендуется все многошарнирные карданные передачи при выборе оптимальных значений углов установки отдельных карданных шарниров приводить к трехшарнирным карданным передачам, что вносит определенные погрешности в выбираемые значения углов [4]. Графический метод не учитывает динамику карданной передачи при выборе оптимальных углов установки карданных шарниров, а следовательно, и возможность возникновения в карданной пере-

даче параметрических крутильных колебаний вследствие кинематики карданных шарниров.

Выбор расчетным путем оптимальных углов установки отдельных карданных шарниров в многошарнирной карданной передаче с учетом ее динамики и возможности возникновения при этом параметрических крутильных колебаний может быть сделан на основе анализа крутильных колебаний, возникающих вследствие кинематики карданных шарниров в многошарнирной карданной передаче как крутильно-колебательной системе.

Карданная передача трансмиссии, содержащая n карданных шарниров, может быть представлена парциальной колебательной системой (рис. 1), состоящей из двух приведенных масс, соединенных упругими связями (карданными валами).

Зависимость между углами поворотов ведущей и ведомой вилки отдельного карданного шарнира с учетом его структурных особенностей, как шарнира неравной угловой скорости, может быть представлена кинематическим уравнением связи

$$\psi_i = \varphi_i + \lambda \sin 2\varphi_i + \frac{\lambda^2}{2} \sin 4\varphi_i + \frac{\lambda^3}{3} \sin 6\varphi_i \dots \quad (1)$$

или в общем виде

$$\psi_i = \varphi_i + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\lambda^n}{n} \sin 2n\varphi_i, \quad (2)$$

где $\lambda = \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}$ — малый параметр.

Уравнение (1) получено разложением в ряд Фурье [5] передаточного числа карданного шарнира [6]

$$i = \frac{B}{1 + b \cos \theta},$$

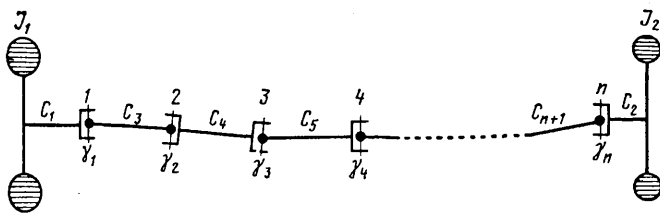


Рис. 1. Схема парциальной колебательной системы, эквивалентной карданной передаче с n шарнирами:
 J_1 — приведенные моменты инерции масс трансмиссии со стороны двигателя и коробки передач; J_2 — приведенные моменты инерции масс трансмиссии со стороны ведущего моста; C_1, C_2 — коэффициенты жесткости при кручении ведущего и ведомого валов карданной передачи; $C_3, C_4, \dots, C_n, C_{n+1}$ — коэффициенты жесткости при кручении соответствующих карданных валов; φ_1, φ_2 — углы поворота соответственно первой и второй масс; $\varphi_3, \varphi_4, \dots, \varphi_n, \varphi_{n+1}$ — углы поворота ведущих вилок соответствующих карданных шарниров; $\varphi_3, \varphi_4, \dots, \varphi_n, \varphi_{n+1}$ — углы поворота ведомых вилок карданных шарниров; $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$ — углы установки соответствующих карданных шарниров, расположенные в одной плоскости и не изменяющиеся при движении колебательной системы; $q_i = \varphi_i - \omega t$ — координаты, характеризующие колебание системы около равномерного вращательного движения

$$\text{где } \theta = 2\varphi; \quad b = -\frac{\sin^2 \gamma}{2 - \sin^2 \gamma}; \quad B = \frac{2 \cos \gamma}{2 - \sin^2 \gamma},$$

как периодической четкой функции переменной θ с периодом 2π и последующим почленным интегрированием этого ряда, сходящегося относительно φ .

Кинематическое уравнение связи определяет с любой степенью точности зависимость между углами поворота ведущей и ведомой вилок карданного шарнира.

Если принять, что в карданных передачах динамическое значение углов не превышает 20° , то в кинематическом уравнении связи (1) достаточно учитывать члены только первого порядка малости (остальные члены уравнения будут значительно меньше этих членов на два и более порядка). С учетом этого кинематическую связь между углами поворотов ведущих и ведомых вилок отдельных карданных шарниров можно представить в виде

$$\psi_i = \varphi_i + \lambda_i \sin 2\varphi_i. \quad (3)$$

В многошарнирной карданной передаче, имеющей углы установки карданных шарниров в одной плоскости, расположение ведущих вилок отдельных карданных шарниров по отношению к ведущей вилке первого карданного шарнира характеризуется фазовыми углами, равными обычно 90° , когда ведущая вилка расположена в плоскости, перпендикулярной плоскости ведущей вилки первого карданного шарнира, или равными 0° , когда ведущая вилка расположена в одной плоскости с ведущей вилкой первого карданного шарнира.

Если ведущая вилка i -го карданного шарнира имеет фазовый угол 90° , то для этого карданного шарнира в правой части кинематического уравнения связи (3) перед вторым членом появляется знак минус. Если ведущая вилка i -го карданного шарнира имеет фазовый угол 0° , то для этого случая справедливо уравнение (3). С учетом этого примем в рассматриваемой n -шарнирной карданной передаче фазовые углы ведущих вилок четных карданных шарниров равными 90° , а ведущих вилок нечетных карданных шарниров 0° . Для такой n -шарнирной карданной передачи с углами установки карданных шарниров в одной плоскости кинематическое уравнение примет вид:

$$\psi_{2+i} = \varphi_{2+i} + (-1)^{i+1} \lambda_i \sin 2\varphi_{2+i}, \quad \text{где } \lambda_i = \tan^2 \frac{\gamma_i}{2}. \quad (4)$$

При углах не более 20°

$$\lambda_i \approx \left(\frac{\gamma_i}{2} \right)^2. \quad (5)$$

Взаимосвязь установочных углов карданных шарниров с возникающими в анализируемой карданной передаче крутильными колебаниями вследствие кинематики карданных шарниров при вращении карданной передачи с некоторой угловой скоростью может быть выявлена из анализа дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода, описывающих колебания системы, эквивалентной многошарнирной карданной передаче, при установившемся режиме:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} = 0. \quad (6)$$

Уравнениями (6) описываются свободные колебания системы без затухания, что позволяет в первом приближении получить зависимости в более простом виде.

При рассмотрении малых колебаний системы, близких к гармоническим около равномерного вращательного движения, уравнение (6) может быть преобразовано в дифференциальное уравнение с относительными координатами $q = q_2 - q_1$:

$$\ddot{q} + p^2 \left[1 + \frac{4C}{J_1 + J_2} \mu_n \cos 2\omega t \right] q = \lambda_n p^3 \sin 2\omega t, \quad (7)$$

где

$$\lambda_n = \lambda_1 - \lambda_2 + \dots + (-1)^{n+1} \lambda_n; \quad (8)$$

$$\mu_n = \lambda_1 \left[-\frac{1}{C_1} J_1 + \left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \frac{1}{C_4} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_2 \right] - \lambda_2 \left[-\left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 + \left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_4} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_2 \right] + \dots + (-1)^{n+1} \lambda_n \left[-\left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_1 + \frac{1}{C_2} J_2 \right]. \quad (9)$$

Используя уравнение (5), уравнения (8) и (9) запишем в виде

$$\gamma_n^2 = \gamma_1^2 - \gamma_2^2 + \dots + (-1)^{n+1} \gamma_n^2; \quad (10)$$

$$\mu_n = \gamma_1^2 \left[-\frac{1}{C_1} J_1 + \left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \frac{1}{C_4} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_2 \right] - \gamma_2^2 \left[-\left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 + \left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_4} + \frac{1}{C_5} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_2 \right] + \dots + (-1)^{n+1} \gamma_n^2 \left[-\left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_1 + \frac{1}{C_2} J_2 \right]. \quad (11)$$

Дифференциальное уравнение (7), описывающее крутильные колебания анализируемой карданной передачи с n -карданными шарнирами, представляет собой уравнение Матье, показывающее, что для крутильных колебаний карданной передачи, возбуждаемых вследствие кинематики карданных шарниров, характерны кинематические колебания с частотой 2 кол/об, определяемые правой частью уравнения (7), и параметрические колебания, определяемые вторым членом левой части.

Из уравнения (7) видно, что для устранения в колебательной системе кинематических крутильных колебаний, определяемых правой частью уравнения (в дальнейшем эти колебания будем называть вынужденными кинематическими), необходимо,

чтобы $\lambda_n = \gamma_n^2$ было равно нулю, т. е. с учетом уравнения (10) можем записать

$$\gamma_1^2 - \gamma_2^2 + \dots + (-1)^{n+1} \gamma_n^2 = 0. \quad (12)$$

Для устранения в колебательной системе параметрических крутильных колебаний необходимо, чтобы входящая в уравнение (7) величина μ_n была равна нулю.

Для общего случая, когда в многошарнирной карданной передаче ведущие вилки отдельных карданных шарниров, как четных, так и нечетных, могут иметь фазовые углы, равные 90° и 0° , уравнение (12) может быть записано так:

$$\gamma_1^2 \pm \gamma_2^2 \pm \dots \pm \gamma_n^2 = 0, \quad (13)$$

а уравнение (11) в виде

$$\gamma_1^2 \left[-\frac{1}{C_1} J_1 + \left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \frac{1}{C_4} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_2 \right] \pm \gamma_2^2 \left[-\left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 + \left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_4} + \frac{1}{C_5} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_2 \right] \pm \dots \pm \gamma_n^2 \left[-\left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} + \dots + \frac{1}{C_{n+1}} \right) J_1 + \frac{1}{C_2} J_2 \right] = 0. \quad (14)$$

В уравнениях (13) и (14) перед значениями квадратов углов карданных шарниров принимается знак «плюс», если ведущая вилка карданного шарнира имеет фазовый угол 0° , или знак «минус», если ведущая вилка карданного шарнира имеет фазовый угол 90° .

При компоновке некоторых многшарнирных карданных передач в трансмиссии не всегда удается выбрать углы установки отдельных карданных шарниров точно в соответствии с уравнением (13). Возникает погрешность суммы $\Delta\gamma$, допустимая, как показывает практика, в пределах $1,5-2,5^\circ$.

Условия устранения в карданной передаче крутильных колебаний вследствие кинематики карданных шарниров, характеризующиеся уравнениями (13) и (14), соответствуют карданным передачам с любым числом карданных шарниров, начиная с одного. Однако выбрать величины углов в отдельных карданных шарнирах так, чтобы одновременно удовлетворялись уравнения (13) и (14), не всегда удается, а в некоторых конструкциях карданных передач при определенных фазовых углах ведущих вилок отдельных карданных шарниров этого достичь невозможно.

Например, в карданной передаче с одним карданным шарниром с теоретической точки зрения выполнение условия устранения вынужденных кинематических колебаний, соответствующего уравнению (13), означает исключение из колебательной системы карданного шарнира. В конструкции одношарнирной карданной передачи это условие требует минимальных значений углов карданного шарнира при его работе.

Условие устранения параметрических колебаний, соответствующее уравнению (14), для карданной передачи с одним карданным шарниром имеет вид:

$$\frac{J_2}{C_2} - \frac{J_1}{C_1} = 0. \quad (15)$$

Это уравнение показывает, что карданный шарнир должен располагаться в узле свободных колебаний колебательной системы (в реальных конструкциях практически близко к узлу свободных колебаний).

Для карданной передачи с двумя карданными шарнирами при фазовом угле ведущей вилки второго карданного шарнира, равном 90° , условие устранения вынужденных кинематических крутильных колебаний будет выполняться $\gamma_1^2 - \gamma_2^2 = 0$, если $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$. Однако при этом уравнение (14), соответствующее условию устранения параметрических колебаний, не будет удовлетворяться:

$$\frac{J_1 + J_2}{C_3} \neq 0. \quad (16)$$

Если фазовый угол ведущей вилки второго карданного шарнира равен 0° , то уравнение (13) не будет выполнено:

$$\gamma_1^2 + \gamma_2^2 \neq 0, \quad (17)$$

а уравнение (14) будет удовлетворяться:

$$\frac{J_2 \gamma_1^2 - J_1 \gamma_2^2}{C_3} = 0, \text{ если } J_2 \gamma_1^2 = J_1 \gamma_2^2. \quad (18)$$

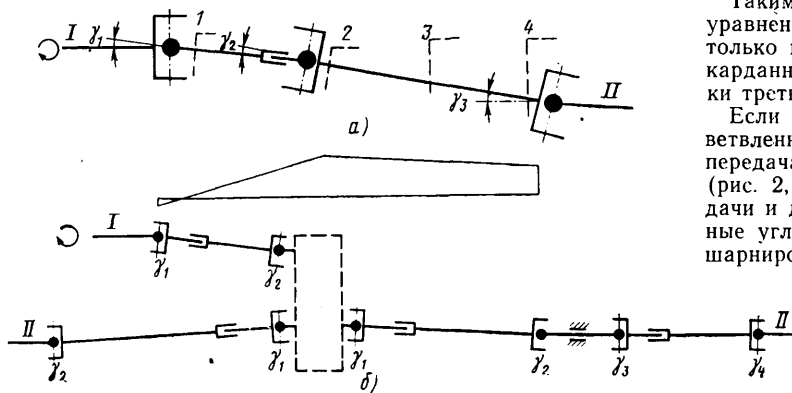


Рис. 2. Схемы трехшарнирной (а) и разветвленной (б) карданных трансмиссий грузовых автомобилей:
1—4 — сечения; I — ведущий вал; II — ведомый вал

Следовательно, для карданной передачи с двумя карданными шарнирами не могут быть удовлетворены одновременно уравнения (13) и (14), определяющие условия устранения в колебательной системе крутильных колебаний вследствие кинематики карданных шарниров.

Обычно в двухшарнирных карданных передачах стремятся уменьшить в первую очередь вынужденные кинематические крутильные колебания, т. е. при выборе углов выполнить уравнение (13), принимая для ведущей вилки второго карданного шарнира фазовый угол 90° .

Для карданной передачи с тремя карданными шарнирами, являющейся наиболее распространенной многшарнирной передачей, особенно в трансмиссиях автомобилей, уравнения (13) и (14) могут быть удовлетворены выбором величин углов установки и фазовых углов ведущих вилок второго и третьего карданных шарниров.

На рис. 2, а приведена схема трехшарнирной карданной передачи, у которой фазовый угол ведущей вилки второго карданного шарнира равен 90° , а ведущей вилки третьего карданного шарнира 0° .

При таком выборе соотношения фазовых углов ведущих вилок уравнение (13), представляющее собой условие устранения в колебательной системе вынужденных кинематических крутильных колебаний, будет выглядеть так:

$$\gamma_1^2 - \gamma_2^2 + \gamma_3^2 = 0, \quad (19)$$

а уравнение (14), представляющее собой условие устранения в колебательной системе параметрических крутильных колебаний с учетом уравнения (19), будет в виде

$$C_4 \gamma_1^2 = C_3 \gamma_3^2. \quad (20)$$

Если принять в трехшарнирной карданной передаче для ведущей вилки второго карданного шарнира фазовый угол 0° , а для ведущей вилки третьего карданного шарнира 90° , то уравнение (13) примет вид

$$\gamma_1^2 + \gamma_2^2 - \gamma_3^2 = 0, \quad (21)$$

а уравнение (14) с учетом уравнения (21) будет таково:

$$\left(\frac{1}{C_3} + \frac{1}{C_4} \right) \gamma_1^2 + \frac{1}{C_4} \gamma_2^2 \neq 0. \quad (22)$$

Для случая, когда фазовые углы ведущих вилок второго и третьего карданных шарниров равны 90° , уравнение (13) будет

$$\gamma_1^2 - \gamma_2^2 - \gamma_3^2 = 0, \quad (23)$$

а уравнение (14) с учетом уравнения (23) будет

$$\frac{1}{C_3} \gamma_2^2 + \left(\frac{1}{C_3} + \frac{1}{C_4} \right) \gamma_3^2 \neq 0. \quad (24)$$

При расположении ведущих вилок второго и третьего карданных шарниров в одной плоскости с ведущей вилкой первого карданного шарнира, т. е. когда фазовые углы равны 0° , уравнение (13) не будет удовлетворено, т. е.

$$\gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \gamma_3^2 \neq 0, \quad (25)$$

а уравнение (14) может быть удовлетворено.

Таким образом, для трехшарнирной карданной передачи уравнения (13) и (14) могут одновременно удовлетворяться только в случае, если фазовый угол ведущей вилки второго карданного шарнира равен 90° , а фазовый угол ведущей вилки третьего карданного шарнира 0° .

Если карданная передача представляет собой сложную разветвленную колебательную систему, как, например, карданная передача трансмиссии многоприводного грузового автомобиля (рис. 2, б), состоящая из четырехшарнирной карданной передачи и двух двухшарнирных карданных передач, то оптимальные углы установки в одной плоскости отдельных карданных шарниров выбирают сначала для четырехшарнирной карданной передачи по уравнениям (13) и (14) с учетом фазовых углов ведущих вилок, а затем для двухшарнирных карданных передач с учетом того, чтобы для этих карданных передач углы установки по абсолютной величине не превышали наибольшие значения выбранных углов установки карданных шарниров четырехшарнирной карданной передачи.

Проведенные эксперименты по измерению крутильных колебаний карданных валов в трехшарнирной карданной передаче грузового автомобиля, имеющего У-образный восьмицилиндровый карбюраторный двигатель, позволили практически оценить использование уравнений (13) и (14) при выборе углов установки

В испытуемой карданной передаче ведущая вилка второго карданного шарнира имела фазовый угол 90° , а ведущая вилка третьего карданного шарнира 0° (все углы установки были в одной плоскости). В соответствии с этим для такой трехшарнирной карданной передачи уравнение (13) будет иметь вид уравнения (19), а уравнение (14) — вид уравнения (20).

Крутильные колебания валов трехшарнирной карданной передачи одновременно измерялись в сечениях 1, 2, 3, 4 (рис. 2, а) при разгоне автомобиля на пятой (прямой) передаче.

Проведенный расчет частоты и относительных амплитуд свободных крутильных колебаний испытуемой трехшарнирной карданной передачи как парциальной колебательной системы трансмиссии грузового автомобиля показал, что парциальная основная частота свободных колебаний выбранной системы составляет 145 Гц, а узел свободных колебаний располагается вблизи сечения 1 (рис. 2, а).

По результатам проведенных измерений углы установки карданных шарниров в испытуемой трехшарнирной карданной передаче трансмиссии грузового автомобиля были равны: $\gamma_1 = 2,42^\circ$; $\gamma_2 = 5,5^\circ$; $\gamma_3 = 5,4^\circ$.

В соответствии с уравнением (19) для заданных значений углов γ_1 и γ_2 угол γ_3 должен быть равен $5,9^\circ$. Отличие расчетного значения угла γ_2 от существующего в трансмиссии автомобиля составило $0,4^\circ$, а общая погрешность углов установки $\Delta\gamma$ была равна $2,08^\circ$. Расчеты показали, что величины углов установки отдельных карданных шарниров трехшарнирной карданной передачи имели общую погрешность $\Delta\gamma$ в допустимых пределах.

Расчет по уравнению (20) произведений квадратов углов на жесткости валов при кручении показал, что произведение квадрата угла первого карданного шарнира на жесткость второго карданного вала в 6,6 раза меньше произведения квадрата угла третьего карданного шарнира на жесткость первого карданного вала, т. е. для данной трехшарнирной карданной передачи не выполнено условие, исключающее возможность возникновения на карданных валах параметрических крутильных колебаний.

Как показали эксперименты, при разгоне грузового автомобиля по шоссе на пятой передаче с минимальной скорости до максимальной несоблюдение в испытуемой карданной передаче уравнения (20) привело к возникновению на карданных валах параметрических крутильных колебаний с частотой одно коле-

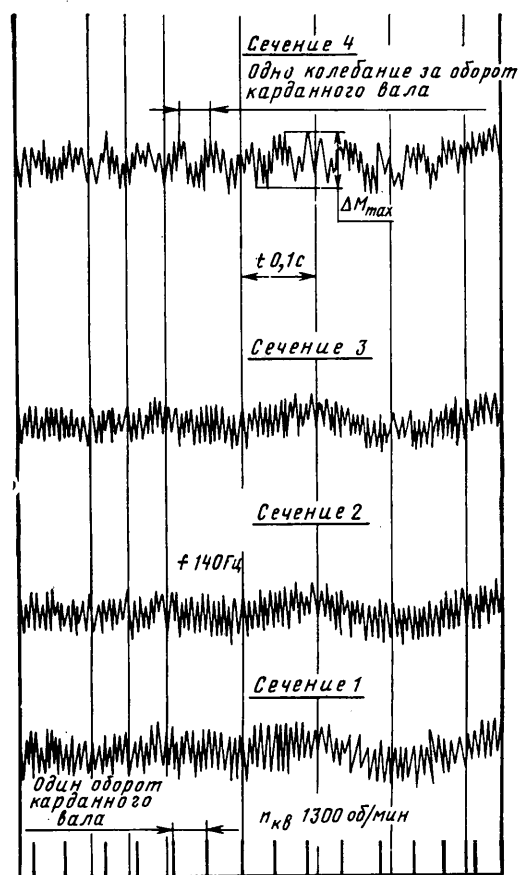


Рис. 3. Осциллограмма с записью колебательных процессов в четырех сечениях трехшарнирной карданной передачи

бание за оборот вала в диапазоне 1000—1500 об/мин карданных валов, т. е. при скоростях движения автомобиля на пятой (прямой) передаче не более 40 км/ч.

На рис. 3 представлена осциллограмма с зарегистрированным колебательным процессом во всех четырех сечениях карданной

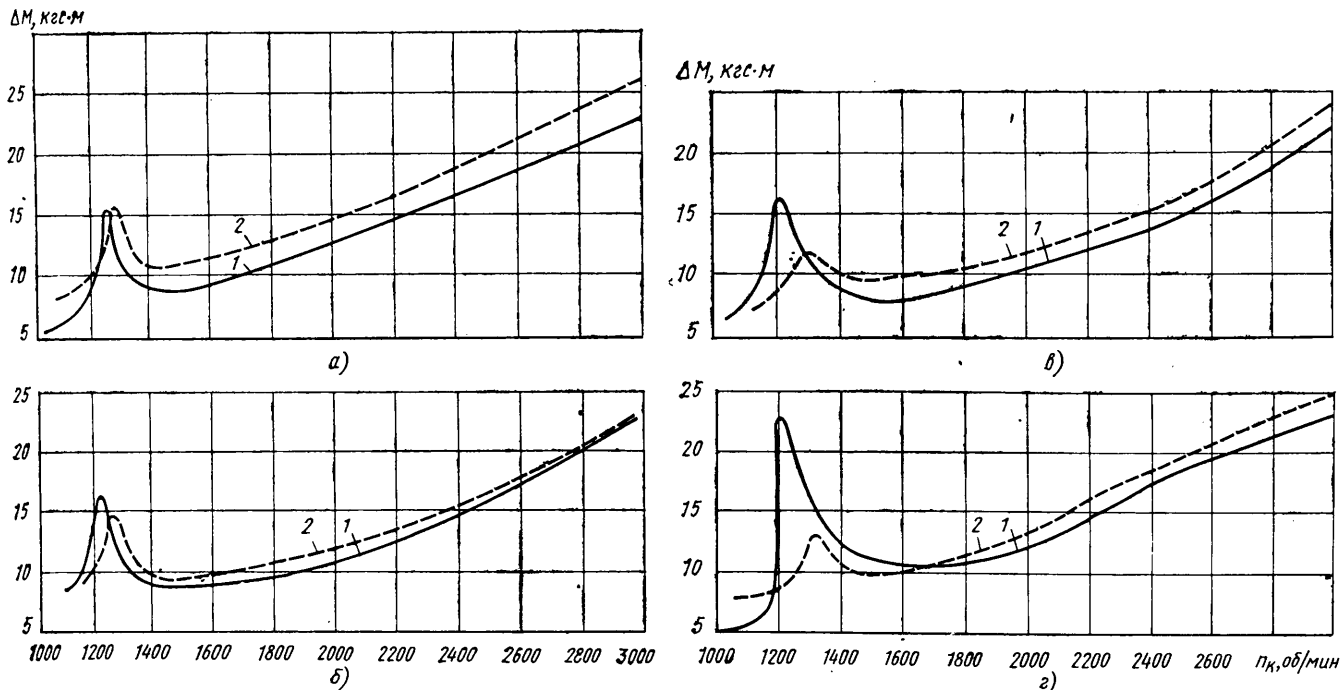


Рис. 4. Изменение размахов крутильных колебаний карданных валов в четырех сечениях трехшарнирной карданной передачи в зависимости от частоты ее вращения при разгоне автомобиля с минимальной скорости до максимальной на пятой (прямой) передаче: а — сечение 1; б — сечение 2; в — сечение 3; г — сечение 4; 1 — при принятых в трансмиссии углах установки карданных шарниров; 2 — при измененных во время испытаний углах установки карданных шарниров

передачи при частоте вращения 1300 об/мин. Из рис. 3 видно, что параметрические крутильные колебания достаточно четко проявились в сечении 4, наиболее удаленном от узла свободных колебаний парциальной колебательной системы. Параметрические крутильные колебания способствовали увеличению наибольших размахов резонанса крутильных колебаний, возбуждаемого при 1300 об/мин гармоникой 6,5 порядка переменной составляющей крутящего момента двигателя с частотой 140 Гц, соответствующей частоте свободных колебаний карданной передачи как парциальной колебательной системы. В сечениях 3 и 2 (рис. 3) параметрические колебания частотой одно колебание за оборот вала весьма мало заметны, а в сечении 1, т. е. вблизи узла колебаний, они отсутствуют. Наибольшие размахи крутильных колебаний в этом сечении определяются резонансом колебаний, возбуждаемым гармоникой 6,5 порядка переменной составляющей крутящего момента двигателя. При оборотах карданных валов свыше 1500 об/мин во время разгона грузового автомобиля по шоссе на пятой передаче наибольшие размахи крутильных колебаний во всех четырех сечениях испытуемой карданной передачи имели частоту 2 кол/об карданных валов, т. е. представляли собой вынужденные кинематические колебания карданной передачи.

Представленное на рис. 4 изменение наибольших размахов крутильных колебаний карданных валов во всех четырех сечениях в зависимости от частоты вращения валов при разгоне грузового автомобиля по шоссе на пятой (прямой) передаче показывает (кривые 1), что возникновение достаточно заметных в сечении 4 параметрических колебаний приводит к увеличению наибольших размахов колебаний в этом сечении в весьма узком диапазоне оборотов (1200—1300 об/мин) до значений, равных значениям наибольших размахов кинематических крутильных колебаний, возникающих при максимальных частотах вращения карданных валов. Во всех остальных сечениях карданной передачи в этом диапазоне частот вращения карданных валов наибольшие размахи крутильных колебаний в 1,4—1,6 раза меньше наибольших размахов вынужденных кинематических крутильных колебаний, возникающих при максимальных частотах вращения карданных валов (кривые 1, и рис. 4).

Изменение углов установки карданных шарниров в испытуемой трехшарнирной карданной передаче, при котором угол первого карданного шарнира был равен 5,7°, угол второго 0,8° и угол третьего 7°, позволило сократить до 2 раз по уравнению (20) различие произведений квадратов углов и жесткостей на

кручение карданных валов, но при этом по уравнению (19) погрешность углов установки $\Delta\gamma$ увеличилась до 9°, т. е. превысила допустимые пределы в 3,6 раза.

В карданной передаче с такими углами установки карданных шарниров при разгоне грузового автомобиля по ровному участку шоссе на пятой передаче не возникло параметрических крутильных колебаний, но при этом в сечениях 1 и 2 на 20—25% увеличились размахи вынужденных кинематических крутильных колебаний в диапазоне частот вращения карданных валов 1500—2000 об/мин и на 10% при более 2000 об/мин (кривые 2 на рис. 4). В сечениях 3 и 4 при частотах вращения валов свыше 1500 об/мин вынужденные кинематические крутильные колебания также увеличились на 10% (кривые 2 на рис. 4).

Как видно из результатов экспериментов, параметрические крутильные колебания вызывают увеличение наибольших размахов крутильных колебаний валов только в сечениях, удаленных от узла свободных колебаний многшарнирной карданной передачи, и в узком диапазоне частот вращения валов, не превышающем 100 об/мин. Выбор величин углов установки карданных шарниров и жесткостей валов на кручение в соответствии с уравнением (20) с учетом затухания колебаний в реальной колебательной системе обеспечивает устранение в колебательной системе параметрических крутильных колебаний.

Проведенный теоретический анализ и эксперименты показали, что оптимальные углы установки отдельных карданных шарниров карданной передачи следует выбирать исходя из условия устранения в колебательной системе, эквивалентной карданной передаче, вынужденных кинематических крутильных колебаний, а также из условия устранения в колебательной системе параметрических крутильных колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Терских В. П. Тезисы докладов третьего Всесоюзного съезда по теоретической и прикладной механике. М., «Наука», 1968.
2. Иванов С. Н. — «Труды НАМИ», 1974, вып. 72.
3. Быстров Г. М. — «Труды МВТУ», 1973, вып. 1.
4. Marriotti. „SAE Preprints“, 1964, № SP262.
5. Мамаева В. П., Бояришнова Р. М. — «Труды Пермского политехнического института», № 152, 1974.
6. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики, т. П. МГИИЛ, 1955.

УДК 629.113.012.83

К расчету пневматических рессор с комбинированными системами резинокордных упругих элементов

Ю. И. КУЗНЕЦОВ

НИКТИ шинной промышленности

ПРИМЕНЕНИЕ комбинированных систем резинокордных упругих элементов расширяет возможности управления нагрузочными характеристиками пневматической рессоры и позволяет обеспечить более высокие эксплуатационные качества [1 и 2].

В зависимости от конструктивного исполнения, назначения и способа расчета нагрузочных характеристик комбинированные системы можно разделить на несколько классов.

К классу I следует отнести многополостные круглые или удлиненные пневмобаллоны (рис. 1, а), двойные диафрагменные (рис. 1, б) и баллонно-диафрагменные упругие элементы (рис. 1, в), представляющие собой последовательно соединенные гофры резинокордных оболочек баллонного и диафрагменного типа, полости которых сообщаются между собой. Аналогично можно выполнить соединение отдельных упругих элементов с одногофровыми резинокордными оболочками (рис. 1, г).

Будем полагать, что каждый из составляющих гофров многогофровой оболочки представляет собой отдельную оболочку и, следовательно, соответствует отдельному упругому элементу. Через m обозначим число составляющих упругих элементов.

Нагрузочная характеристика пневматической рессоры с комбинированной системой упругих элементов класса I определяется уравнениями:

$$Q_I(x_I) = p_{nI}(x_I) S_{gI}(x_I); \quad (1)$$

$$S_{gI}(x_I) = S_{gi}(x_i) \quad (i = 1, 2, \dots, m); \quad (2)$$

$$x_I = \sum_{i=1}^m x_i, \quad (3)$$

где $Q_I(x_I)$ — грузоподъемность пневматической рессоры;

$p_{nI}(x_I)$ — избыточное давление рабочего газа;

$S_{gI}(x_I), S_{gi}(x_i)$ — эффективная площадь пневматической рессоры и i -го составляющего упругого элемента;

x_I, x_i — прогиб пневматической рессоры и i -го составляющего упругого элемента.

Жесткость $C_I(x_I)$ пневматической рессоры с комбинированной системой упругих элементов класса I находим по формулам:

$$C_I(x_I) = \frac{n [p_{nI}(x_I) + p_a] S_{gI}^2(x_I)}{V_I(x_I)} + \frac{p_{nI}(x_I) d S_{gI}(x_I)}{d x_I}; \quad (4)$$

$$\frac{1}{d S_{gI}(x_I)} = \sum_{i=1}^m \frac{1}{d S_{gi}(x_i)}, \quad (5)$$

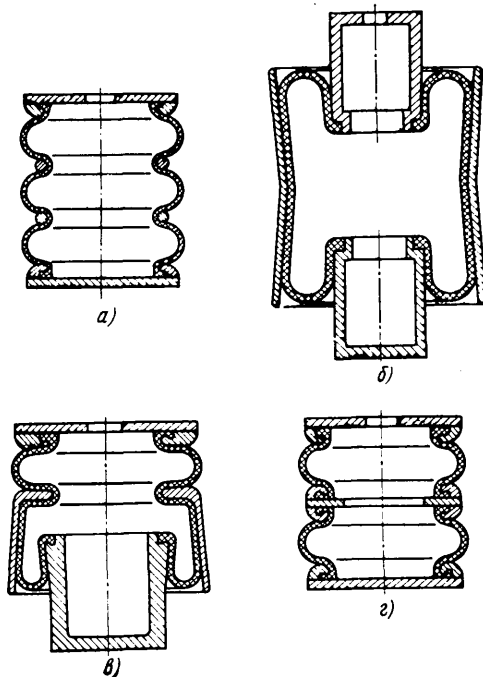


Рис. 1. Конструктивное исполнение комбинированных систем упругих элементов класса I

где $V_I(x_i)$ — объем рабочего газа;
 n — показатель политропы;
 p_a — атмосферное давление (давление внешней среды).

Класс II образуют последовательно расположенные отдельные упругие элементы с резинокордными оболочками различного типа, полости которых не сообщаются между собой и находятся в общем случае под действием различных по величине избыточных давлений рабочего газа (рис. 2). Преимуществом комбинированных систем упругих элементов этого класса является возможность последовательного соединения упругих элементов, отличающихся габаритными размерами и величинами эффективных площадей.

Нагрузочную характеристику и жесткость пневматической рессоры с комбинированной системой упругих элементов класса II находим по уравнениям:

$$Q_{II}(x_{II}) = Q_i(x_i) \quad (i = 1, 2, \dots, m); \quad (6)$$

$$x_{II} = \sum_{i=1}^m x_i; \quad (7)$$

$$\frac{1}{C_{II}(x_{II})} = \sum_{i=1}^m \frac{1}{C_i(x_i)}, \quad (8)$$

где $Q_i(x_i)$, $C_i(x_i)$ — грузоподъемность и жесткость i -го составляющего упругого элемента.

Назначение комбинированных систем упругих элементов классов I и II состоит в получении достаточно мягких нагрузочных характеристик и в увеличении рабочего хода пневматической рессоры.

В класс III входят параллельно расположенные упругие элементы с резинокордными оболочками, полости которых сообщаются между собой (рис. 3). Составляющие упругие элементы испытывают такой же прогиб, что и пневматическая рессора: $x_{III} = x_i = x$.

В этом случае нагрузочная характеристика пневматической рессоры имеет вид

$$Q_{III}(x) = p_{III}(x) \sum_{i=1}^m S_{gi}(x), \quad (9)$$

а жесткость

$$C_{III}(x) = \frac{n [p_{III}(x) + p_a] \left[\sum_{i=1}^m S_{gi}(x) \right]^2}{V_{III}(x)} +$$

$$+ p_{III}(x) \sum_{i=1}^m \frac{d S_{gi}(x)}{d x}, \quad (10)$$

т. е. комбинированная система упругих элементов класса III представляет собой обыкновенный упругий элемент, эффективная площадь которого равна сумме эффективных площадей составляющих упругих элементов.

Если полости резинокордных оболочек изолировать друг от друга, то получим класс IV комбинированных систем упругих элементов.

В этом случае нагрузочную характеристику и жесткость находим по формулам:

$$Q_{IV}(x) = \sum_{i=1}^m p_{ni}(x) S_{gi}(x); \quad (11)$$

$$C_{IV}(x) = \sum_{i=1}^m C_i(x). \quad (12)$$

Комбинированные системы упругих элементов классов III и IV позволяют получить высокую грузоподъемность по сравнению с обычными упругими элементами.

Класс V образуют два упругих элемента встречного действия с сообщающимися между собой резинокордными оболочками (рис. 4). При сжатии пневматической рессоры на величину x (схема приложения нагрузки показана на рис. 4 стрелками) несущий упругий элемент также сжимается на величину x , а верхний разгружающий упругий элемент испытывает отбой $-x$.

Нагрузочная характеристика пневматической рессоры с комбинированной системой упругих элементов этого класса имеет вид

$$Q_V(x) = p_{IV}(x) [S_{g1}(x) - S_{g2}(-x)], \quad (13)$$

где $S_{g1}(x)$, $S_{g2}(-x)$ — эффективные площади несущего и разгружающего упругих элементов.

Жесткость

$$C_V(x) = \frac{n [p_{IV}(x) + p_a] [S_{g1}(x) - S_{g2}(-x)]^2}{V_V(x)} + p_{IV}(x) \left[\frac{d S_{g1}(x)}{d x} + \frac{d S_{g2}(-x)}{d (-x)} \right]. \quad (14)$$

Наконец, класс VI комбинированных систем упругих элементов может быть получен из класса V, если полости составляющих упругих элементов изолированы друг от друга. В этом случае нагрузочную характеристику и жесткость находят по формулам:

$$Q_{VI}(x) = p_{n1}(x) \cdot S_{g1}(x) - p_{n2}(-x) \cdot S_{g2}(-x); \quad (15)$$

$$C_{VI}(x) = C_1(x) + C_2(-x). \quad (16)$$

Комбинированные системы упругих элементов классов V и VI наряду с уменьшением грузоподъемности обеспечивают увеличение жесткости и, следовательно, имеют более высокие частоты собственных колебаний около положения статического равновесия подрессориваемого объекта, чем обыкновенные упру-

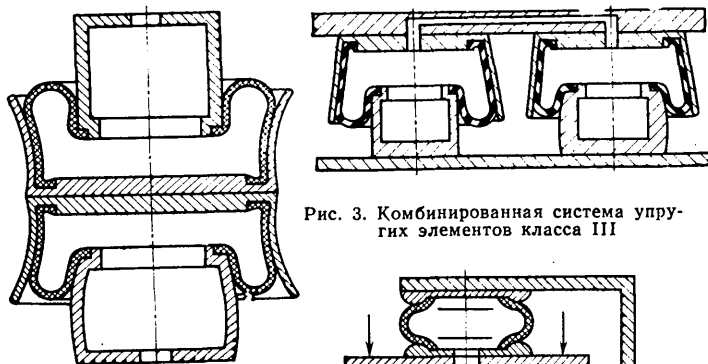


Рис. 3. Комбинированная система упругих элементов класса III

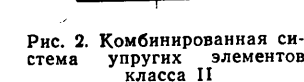


Рис. 2. Комбинированная система упругих элементов класса II

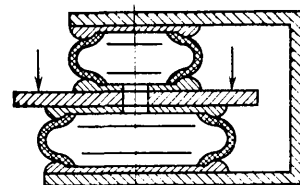


Рис. 4. Комбинированная система упругих элементов класса V

гие элементы такой же грузоподъемности, с таким же рабочим ходом.

Прочие типы комбинированных систем упругих элементов, использующих различные комбинации последовательного и параллельного соединения составляющих упругих элементов, приводятся к одному или к нескольким рассмотренным выше классам.

В процессе проектирования новых пневматических рессор с комбинированными системами упругих элементов необходимо определить конструктивные параметры каждого составляющего упругого элемента, обеспечивающие заданную нагрузочную характеристику

$$Q(x) = \varphi(x), \quad (17)$$

где $\varphi(x)$ — некоторая известная функция.

Как известно [3], по заданной нагрузочной характеристике $\varphi(x)$ можно установить необходимые законы изменения избыточного давления рабочего газа $p_n(x)$ и эффективной площади

$$S_3(x) = \frac{\varphi(x)}{p_n(x)}, \quad (18)$$

если заданы начальные величины избыточного давления и объема рабочего газа.

Однако условий (17) и (18) недостаточно для определения законов изменения нагрузочных характеристик или эффективных площадей всех составляющих упругих элементов, и поэтому приходится каким-либо образом выбирать $m-1$ законов $S_{3i}(x_i)$ в случае использования комбинированных систем упругих элементов классов I, III и V или $m-1$ законов $Q_i(x_i)$ в случае использования комбинированных систем упругих элементов классов II, IV и VI.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. М., Машгиз, 1963.
2. Равкин Г. О. Пневматическая подвеска автомобиля. М. Машгиз, 1962.
3. Бухин Б. Л. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 9.

УДК 629.113.012.81

Исследование динамики торможения автомобилей с учетом влияния типа подвески

Д-р техн. наук Р. И. ФУРУНЖИЕВ, О. В. БУГАЙ

Белорусский политехнический институт

ТОРМОЗНЫЕ системы автомобилей и их тормозная динамика достаточно полно исследованы в работах Ю. Б. Беленького, Н. Ф. Метлюка, Н. А. Бухарина и др. Системы поддрессирования автомобилей достаточно подробно рассмотрены в работах Р. В. Ротенберга, Я. М. Певзнера, Н. Н. Яценко и др. Однако недостаточно внимания уделено совместному рассмотрению систем торможения и поддрессирования. В частности, не отражены вопросы влияния на тормозную динамику автомобилей структуры подвесок. Как показали проведенные авторами расчеты, схема подвески существенно влияет не только на ее развесовку, но и на перераспределение реакций на колесах при разгоне и торможении автомобиля, на которые при нескольких типах подвесок в разной степени влияет распределение тормозных усилий по осям.

Была предпринята попытка исследовать влияние схемы подвески задней тележки трехосного автомобиля на его тормозную динамику, в частности рассмотрены случаи применения одно-, двух- и трехопорных подвесок задних тележек. На рис. 1—3 в виде расчетных схем представлены подвески трех типов, причем для каждой из них были составлены системы уравнений статики с учетом инерционных сил.

Балансирной подвеске (рис. 1) при $a=b$ соответствует система

$$R_1(l_1 + l_A) - G_A l_A - P_{ja} h = 0;$$

$$G_A l_1 - (R_2 + R_3)(l_1 + l_A) - P_{ja} h = 0,$$

а подвеске (рис. 2) — система уравнений

$$G_n l_1 - P_{jn} h - N_1(l_1 - l_A) + F_1 h_1 - N_2(l_1 + l_B) + F_2 h_2 - P_{j1} r = 0;$$

$$N_2 + N_1 + R_1 - G_1 - G_n = 0;$$

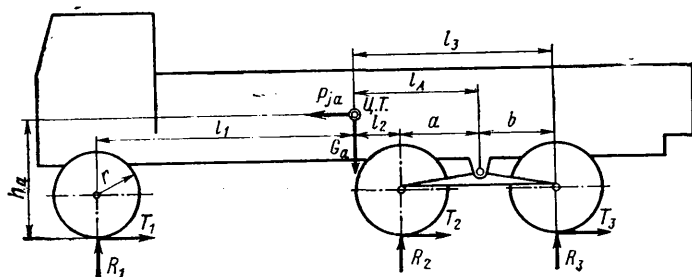


Рис. 1. Расчетная схема трехосного автомобиля с одноопорной балансирной задней подвеской

$$\begin{aligned} F_3 - F_2 &= 0; \\ N_3 + N_4 - N_2 &= 0; \\ N_3 c - N_4 d - F_3 h_3 - T_3 r &= 0; \\ T_2 - P_{j2} - F_1 &= 0; \\ R_2 - G_2 - N_1 - N_3 &= 0; \\ N_3 b - F_1 h_4 - N_1 a - T_2 r &= 0; \\ T_3 - P_{j3} - F_3 &= 0; \\ R_3 - G_3 - N_4 &= 0. \end{aligned}$$

Для подвески, показанной на рис. 3, имеем

$$\begin{aligned} G_n l_1 + F h - N_1(l_1 - l_A) - N_2(l_1 + l_B) - N_3(l_1 + l_C) - \\ - P_{jn} h - P_{j1} r &= 0; \\ R_1 + N_1 + N_2 + N_3 - G_n - G_1 &= 0; \\ N_4 c - N_5 d - (F_1 + F_2) h_3 &= 0; \\ N_4 + N_5 - N_2 &= 0; \\ F_1 + F_2 - F &= 0; \\ N_4 b - N_1 a - T_2 r - F_1 h_1 &= 0; \end{aligned}$$

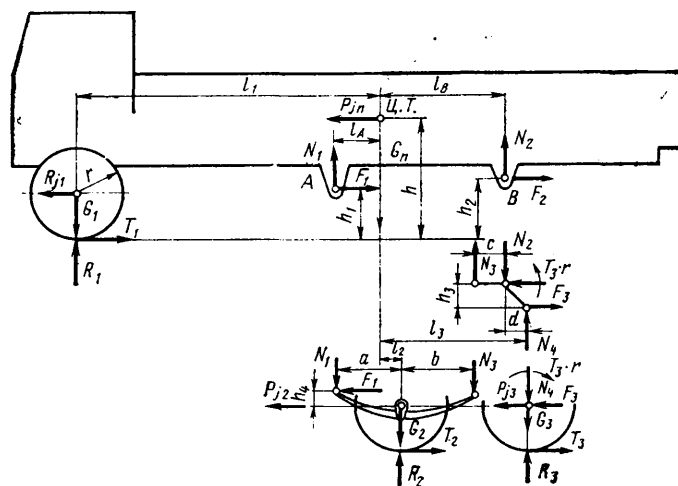


Рис. 2. Расчетная схема трехосного автомобиля с двухопорной балансирной задней подвеской

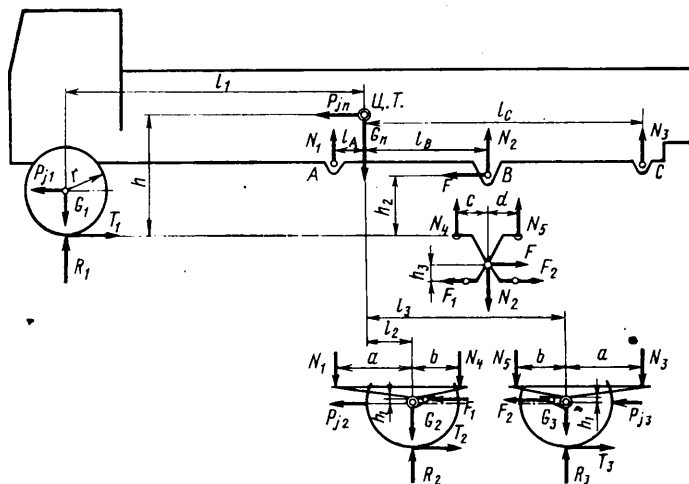


Рис. 3. Расчетная схема трехосного автомобиля с трехопорной балансирной задней подвеской

$$\begin{aligned} R_2 - N_1 - N_4 - G_2 &= 0; \\ T_2 - P_{j2} - F_1 &= 0; \\ N_3 a - N_5 b - F_2 h_1 - T_3 r &= 0; \\ R_3 - G_3 - N_5 - N_3 &= 0; \\ T_3 - P_{j3} - F_2 &= 0. \end{aligned}$$

Анализу был подвергнут трехосный грузовой автомобиль общим весом $G_a = 23\,700$ кг для трех типов подвески задней тележки (одно-, двух- и трехопорных) и двух вариантов перераспределения тормозных усилий между осями. По первому варианту $T_1 = 0,24T$; $T_2 = T_3 = 0,38T$; по второму варианту $T_3 =$

Таблица 1

Параметры	Тип подвески задней тележки			Параметры	Тип подвески задней тележки		
	одно-опорная	двух-опорная	трех-опорная		одно-опорная	двух-опорная	трех-опорная
G_n в кг		20 380		h в см	125	125	125
G_1 в кг		720		h_1 в см	—	53	4
G_2 в кг		1 480		h_2 в см	—	73	73
G_3 в кг		1 120		h_3 в см	—	17	22
l_1 в см	347,5	347,5	347,5	h_4 в см	—	0	—
l_2 в см	51,2	30	47,3	a в см	70	67	80
l_3 в см	191,2	130	199,7	b в см	70	80	54,5
l_A в см	121,2	64	32,7	c в см	—	30	19,4
l_B в см	—	114,1	121,2	d в см	—	17	24
l_C в см	—	—	279,7	r в см	53	53	53

$= 0,24T$; $T_1 = T_2 = 0,38T$ (T — суммарное тормозное усилие; T_1 , T_2 , T_3 — тормозные усилия на первой, второй и третьей осях соответственно).

Решение приведенных выше систем уравнений после подстановки исходных данных из табл. 1 позволило найти величины реакций R_1 , R_2 , R_3 (в кгс) в зависимости от величины замедления (в m/c^2) для трех типов подвески задней тележки и двух вариантов распределения общего тормозного усилия. Результаты решения приведены в табл. 2.

Таблица 2

Тип подвески задней тележки	Распределение тормозных усилий между осями	
	Первый вариант	Второй вариант
Одноопорная*	$R_1 = 6128,5 + 581,5 j$ $R_2 = R_3 = 8785,7 - 290,7 j$	
Двухопорная	$R_1 = 8904,7 + 1365 j$ $R_2 = 7239 + 917 j$ $R_3 = 6556 - 2282 j$	$R_1 = 8904,7 + 1138 j$ $R_2 = 8239 + 267 j$ $R_3 = 6556 - 1405 j$
Трехопорная	$R_1 = 5804 + 131 j$ $R_2 = 9939 + 961 j$ $R_3 = 7957 - 1092 j$	$R_1 = 5804 + 266 j$ $R_2 = 9939 + 602 j$ $R_3 = 7957 - 868 j$

* $R_1 = R_3$ только при $a = b$ (см. рис. 1).

Как видно из данных табл. 2, при одноопорной подвеске задней тележки перераспределение веса при торможении не зависит от соотношения тормозных усилий между осями, в то время как в двух других случаях эта зависимость существенна. Кроме того, в случае одноопорной подвески задней тележки при торможении оси последней разгружаются, тогда как при двух других типах подвески разгружается только третья ось автомобиля.

Таким образом, для создания автомобиля с оптимальной динамикой торможения необходимо учитывать влияние схемы подвески автомобиля. В равной степени это справедливо для автомобилей всех типов. Подобный анализ в каждом конкретном случае позволяет более обоснованно выбрать схему и параметры тормозной системы автомобиля с тем, чтобы полностью использовать его сцепной вес при торможении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Беленький Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в расчете тормозов. М., «Машиностроение», 1965.
- Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М., Машгиз, 1950.
- Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972.
- Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. М., Машгиз, 1963.
- Яценко Н. Н. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 12.
- Фурунжиев Р. И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. Минск, «Высшая школа», 1971.

УДК 629.113.073

К оценке устойчивости движения автомобиля

Д-р техн. наук Р. А. АКОПЯН, В. В. МАКАРОВ

Львовский филиал ВНИИФТРИ,
Львовский политехнический институт

БОЛЬШИНСТВО современных работ по исследованию устойчивости движения автомобилей основано на общих методах теории устойчивости А. М. Ляпунова. Согласно этой теории движение автомобиля устойчиво, если его возмущенное движение, вызванное действием единичных возмущений, мало отличается от невозмущенного [1 и 2]. Единичными возмущениями являются порывы бокового ветра, боковые удары колес о неровности дороги и бордюры тротуара, кратковременные тормозные моменты на колесах и др. Такая оценка устойчивости движения автомобилей представляется несколько ограниченной, поскольку теория А. М. Ляпунова охватывает только один класс движений механических систем — движения с бесконечно малыми возмущениями начальных условий.

В действительности большинство движений происходит при наличии постоянно действующих возмущений. Строго математически трактовка задачи об устойчивости движения при постоянно действующих возмущениях заключается в анализе устойчивости нулевых решений системы дифференциальных уравнений возмущенного движения при малых вариациях свободных членов. В отличие от теории А. М. Ляпунова, где критерий устойчивости — условие одновременной отрицательности вещественных частей всех корней характеристического уравнения, в рассматриваемой задаче критерий устойчивости — условие одновременной положительности всех характеристических чисел системы дифференциальных уравнений возмущенного движения [3]. Определение знака характеристических чисел

в общем случае представляет собой сложную математическую задачу, и до сих пор нет эффективных методов для ее решения. Поэтому особый теоретический интерес представляют задачи, допускающие решения в замкнутой форме.

При движении автомобилей за постоянно действующие возмущения, как частный случай, можно принять колебания неподдресоренных и поддресоренной масс. Из них наиболее значимыми по отношению к устойчивости движения автомобилей являются колебания управляемых колес относительно шкворней, известные под названием «шимми». Исходя из того, что движение автомобилей при «шимми» аналогично движению автомобиля на повороте с переменным радиусом, уравнения возмущенного движения можно получить обобщением известных уравнений Я. М. Певзнера [1]. Для этого достаточно предположить изменчивость угла поворота колес θ с течением времени. Приводя уравнения Я. М. Певзнера к новым переменным x, y, φ , характеризующим соответственно поступательное движение автомобиля в продольной и поперечной плоскостях дороги и изменении направления движения, и допуская, что $a_0 = 2b_0$, $2k_1 = k_2$, получим следующие уравнения возмущенного движения автомобиля:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} - \varphi \ddot{y} &= 0; \\ \varphi \ddot{x} + \ddot{y} + \frac{3k_1}{Mv_a} \dot{y} + \frac{2k_1}{M} \theta &= 0; \\ \ddot{\varphi} + \frac{3k_1 a_0}{Jv_a} \dot{\varphi} - \frac{k_1 a_0}{J} \theta &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где k_1, k_2 — коэффициенты бокового увода соответственно передних и задних колес;
 M — масса автомобиля;
 J — момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести;
 a_0, b_0 — расстояние от центра тяжести автомобиля соответственно до передней и задней осей;
 θ — угол поворота управляемых колес относительно шкворней;
 v_a — поступательная скорость автомобиля.

В общем случае временная зависимость угла поворота управляемых колес относительно шкворней представляется следующими выражениями:

при постоянно действующей нагрузке

$$\theta = \sum a_n \sin \mu_n t; \quad (2)$$

при единичном возмущении в затухающем режиме

$$\theta = \sum a_n e^{-\lambda_n t} \sin \mu_n t; \quad (3)$$

при единичном возмущении в автоколебательном режиме

$$\theta = \sum a_n e^{+\lambda_n t} \sin \mu_n t. \quad (4)$$

Рассмотрим характер движения автомобиля в каждом указанном случае. Уравнение (2) можно привести к виду

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} + A_1 \dot{y} &= A_2 \theta(t); \\ \ddot{\varphi} + B_1 \dot{\varphi} &= B_2 \theta(t), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

при этом

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{3k_1}{Mv_a}; \quad B_1 = \frac{3k_1 a_0}{Jv_a}; \\ A_2 &= -\frac{2k_1}{M}; \quad B_2 = \frac{k_1 a_0}{J}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Общее решение однородной части системы уравнений (5) можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= a_{1y} + a_{2y} e^{-A_1 t}; \\ \varphi_0 &= a_{1\varphi} + a_{2\varphi} e^{-B_1 t}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

а частное решение неоднородной части

$$\left. \begin{aligned} y^* &= \int_0^t A_2 \theta(\tau) \Phi_y(t-\tau) d\tau; \\ \varphi^* &= \int_0^t B_2 \theta(\tau) \Phi_\varphi(t-\tau) d\tau, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где Φ_y, Φ_φ — подлежащие определению функции.

Подставляя уравнения (8) и (5), получим

$$\left\{ \begin{aligned} &\Phi_y(0) \dot{\theta} + [\dot{\Phi}_y(0) + A_1 \Phi_y(0)] \theta + \\ &+ \int_0^t [\ddot{\Phi}_y(t-\tau) + A_1 \dot{\Phi}_y(t-\tau)] \theta d\tau = 0; \\ &\Phi_\varphi(0) \dot{\theta} + [\dot{\Phi}_\varphi(0) + B_1 \Phi_\varphi(0)] \theta + \\ &+ \int_0^t [\ddot{\Phi}_\varphi(t-\tau) + B_1 \dot{\Phi}_\varphi(t-\tau)] \theta d\tau = \theta. \end{aligned} \right. \quad (9)$$

Система уравнений (9) позволяет выбрать искомые функции, удовлетворяющие уравнениям

$$\ddot{\Phi}_y + A_1 \dot{\Phi}_y = 0; \quad \ddot{\Phi}_\varphi + B_1 \dot{\Phi}_\varphi = 0 \quad (10)$$

при начальных условиях

$$\left. \begin{aligned} \Phi_y(0) &= 0; \\ \dot{\Phi}_y(0) + A_1 \Phi_y(0) &= 1; \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} \Phi_y(0) &= 0; \\ \dot{\Phi}_\varphi(0) + B_1 \Phi_\varphi(0) &= 1 \end{aligned} \right\}$$

в виде

$$\Phi_y = \frac{1}{A_1} (1 - e^{-A_1 t}); \quad (11)$$

$$\Phi_\varphi = \frac{1}{B_1} (1 - e^{-B_1 t}). \quad (12)$$

С учетом уравнений (12) и нулевых начальных условий общее решение уравнений (5) можно получить при использовании выражений

$$\begin{aligned} y &= \frac{A_2}{A_1} \int_0^t \theta(\tau) [1 - e^{-A_1(t-\tau)}] d\tau; \quad \varphi = \\ &= \frac{B_2}{B_1} \int_0^t \theta(\tau) [1 - e^{-B_1(t-\tau)}] d\tau. \end{aligned} \quad (13)$$

Пользуясь методом суперпозиции колебаний, можно вместо выражений (2)–(4) подставлять в уравнения (13) соответственно $a_n \sin \mu_n t$; $a_n e^{-\lambda_n t} \sin \mu_n t$; $a_n e^{+\lambda_n t} \sin \mu_n t$ и получим следующие решения:

$$\begin{aligned} y &= \frac{A_2}{A_1} a_n \left\{ 1 - \cos \mu_n t - \frac{1}{A_1^2 + \mu_n^2} \times \right. \\ &\times [\mu_n - e^{-A_1 t} (A_1 \sin \mu_n t + \mu_n \cos \mu_n t)] \Big\}; \\ y &= \frac{A_2}{A_1} \frac{a_n}{\lambda_n^2 + \mu_n^2} [\mu_n - e^{-\lambda_n t} (\lambda_n \sin \mu_n t + \mu_n \cos \mu_n t)] - \\ &- \frac{A_2}{A_1} \frac{a_n}{(A_1 - \lambda_n)^2 + \mu_n^2} \times \\ &\times \{ \mu_n + e^{(A_1 - \lambda_n)t} [(A_1 - \lambda_n) \sin \mu_n t - \mu_n \cos \mu_n t] \} e^{-A_1 t}; \\ y &= \frac{A_2}{A_1} \frac{a_n}{\lambda_n^2 + \mu_n^2} [\mu_n + e^{\lambda_n t} (\lambda_n \sin \mu_n t - \mu_n \cos \mu_n t)] - \\ &- \frac{A_2}{A_1} \frac{a_n}{(A_1 + \lambda_n)^2 + \mu_n^2} \times \\ &\times \{ \mu_n + e^{(A_1 + \lambda_n)t} [(A_1 + \lambda_n) \sin \mu_n t - \mu_n \cos \mu_n t] \} e^{-A_1 t}. \end{aligned} \quad (14)$$

(для переменного угла φ выражения аналогичны).

Нетрудно заметить, что выражения (14) характеризуют степень отклонения движения автомобиля от прямолинейного движения, причем решение, полученное при возрастании $\theta(t) \rightarrow \infty$, неограниченное, так как содержит экспоненциальный член с положительной степенью. Неограниченность указанного решения свидетельствует о неустойчивом движении автомобиля. В реальных конструкциях наличие нелинейных характеристик ограничивает возрастание угла θ . Для анализа остальных решений следует количественно оценить реальные колебания управляемых колес относительно шкворней.

Свободные колебания управляемых колес автобусов с учетом запаздывания отпечатка шины, переменного радиуса качения и гироскопического момента рассмотрены в работах [4 и 5] и при принятых в них обозначениях описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned}\ddot{\theta} + \varepsilon_{\theta} \dot{\theta} + E_{\theta} \theta - v_a D_{\theta} \dot{\psi} + H_{\theta} \psi &= 0; \\ \ddot{\psi} + \varepsilon_{\psi} \dot{\psi} + E_{\psi} \psi + v_a D_{\psi} \dot{\theta} + H_{\psi} \theta &= 0.\end{aligned}\quad (15)$$

Характеристический полином для этих уравнений имеет вид

$$\begin{aligned}p^4 + (\varepsilon_{\theta} + \varepsilon_{\psi}) p^3 + (E_{\psi} + E_{\theta} - \varepsilon_{\psi} \varepsilon_{\theta} - D_{\psi} D_{\theta} v_a^2) p^2 + \\ + (\varepsilon_{\psi} E_{\theta} + \varepsilon_{\theta} E_{\psi} + D_{\theta} H_{\psi} v_a - D_{\psi} H_{\theta} v_a) p + \\ + E_{\psi} E_{\theta} - H_{\psi} H_{\theta} = 0.\end{aligned}\quad (16)$$

Значения величин коэффициентов уравнений (15) и (16) для автобуса «Украина» с однорычажной независимой подвеской управляемых колес следующие:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\psi} = 8,16; \varepsilon_{\theta} = 5,42 - \frac{8,5}{v_a}; E_{\psi} = 5094; E_{\theta} = 1510; D_{\psi} = \\ = 0,108 - \frac{8,5}{v_a^2}; \\ D_{\theta} = 4,42; H_{\psi} = 56,6; H_{\theta} = 1335.\end{aligned}$$

Действительные и мнимые части корней уравнения (16) представляют собой коэффициенты затухания и колебания

$$p_{1,2} = -\lambda_1 \pm i\mu_1; p_{3,4} = -\lambda_2 \pm i\mu_2,$$

причем отрицательные вещественные части предопределены выполнением условий Гурвица для коэффициентов уравнения (16) [4].

Согласно теореме Виетта

$$p_1 + p_2 + p_3 + p_4 = -(\varepsilon_{\theta} + \varepsilon_{\psi}),$$

где

$$\lambda_1 + \lambda_2 = \frac{1}{2}(\varepsilon_{\theta} + \varepsilon_{\psi}),$$

т. е. величины коэффициентов затухания колебаний управляемых колес определяют второй коэффициент характеристического уравнения. Минимум часть определяют величины E_{θ} , E_{ψ} , H_{θ} , H_{ψ} , на несколько порядков превосходящие величины ε_{ψ} и ε_{θ} . Отсюда следует, что $\lambda_n \ll \mu_n$. Принимая также во внимание значения коэффициентов уравнений (5), подсчитанных для автобуса «Украина», которые приведены ниже, можно прийти к выводу, что отклонения от прямолинейного движения с истечением времени при единичном затухающем возмущении стремятся к нулю, а при постоянно действующем возмущении колеблются в диапазоне

$$|y| < \frac{A_2}{A_1} \frac{a_n}{\mu_n}; \quad |\varphi| = \frac{B_2}{B_1} \frac{a_n}{\mu_n}.\quad (17)$$

Коэффициенты уравнения (5), соответствующие автобусу «Украина», следующие: $L=5,45$ м; $a_0=3,33$ м; $b_0=2,12$; $k=6800$ кгс/рад; $M=1290$ кгс·с²/м; $J=9540$ кгс·м·с²,

$$A_1 = \frac{15,8}{v_a} \text{ 1/с}, \quad B_1 = \frac{23,8}{v_a} \text{ 1/с}.$$

$$A_2 = -10,54 \text{ 1/с}^2; \quad B_2 = 2,37 \text{ 1/с}^2.$$

Как известно, характеристическим числом функции $y=y(t)$ является следующий предел:

$$\{y(t)\} = -\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{\ln |y(t)|}{t}.\quad (18)$$

Нетрудно доказать, что при $\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) = 0$ характеристическое

число функции будет положительным, тем самым свидетельствуя о асимптотической устойчивости движения автомобилей при единичных возмущениях в затухающем режиме. При постоянно действующих возмущениях неравенство (17) обуславливает нулевое значение характеристического числа, что является критическим случаем, не поддающимся анализу в современной теории устойчивости движения автомобиля. Однако

нетрудно заметить связь отклонений $y(t)$ и $\varphi(t)$ от скорости движения: при увеличении скорости движения коэффициенты A_1 и B_1 стремятся к нулю. Последнее означает рост отклонений от невозмущенного движения при постоянно действующих возмущениях, свидетельствуя тем самым о неустойчивости движения.

Следовательно, одним из условий устойчивости движения автомобилей является необходимость затухания колебаний управляемых колес. Однако это условие не является единственным для обеспечения устойчивости движения, так как формирование устойчивости или неустойчивости движения представляет собой процесс, зависящий от множества факторов.

Наиболее часто неустойчивость проявляется при движении автомобиля на повороте, по участку дороги с большим поперечным уклоном и при торможении с заблокированными колесами. Она заключается в наличии поперечного скольжения автомобиля или одной из его осей (заноса). В этих случаях неустойчивость движения наступает при превышении возникающих боковых усилий и поворачивающего момента над реакциями дорожной поверхности. Помимо скольжения колес, в указанных случаях может возникнуть неустойчивость движения при наличии установившихся углов увода автомобильных шин. Известно, что при достаточно большом сцеплении колес автомобиля с поверхностью дороги под действием поперечных нагрузок колеса получают возможность катиться под некоторым углом увода к плоскости обода. Как при заносе, так и при уводе неустойчивость проявляется, как правило, в одностороннем нарастании отклонений от невозмущенного движения.

От статической устойчивости автомобиля следует отличать динамическую устойчивость, являющуюся характеристикой самого движения. Как показано в работах Я. М. Певзнера [1] и И. Рокара [2], динамическая неустойчивость движения автомобилей обусловлена наличием неустановившихся углов увода шин и проявляется в нарастании отклонений от невозмущенного движения по закономерностям автоколебаний. При этом не нужны существенные боковые усилия; достаточно бесконечно малых единичных нагрузок для существенного отклонения от первоначального движения. Условием устойчивости движения в данном случае будет затухание колебаний отпечатков автомобильных шин на поверхности дороги относительно колес, возникающих в результате воздействия бесконечно малых возмущений.

Рассмотренное движение автомобиля при наличии незатухающих колебаний управляемых колес является также динамически неустойчивым движением. Поэтому считаем, что движение колесных транспортных средств устойчиво, если колебания управляемых колес относительно шкворней и отпечатков шин на поверхности дороги, вызванные какими-то единичными или постоянно действующими возмущениями, будут строго затухающими.

В связи с тем, что управляемые колеса постоянно находятся в колебательном движении вследствие неровностей дороги, целесообразней оценивать движение автомобиля на основе технической теории устойчивости, т. е. движение в так называемом коридоре безопасности движения.

Границы коридора движения автомобиля при наличии постоянно действующих возмущений, определяемые неравенством (17), находятся в неразрывной связи с величиной амплитуды колебаний управляемых колес относительно шкворней, причем с уменьшением амплитуд уменьшается его ширина. Поэтому одним из мероприятий, повышающих устойчивость движения, является снижение колебаний управляемых колес.

Таким образом, устойчивость или неустойчивость движения автомобиля обуславливается также характером колебаний управляемых колес и отпечатков шин относительно шкворней. Следовательно, полная постановка задачи об устойчивости движения автомобиля невозможна без учета устойчивости движения управляемых колес.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. М., Машгиз, 1947.
2. Рокар И. Неустойчивость в механике. Издательство иностранной литературы, 1955.
3. Малкин И. Г. Теория устойчивости движения. М., «Наука», М., 1966.
4. Акоюн Р. А., Макаров В. В. Влияние некоторых конструктивных параметров подвески управляемых колес с различными направляющими устройствами на устойчивость движения автобусов. «Труды ГСКБ по автобусам». Львов, 1971.
5. Макаров В. В., Акоюн Р. А. Анализ кинематики пневматической подвески управляемых колес и уравнения их возмущенного движения. «Труды ГСКБ по автобусам». Львов, 1973.

Анализ нагруженности балки заднего моста легкового автомобиля при движении по криволинейной траектории

Канд. техн. наук С. Я. МАРГОЛИС, Е. Е. ЧЕРЕЙСКИЙ

ВНИИММАШ

УВЕЛИЧЕНИЕ эксплуатационных скоростей и уменьшение веса неподдрессированных масс современных легковых автомобилей определяют повышенную нагруженность балок их задних мостов и делают необходимым тщательный анализ напряженного состояния балок в различных условиях, в том числе при криволинейном движении автомобиля.

Схема основных сил, действующих в вертикальной плоскости на задние колеса и неразрезную балку заднего моста с полуразгруженными полуосями, показана на рисунке.

Формулы для определения сил, действующих на балку заднего моста при движении по абсолютно ровной опорной поверхности, известны [1, 2]. Ниже они представлены в виде, соответствующем схеме (см. рисунок).

Для прямолинейного движения ($Y_1 = Y_2 = 0$; $Z_1 = Z_2 = P_1 = P_2$)

$$Z_{1\text{нар}} = Z_{1\text{вн}} = Z_{2\text{нар}} = Z_{2\text{вн}} = Z \left(1 + \frac{a}{l_n} \right);$$

$$Z_{1\text{вн}} = Z_{1\text{нар}} = Z_{2\text{нар}} = Z_{2\text{вн}} = -Z \frac{a}{l_n}.$$

В последнем равенстве знак «минус» означает, что сила $Z_{\text{вн}}$ направлена к опорной поверхности. Эпюра изгибающих моментов, показанная на рисунке штриховой линией 1—2—3—4—5—6, в этом случае симметрична относительно продольной плоскости автомобиля.

При криволинейном движении автомобиля на балку со стороны подшинников полуосей и дифференциала действуют силы

$$Z'_{1\text{нар}} = Z'_1 \left(1 + \frac{a}{l_n} \right) - Y_1 \frac{r_k}{l_n}; \quad Z'_{1\text{вн}} = -Z'_1 \frac{a}{l_n} + Y_1 \frac{r_k}{l_n};$$

$$Z'_{2\text{нар}} = Z'_2 \left(1 + \frac{a}{l_n} \right) + Y_2 \frac{r_k}{l_n}; \quad Z'_{2\text{вн}} = -Z'_2 \frac{a}{l_n} - Y_2 \frac{r_k}{l_n}.$$

При этом сила $Z'_{1\text{нар}}$, действующая на балку со стороны подшинника полуоси, наружной по отношению к центру поворота, может стать меньше по величине, чем аналогичная сила $Z_{1\text{нар}}$ при прямолинейном движении, а сила $Z'_{2\text{нар}}$ внутренней от подшинника полуоси — больше, чем $Z_{2\text{нар}}$ [1]. Таким

образом, произойдет уменьшение силы, действующей на балку заднего моста со стороны «нагруженного» колеса, и увеличение аналогичной силы со стороны «разгруженного» колеса.

Определим те приращения, которые получают силы, действующие со стороны подшинников полуосей и дифференциалов на балку заднего моста, при переходе от прямолинейного движения к криволинейному. Если представить вертикальные реакции на задних колесах как

$$Z'_1 = Z + \Delta Z; \quad Z'_2 = Z - \Delta Z,$$

где $Z = Z_1 = Z_2$ — величина вертикальной реакции на колеса при прямолинейном движении;

ΔZ — перераспределение вертикальной реакции между внешним и внутренним колесами,

то

$$\Delta Z_{1\text{нар}} = \Delta Z \left(1 + \frac{a}{l_n} \right) - Y_1 \frac{r_k}{l_n}; \quad \Delta Z_{1\text{вн}} = -\Delta Z \frac{a}{l_n} + Y_1 \frac{r_k}{l_n};$$

$$\Delta Z_{2\text{нар}} = -\Delta Z \left(1 + \frac{a}{l_n} \right) + Y_2 \frac{r_k}{l_n}; \quad \Delta Z_{2\text{вн}} = \Delta Z \frac{a}{l_n} - Y_2 \frac{r_k}{l_n}.$$

Приращения сил $\Delta Z_{1\text{нар}}$ и $\Delta Z_{2\text{нар}}$, действующих на балку через подшинники полуосей, могут быть как положительными, так и отрицательными, их знак зависит от величин ΔZ , r_k и l_n , а также Y_1 и Y_2 соответственно. Особенно реально получение отрицательных приращений $\Delta Z_{1\text{нар}}$ и положительных $\Delta Z_{2\text{нар}}$, т. е. уменьшение $Z_{1\text{нар}}$ и увеличение $Z_{2\text{нар}}$ при малых значениях перераспределения вертикальных реакций ΔZ на задних колесах, например при установке переднего стабилизатора поперечной устойчивости. Эпюра изгибающих моментов на балке заднего моста для этого случая показана на рисунке сплошной линией 1—2'—3'—4'—5'—6.

Проведенный анализ показывает, что изменение вертикальной реакции ΔZ на заднем колесе и появление боковой силы Y на том же колесе при переходе от прямолинейного движения к криволинейному оказывают противоположные по своему характеру воздействия на нагружение балки заднего моста изгибающим моментом, которые в значительной степени нейтрализуют друг друга. Можно предполагать, что изгибающие моменты на неразрезных балках задних мостов с полуразгруженными полуосями конкретных автомобилей будут незначительно перераспределяться при криволинейном движении. При этом возможно некоторое уменьшение изгибающего момента на чужке балки у «нагруженного» колеса и его увеличение у «разгруженного» колеса.

Экспериментальное определение изгибающих моментов проводили на балках задних мостов серийного автомобиля «Москвич-412» (автомобиль 1) и легкового автомобиля с рычажно-пружинной задней подвеской и колес задних колес 1,34 м (автомобиль 2). Перед испытаниями автомобиль 1 имел полный вес 1456 кг и вес, приходящийся на задние колеса, 760 кг; автомобиль 2 соответственно 1713 и 987 кг. Конструктивные схемы задних мостов обоих автомобилей аналогичны.

Испытания автомобилей проводили по единой методике и в одинаковых режимах. На чужке балки каждого автомобиля вблизи левой площадки крепления моста к рессоре (автомобиль 1) и соответственно к продольному рычагу подвески (автомобиль 2) были наклеены тензодатчики по схеме, воспринимающей только изгибные деформации балки в вертикальной плоскости. Сигналы от тензодатчика подавались на усилитель и затем на шлейфовый осциллограф. Предварительные тарировки позволили переводить ординаты полученных при испытаниях осциллограмм в значения изгибающих моментов, возникающих на балках задних мостов обоих автомобилей в местах наклейки тензодатчиков. Тарировки проводили после установок на автомобили, что исключило влияние на результа-

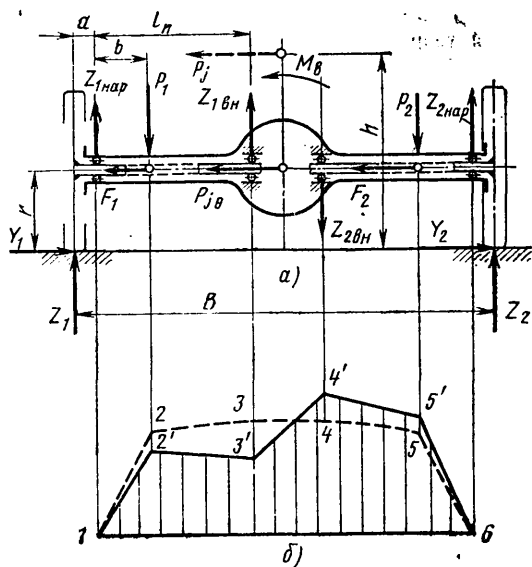


Схема нагружения балки заднего моста автомобиля на повороте: а — схема сил; б — эпюра изгибающих моментов; Y_1, Y_2, Z_1 и Z_2 — составляющие реакций, приложенных к шинам автомобиля со стороны дороги; $Z_{1\text{нар}}, Z_{1\text{вн}}, Z_{2\text{нар}}$ и $Z_{2\text{вн}}$ — силы, передающиеся от полуосей через подшинники на балку заднего моста; P_1, P_2, F_1 и F_2 — силы, действующие на балку через элементы подвески; P_j — сила инерции при криволинейном движении, условно приложенная к центру поддрессированных масс

ты испытаний дополнительных напряжений, возникающих на балке автомобиля 1 при затяжке стремянок рессор.

Во время испытаний автомобили совершали установившееся движение по кругу радиусом $R=7,5$ м со скоростью 20 км/ч, что соответствовало боковому ускорению $\sim 0,4g$. На каждом автомобиле было проведено по десять круговых заездов в противоположных направлениях. Таким образом площадки, где были наклеены тензодатчики, в одних случаях оказывались внешними по отношению к центру поворота, в других — внутренними. Это исключало влияние на результаты эксперимента некоторого неравенства вертикальных реакций на правых и левых задних колесах автомобилей в статическом положении, а также перераспределение реакций между колесами от крутящего момента на ведущей шестерне главной передачи.

В результате испытаний были получены следующие средние значения изгибающих моментов по каждому из направлений поворота и максимальные отклонения от этих значений:

а) при правом повороте, когда чулок балки, на котором были наклеены тензодатчики, оказывался внешним по отношению к центру поворота, $M_{из1}=44\pm 2$ кгс·м для автомобиля 1 и $M_{из2}=64,5\pm 3$ кгс·м для автомобиля 2;

б) при противоположном направлении поворота $M_{из1}=50\pm 2$ кгс·м для автомобиля 1 и $M_{из2}=77\pm 3$ кгс·м для автомобиля 2.

Отклонение средних значений $M_{из1}$ и $M_{из2}$ каждого автомобиля от $\frac{M_{из1} + M_{из2}}{2}$ оказалось равно: $\pm 6,8\%$ для автомобиля 1 и $\pm 8,5\%$ для автомобиля 2.

Более высокий уровень изгибающих моментов автомобиля 2 объясняется в основном большим весом, приходящимся на заднюю ось, и некоторым увеличением «вылета» балки (расстояния b на рисунке) по сравнению с автомобилем 1.

Результаты эксперимента показали, что, несмотря на значительное боковое ускорение, изменение изгибающего момента на чулке балки при противоположных направлениях поворота невелико как при рессорной, так и при рычажно-пружинной подвеске. При подвесках обоих типов наблюдается некоторое уменьшение изгибающего момента на чулке балки, когда он из внутреннего по отношению к центру поворота становится наружным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля. М.—Л., Машгиз, 1947.
2. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1962.

УДК 629.113.002.3

К математическому моделированию поверхности детали кузова

Канд. физ.-мат. наук В. А. МАНЕВИЧ, канд. техн. наук М. А. МАНЕВИЧ
МИИТ, Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

В ОПУБЛИКОВАННОЙ статье [1] была сформулирована задача об аппроксимации экспериментальных точек пространства выпуклой поверхностью, описываемой полиномом заданной степени. Основное место в решении этой задачи принадлежит вопросу о форме такого полинома с неопределенными коэффициентами. Ранее авторы не могли ответить на этот вопрос и потому ограничились частным случаем, указав определенный класс выпуклых полиномов от двух переменных. Однако инженеры отделов механизации конструкторских работ и технологи автозаводов, обладающих современным оборудованием с числовым программным управлением, нуждаются в общей форме выпуклых полиномов, пригодных для аппроксимации массивов координат экспериментальных точек, полученных автоматическим сканированием. Рассмотрим построение формы любого выпуклого в заданной области полинома n -й степени и разберем вопросы реализации вычислительных работ с целью использования симплекс-метода.

Для большей наглядности использованы данные (табл. 1) работы [1].

Пусть

$$z = P(x, y) \quad (1)$$

вогнутый полином над прямоугольником $a \leq x \leq b$; $c \leq y \leq d$ (понятия выпуклости и вогнутости связаны только с расположением поверхности относительно системы координат). Любое сечение поверхности [формула (1)] плоскостью $y = \text{const}$ дает вогнутую кривую, поэтому

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} > 0 \text{ для } a \leq x \leq b. \quad (2)$$

По теореме Хаусдорфа [2] всякий положительный на отрезке $[a, b]$ полином имеет вид

$$\sum_{p, q} A_{p, q} (x-a)^p (b-x)^q, \quad (3)$$

где p, q — целые неотрицательные числа;
 $A_{p, q}$ — положительные коэффициенты;
 $p+q \geq n$.

Из выражений (2) и (3) следует, что

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = \sum_{p, q} A_{p, q} (y) (x-a)^p (b-x)^q, \quad (4)$$

где $A_{p, q}(y)$ — положительные многочлены от y для $c \leq y \leq d$.

Равенство (4) можно записать и в таком виде:

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = \sum_{p, q} A_{p, q}(y) (x-a)^p (b-x)^q + \sum_{p, q} a_{p, q} (x-a)^p (b-a)^q, \quad (5)$$

где $a_{p, q}$ — неопределенные числовые коэффициенты и $a_{p, q} \geq 0$.

Интегрируя дважды равенство (5), получим [3]

$$z = \sum_{p, q} A_{p, q}(y) \int_a^x (x-t) (t-a)^p (b-t)^q dt + \sum_{p, q} a_{p, q} \int_a^x (x-t) (t-a)^p (b-t)^q dt. \quad (6)$$

В силу равноправности x и y в полиноме выражения (1) можно сделать вывод, что

$$z = \sum_{p, q} \left(\sum_{r, s} a_{r, s} \int_c^y (y-t) (t-c)^r (d-t)^s dt \right) \int_a^x (x-t) (t-a)^p (b-t)^q dt + \sum_{p, q} a_{p, q} \int_a^x (x-t) (t-a)^p (b-t)^q dt + \sum_{r, s} b_{r, s} \int_c^y (y-t) (t-c)^r (d-t)^s dt + (c_1 - c_2)x + (c_3 - c_4)y + c_5 - c_6, \quad (7)$$

где r, s — целые неотрицательные числа; $a_{r, s} \geq 0$; $b_{r, s} \geq 0$; $c_i \geq 0$ (при $i=1, 2, \dots, 6$) неопределенные числовые коэффициенты $p+q+r+s \leq n$.

Степень полинома не превосходит $n+4$. Выражение (7) представляет собой общий вид полинома $n+4$ -й степени относительно x, y , обладающего вогнутыми сечениями в плоскостях $x = \text{const}$ и $y = \text{const}$. Полином [выражение (1)] — линейная функция относительно неопределенных коэффициентов $a_{p, q}, a_{r, s}$. Как отмечалось в работе [1], вогнутость (выпуклость) поверхности в отдельных сечениях не гарантирует вогнутости (выпуклости) поверхности в целом. Необходимым и достаточным условием вогнутости (выпуклости) полинома выражения (7) в рассматриваемой области будет выполнение неравенства

$$\left(\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \leq 0. \quad (8)$$

Рассмотрим функцию

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y}, \quad (9)$$

где z задается формулой (7).

Эта функция при $y=\text{const}$ ($x=\text{const}$) возрастает, так как ее производная

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial z}{\partial y} \right) > 0; \quad \frac{\partial^2}{\partial y^2} \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right) > 0.$$

Поэтому функция (9) принимает свое максимальное значение в заданной области в точке $x=b$; $y=d$. Функция $\frac{\partial^2 z}{\partial x^2}$

[см. выражения (5) и (7)] при $x=\text{const}$ является возрастающей функцией от y , поскольку ее производная

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) > 0.$$

Поэтому минимальные значения этой функции принимаются при $y=c$. Аналогично минимальные значения функции $\frac{\partial^2 z}{\partial y^2}$

принимаются при $x=a$.

Достаточными условиями выполнения неравенства (8) будут следующие:

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \Big|_{y=c} \geq \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \Big|_{x=b; y=d}; \quad \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \Big|_{x=a} \geq \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \Big|_{x=b; y=d}. \quad (10)$$

Очевидно, что всегда выполняются неравенства:

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \geq a_{00}; \quad \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \geq b_{00}. \quad (11)$$

Неравенства (10), а вместе с ними и неравенство (8) будут выполняться при любых x и y из заданной области, если потребовать выполнения неравенств:

$$a_{00} \geq \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \Big|_{x=b; y=d}; \quad b_{00} \geq \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \Big|_{x=b; y=d}. \quad (12)$$

Таким образом, получена следующая теорема: полином [выражение (7)], линейный относительно своих положительных неопределенных коэффициентов, определяет вогнутую поверхность над областью $a \leq x \leq b$; $c \leq y \leq d$, если выполняются неравенства (12).

Аппроксимация заданного массива экспериментальных точек полиномом [выражение (7)] осуществляется так же, как это было сделано в работе [1]. Однако выписывание матрицы системы ограничений вручную [см. систему (9) в работе [1]] при большом числе экспериментальных точек представляет собой значительные технические трудности. Поэтому образование такой матрицы осуществляется на ЭВМ. Для записи матрицы уравнения системы ограничений представляют в виде

$$h_i + p(x_i y_i) = z_i; \quad i = 1, 2, \dots, k,$$

где k — число экспериментальных точек.

Схематично матрица системы ограничений, пригодная для введения, например, в ЭВМ «Наири-3» с целью решения задачи линейного программирования выглядит так:

$$\begin{array}{ccccccc} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & & z_1 \\ 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & & z_2 \\ & & & & & & \vdots \\ & & & & & & z_k \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & & 0 \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Значения коэффициентов при } a_p, q, a_r, s \text{ в каждой} \\ \text{экспериментальной точке} \end{array}$$

Для заполнения средней части матрицы организуются циклы, вложенные друг в друга.

На языке ЭВМ «Мир-1» эти циклы записываются так:

```
*для* p = 0 *шаг* 1 *до* N *выполнить*
*для* q = 0 *шаг* 1 *до* N - p *выполнить*
*для* r = 0 *шаг* 1 *до* N - p - q *выполнить*
*для* s = 0 *шаг* 1 *до* N - p - q - r *выполнить*
```

[вычисляются значения интегралов в формуле (7)].

Первоначально полагается $N=2$. Для конкретного примера, как мы указывали выше, взятого из работы [1], в системе ограничений — восемь уравнений с 41 неизвестным. В результате решения этой задачи симплекс методом на «Наири-3» получен следующий ответ:

$x_{10} = 0,4900086$	$x_{30} = 0,3662576$
$x_{12} = 1,2677098$	$x_{35} = 1,1187556$
$x_{17} = 0,0076303$	$x_{36} = 0,3662576$
	$x_{38} = 0,0482515$

Все остальные неизвестные равны нулю. Форма $F = \sum_{i=1}^6 h_i = 0$.

Последнее означает, что искомым полином должен пройти через все данные точки. Порядок выполнения указанных циклов дает возможность установить, что выписанные неизвестные совпадают со следующими неопределенными коэффициентами: $x_{10}=c_2$; $x_{12}=c_4$; $x_{17}=a_{0002}$ (т. е. $p=0$; $q=0$; $r=0$; $s=2$) $x_{30}=a_{00}$; $x_{35}=a_{20}$; $x_{36}=b_{00}$; $x_{38}=b_{02}$.

Следовательно, искомым полином имеет вид

$$\begin{aligned} z = & -c_2 x - c_4 y + a_{0002} \int_a^x (x-t) dt \int_c^y (y-t)(d-t)^2 dt + \\ & + a_{00} \int_a^x (x-t) dt + a_{20} \int_a^x (x-t)(t-a)^2 dt + \\ & + b_{00} \int_c^y (y-t) dt + b_{02} \int_c^y (y-t)(d-t)^2 dt. \end{aligned}$$

После интегрирования и приведения подобных имеем

$$\begin{aligned} z = & 0,0076303 x^2 \left(\frac{y^4}{12} - y^3 + 9y^2 \right) + 0,0932296 x^4 + \\ & + 0,1831288 x^2 - 0,4900086 x + 0,0040209 y^4 - \\ & - 0,096503 y^3 + 1,0516558 y^2 - 1,2677098 y. \end{aligned}$$

Итак, получен полином 6-й степени, определяющий выпуклую поверхность. Тот факт, что эта поверхность прошла через все данные точки, случайный. Точность приближения экспериментальных точек полиномом регулируется совершенно строго. Идея этого регулирования заключается в следующем.

Аппроксимация начинается с $N=2$ (т. е. $p+q+r+s \leq 2$). После решения задачи линейного программирования проверяются последовательно отклонения экспериментальных точек от полученной поверхности. Если одно из отклонений превосходит заданное эpsilon, то полагается $N=N+1$, и процесс повторяется. Доказано, что всякая непрерывная выпуклая поверхность может быть приближена с любой степенью точности выпуклым полиномом. Все операции по составлению матриц, реализации симплекс-метода, оценке отклонений и т. д. автоматизируются.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Маневич В. А., Маневич М. А. — «Автомобильная промышленность», № 5, 1973.
- Полиа Г., Сеге Г. Задачи и теоремы из анализа. М., Гостехиздат, 1956.
- Курант Р. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т. 1. М., «Наука», 1967.

Метод компенсации утечки жидкости в пневмогидравлических рессорах

Канд. техн. наук А. М. ПЕТРЕНКО, К. Ф. БЫКОВ

РЕШЕНИЕ задачи сохранения постоянства начальных (завяочных) параметров состояния газа и жидкости в пневмогидравлических рессорах при длительной эксплуатации автомобиля, у которого отсутствует автоматическая регулировка положения кузова, необходимо для обеспечения работоспособности и долговечности системы подпрессоривания. В настоящее время наиболее рациональным является создание подпиточных устройств, обеспечивающих компенсацию утечек жидкости в рабочей полости. Например, на Белорусском автозаводе разработано подпиточное устройство в виде плунжерного насоса, который встраивается в пневмогидравлическую рессору [1]. Однако применение таких сложных конструкций не всегда экономически оправдано. Поэтому целесообразно идти по пути упрощения конструкции, не снижая в то же время надежности ее работы. Одно из таких направлений — разработка схем с принудительной подпиткой в зависимости от изменения (уменьшения) объема жидкости. Конструктивным вариантом такой схемы является одноступенчатая пневмогидравлическая рессора с компенсацией утечек жидкости (рис. 1).

Отличительной особенностью компенсационного устройства разработанной конструкции является возможность проведения подпитки жидкостью рабочей полости во всем диапазоне рабочих характеристики рессоры. Основой подпиточного устройства является клапанный узел, состоящий из корпуса клапанного устройства 1, втулки 2, ограничивающей полость клапана, и двух подпружиненных шариковых клапанов 3. Клапанный узел устанавливается в плунжерную группу 4.

Верхний шариковый клапан перекрывает канал, соединяющий полость клапана с надплунжерным пространством — рабочей полостью рессоры, заполненной жидкостью. Нижний клапан перекрывает канал, соединяющий полость клапана с рабочей полостью подпиточной камеры 5, заполненной компенсирующей жидкостью. Для автоматической подпитки рабочей полости рессоры в плунжерную группу 4 вводится герметичная капсула, компенсационная полость которой находится под постоянным давлением, превышающим заправочное в рабочей полости рессоры. Давление в подпиточной капсуле может создаваться либо газом, отделенным от жидкости в самой капсуле, либо подключенным внешним источником. Под давлением компенсационной жидкости нижний шариковый клапан открыт, а верхний перекрывает доступ компенсационной жидкости в надплунжерную, рабочую полость рессоры.

При наличии утечек жидкости из рабочей полости толкатель 6 отжимает верхний шариковый клапан и открывает доступ компенсационной жидкости в рабочую полость. При

достижении требуемого объема жидкости в рабочей полости толкатель освобождает верхний клапан, после чего впрыскивание компенсационной жидкости в рабочую полость прекращается. Когда давление в компенсационной полости будет ниже, чем в рабочей полости рессоры, сообщение рабочей и компенсационной полостей будет перекрыто нижним клапаном.

Характеристику подпиточного устройства выбирали из следующих соображений. Считая процесс квазистатическим, можно представить аналитической зависимостью выражения перепада давлений для верхнего и нижнего клапанов.

Для верхнего клапана

$$\Delta p = \Delta p_v = \frac{p_i F_{\Pi} h_v}{V_i + F_{\Pi} h_v}, \quad (1)$$

где p_i , V_i — параметры состояния (давление и объем) газа в рабочей полости пневмогидравлической рессоры;

F_{Π} — площадь плунжера;

h_v — величина перемещения верхнего клапана под действием толкателя 6.

Верхний и нижний клапаны связаны пружиной жесткостью C_k . Следовательно, при рассмотрении уравнения равновесия сил в клапанном узле перепад давлений для нижнего клапана

$$\Delta p_n = \frac{(F_{\Pi} - F_v)}{F_n} \frac{p_i F_{\Pi} h_v}{(V_i + F_{\Pi} h_v)} + \frac{C_k (h_0 + h_v + h_n) + G_{\Pi p}}{F_n}, \quad (2)$$

где F_v , F_n — площади сечений верхнего и нижнего клапанов; h_0 — начальная величина поджатия пружины;

$G_{\Pi p}$ — приведенный вес клапанов и пружины.

Из геометрических соотношений в конструктивной схеме клапанного устройства (рис. 2) определяем площадь поперечного сечения кольцевой щели шарикового клапана при открытии его на величину h :

$$f_k = \frac{\pi D_c h (\sqrt{D_{\text{ш}}^2 - D_c^2} + h^2)}{2 \sqrt{\left(\frac{D_{\text{ш}}}{2}\right)^2 + h (\sqrt{D_{\text{ш}}^2 - D_c^2} + h^2)}}. \quad (3)$$

Расход жидкости через клапан при перепаде давления Δp выражается зависимостью

$$Q = \frac{\mu \pi D_c h (\sqrt{D_{\text{ш}}^2 - D_c^2} + h^2) \sqrt{\Delta p g}}{\sqrt{2 \gamma \left[\left(\frac{D_{\text{ш}}}{2}\right)^2 + h (\sqrt{D_{\text{ш}}^2 - D_c^2} + h^2) \right]}},$$

где γ — объемный вес жидкости в кг/см³;

g — ускорение силы тяжести в см/с²;

μ — коэффициент расхода.

Значительно упрощается конструкция компенсационного устройства при методе периодической подпитки рабочей полости в периоды проведения технического обслуживания автомобиля. В этом случае корпусом подпиточной капсулы может служить внутренняя полость плунжера, в которой отсутствует разделительный поршень 7

(рис. 1), вся полость заполнена компенсационной жидкостью и подпитка проводится периодически от внешнего источника подключением насосной станции через зарядный клапан 8 в плунжерную группу 4 рессоры.

Созданную пневмогидравлическую рессору подвергали испытаниям по проверке работоспособности компенсационно-

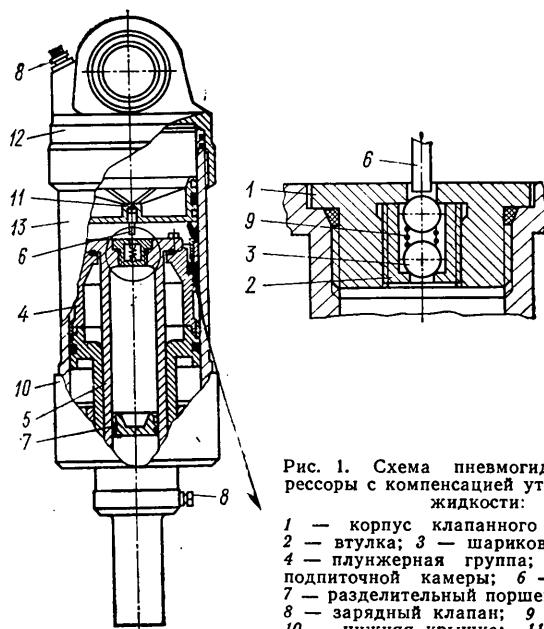


Рис. 1. Схема пневмогидравлической рессоры с компенсацией утечек рабочей жидкости:

1 — корпус клапанного устройства; 2 — втулка; 3 — шариковый клапан; 4 — плунжерная группа; 5 — корпус подпиточной камеры; 6 — толкатель; 7 — разделительный поршень капсулы; 8 — зарядный клапан; 9 — пружина; 10 — нижняя крышка; 11 — разделительный поршень; 12 — верхняя крышка; 13 — корпус рессоры

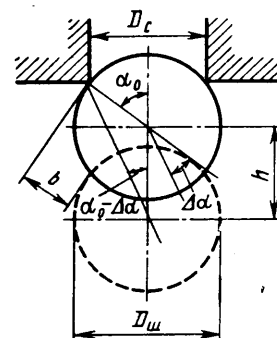


Рис. 2. Схема расчета клапанного устройства

го устройства на стенде [2] при различных режимах нагружения и искусственной имитации утечек (частичный надрез манжетного уплотнения плунжера). Работы клапанного узла контролировали по характеру изменения давления в рабочих полостях рессоры и подпиточной капсулы. Результаты испытаний подтвердили работоспособность конструкции компенсационного узла: были уточнены его конструктивные параметры для пневмогидравлической рессоры с заданной упругой характеристикой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Добрых Л. Н. и др. Доводка конструкции и освоение серийного производства пневмогидравлической подвески. В сб.: Труды семинара по подвескам автомобилей, вып. 11. М., НАМИ, 1965.
2. Петренко А. М., Гуров М. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 10.

УДК 629.113.075

Метод комплексного исследования управляемости и устойчивости автомобиля

Кандидаты техн. наук М. А. НОСЕНКОВ, Л. Л. ГИНЦБУРГ

НАМИ

ИЗУЧЕНИЕ устойчивости и управляемости автомобиля предполагает исследование как свойств автомобиля, управляемого водителем, так и реакций самого автомобиля на изменение положения органов управления и внешние возмущающие воздействия.

До настоящего времени каждое свойство или реакция автомобиля практически оценивались в особых видах испытаний, что привело к их чрезмерно большому числу [1—3].

Оценка возможно большего числа исследуемых параметров устойчивости и управляемости автомобиля в одном виде испытаний позволит повысить технологичность испытательных операций, а также улучшить сопоставимость получаемых результатов. Однако такое объединение не должно сопровождаться усложнением испытаний и обработки результатов.

Предлагаемый метод испытаний позволяет исследовать управляемость и устойчивость автомобиля в широком диапазоне скоростей движения и практически в любых дорожно-климатических условиях. Одновременно можно определять скорость и боковое ускорение автомобиля, время реакции и чувствительность автомобиля к повороту рулевого колеса, запас статической устойчивости, углы увода осей и разницу между ними, а также угол дрейфа автомобиля, т. е. угол между вектором линейной скорости автомобиля и его продольной осью в той ее точке, в которой названный угол равен нулю при движении автомобиля с пренебрежимо малыми боковыми реакциями на колесах. У двухосного автомобиля угол дрейфа практически равен углу увода задней оси.

Все эти характеристики определяются при исследовании лишь двух параметров — угла поворота рулевого колеса и курсового угла автомобиля.

Проблема комплексного метода испытаний по существу сводилась к задаче простого определения угла увода какой-либо точки продольной оси автомобиля (в частном случае угла дрейфа) без дополнительных приборов и приспособлений, усложняющих технологию испытаний и обработки результатов и ограничивающих возможности исследований. Была сделана попытка определить угол дрейфа β автомобиля по известному курсовому углу γ .

Из рис. 1 видно, что угол γ равен разности направляющего угла ψ и угла дрейфа β . Естественным, что в точке максимального бокового смещения (точка 6 на рис. 1) угол дрейфа β будет численно равен курсовому углу γ , так как направляющий угол ψ в этой точке равен нулю. Таким образом, если испытательная траектория будет включать в себя дугу окружности с находящимся на ней максимумом бокового смещения автомобиля, то задача определения угла дрейфа автомобиля оказывается принципиально разрешимой.

В соответствии с этим была спроектирована траектория испытаний, изображенная на рис. 1. Основные параметры

траектории для ряда радиусов R_c дуги окружности приведены в таблице.

Чтобы определить угол дрейфа автомобиля по его курсовому углу, необходимо точно сопоставить траекторию движения с записью исследуемых параметров. Это сопоставление может быть непрерывным (запись бокового смещения автомобиля) или дискретным (отметка на осциллограмме ряда фиксированных точек траектории). Дискретное сопоставление проще и, кроме того, позволяет определить скорость движения автомобиля, но является менее точным, чем непрерывное, так как положение фактического максимума бокового смещения автомобиля в каждом отдельном заезде может колебаться относительно максимума, заданного воротами.

Конкретная методика в настоящее время предполагает использование отметки фиксированных точек траектории, а для уменьшения колебаний фактического максимума бокового смещения ширина ворот сужена до предела. Ширина ворот зависит от габаритных размеров автомобиля и высоты вешек ворот. Так, для испытаний автомобиля «Москвич-412» при высоте вешек 30 см ширина устанавливается следующей: 2 м для ворот № 1, 2, 3, 10, 11; 2,3 м для ворот № 4 и 8; 2,8 м для ворот № 5, 6, 7; 3,1 м для ворот № 9. Отметка фиксированных точек траектории производится в воротах № 2 и 10, где в середине колеи автомобиля установлены искусственные дорожные неровности прямоугольной формы для приведения в действие отметчика фиксированных точек. Отметчик, закрепляемый на переднем или заднем буфере автомобиля, представляет собой контактное устройство, приводимое в действие упругим рычагом при его касании искусственных неровностей. Электрический сигнал от отметчика подается на шлейф осциллографа.

Испытания ведут с постепенным увеличением скорости движения от заезда к заезду. Начинают испытания при скорости 20 км/ч, заканчивают на предельной по управляемости скорости движения. На этих двух скоростях делается по четыре заезда с записью исследуемых параметров. Предельную по управляемости скорость движения определяют перед записью параметров при постепенном повышении скорости. Внешний наблюдатель отмечает сбитые вешки и отрывы колес автомобиля от поверхности дороги.

Осциллограмма испытаний показана на рис. 2. Кроме отметки времени и фиксированных точек траектории, ведется непрерывная запись угла α поворота рулевого колеса и курсового угла γ автомобиля.

Из осциллограмм определяют углы поворота α_c и α_{yc} рулевого колеса при движении автомобиля по дуге и при возврате автомобиля к прямолинейному движению, курсовой угол автомобиля при пересечении отметчиком фиксированных точек траектории ворот № 6 $\gamma = \beta$, время Δt реакции на поворот руля при переходе автомобиля

R_c в м	γ_{max} в м	$S_{от}$ в м	S в м
40	4	88	106
80	4	122	146
120	4	147	177
160	4	176	212
320	4	244	292

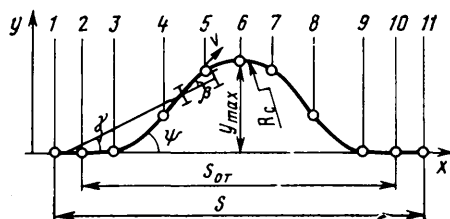


Рис. 1. Траектория испытаний (1—11 — номера ворот, задающих траекторию)

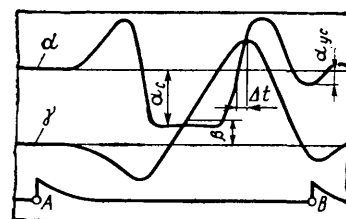


Рис. 2. Осциллограмма испытаний

в противоположный поворот, время $t_{от}$ движения автомобиля между фиксированными точками траектории A и B . Кроме того, методом графического дифференцирования определяют угловую скорость ω_c автомобиля при движении по дуге. Затем по известному расстоянию между фиксированными точками и определенному значению $t_{от}$ находят среднюю скорость v движения автомобиля, а также боковое ускорение $\omega_y = v\omega_c$ при движении по дуге и радиус $R_c = v/\omega_c$ дуги. Исходя из значения α_c и зависимости $\theta_c = f(\alpha_c)$, определяют приведенный угол поворота θ_c управляемых колес. После этого по обычным формулам [1—3] рассчитывают величины чувствительности μ_c и μ_{cl} автомобиля к повороту рулевого колеса, полученные в эксперименте и с учетом полного люфта α_L в рулевом управлении, а также разность углов увода осей $\Delta\delta_0$:

$$\mu_c = \frac{57,3}{R_c \alpha_c}; \quad \mu_{cl} = \frac{\mu_c}{1 + \frac{\alpha_L}{2\alpha_c}};$$

$$\Delta\delta_0 = \theta_c - 57,3 \frac{L}{R_c}.$$

Кроме того, определяют отношение α_{yc}/α_c , характеризующее совместное с предельной скоростью $v_{пр}$ управляемое движение автомобиля.

Перед расчетом запаса Z статической устойчивости автомобиля строят графики зависимости $\gamma(\beta_0)$, $\Delta\delta_0$, μ_c , μ_{cl} , Δt и α_{yc}/α_c от ω_y . По ряду причин определенные из эксперимента величины угла дрейфа β_0 и разности углов $\Delta\delta_0$ увода осей включают систематические ошибки, которые проявляются на графиках в виде конечных величин при отсутствии бокового ускорения ω_y . Действительные значения β и $\Delta\delta$, лишенные систематических ошибок, получают путем смещения графиков по осям β и $\Delta\delta$ таким образом, чтобы при отсутствии бокового ускорения ω_y величины β и $\Delta\delta$ были равны нулю.

После нахождения угла увода передней оси $\delta_1 = \beta + \Delta\delta$ графическим путем определяют производные по боковому ускорению $\dot{\delta}_1$ и $\dot{\beta}$ и рассчитывают запас статической устойчивости

$$Z = \frac{a}{a + b \frac{\dot{\beta}}{\dot{\delta}_1}} - \frac{a}{L},$$

где a и b — расстояния от центра инерции автомобиля до передней и задней осей соответственно.

Таким образом, по данному методу экспериментально определяют три величины: угол дрейфа β автомобиля, разность углов увода осей и чувствительность μ_c к управлению. Систематические ошибки в определении этих величин сводятся к нулю при учете начальных условий. Случайные ошибки, оцениваемые средней величиной основного отклонения, не превышают $0,1^\circ$ для величины разности углов увода осей и $0,03 \cdot 10^{-2}$ 1/м для величины чувствительности к повороту рулевого колеса. К сожалению, среднее основное отклонение по углу дрейфа может достигать $0,3^\circ$, что несколько больше, чем при испытаниях «круг» [1 и 3]. Случайная ошибка в определении этой величины резко уменьшится, если ввести непрерывную запись скорости бокового смещения автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ОН 025 319—68 «Автомобили. Оценочные параметры управляемости. Методы определения».
2. Носенков М. А., Гинцбург Л. Л. Экспериментальная оценка управляемости автомобиля при движении на высоких скоростях. В сб.: «Автомобилестроение», № 2. М., НИИНавтопром, 1970.
3. Гинцбург Л. Л., Носенков М. А. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 2.



УДК 629.113.002

Технологическая оценка формы кузова легкового автомобиля на стадии создания художественно-конструкторского проекта

В. Е. БЛАГОРАЗУМОВ

Автомобильный завод, г. Ижевск

ОТ УСПЕШНОГО решения технологических проблем на стадии создания художественно-конструкторского проекта зависят качество и стоимость автомобиля, его функционально-эстетическое совершенство, а иногда и возможность освоения новой модели.

Рассмотрим некоторые методы оценки технологичности автомобильного кузова, использованные автором в процессе проектирования перспективных моделей.

Результат работы художника-конструктора над формой кузова обычно воплощается в макете натуральной величины. Помимо композиционных факторов, макет позволяет проследить также основные конструктивно-технологические решения формы и выделить следующие критерии: A — количество, размер, конфигурацию и рельеф лицевых панелей кузова (штамповка); B — характер неразъемной стыковки панелей (сварка); B — стыковку съемных и подвижных элементов кузова (сборка). Таким образом, по макету можно проследить технологические операции изготовления оболочки «черного» кузова без учета внутренних панелей и невидимых соединений.

Предварительно был установлен удельный вес операций, непосредственно связанных с формой кузова, по отношению к трудоемкости изготовления кузова (без отделки). Этот технологический показатель формы $K_{т.ф}$ можно выразить следующим соотношением:

$$K_{т.ф} = \frac{t_{о.к}}{T_{ч.к}} 100\%, \quad (1)$$

где $t_{о.к}$ — трудоемкость в нормо-часах изготовления оболочки «черного» кузова;

$T_{ч.к}$ — трудоемкость в нормо-часах изготовления всего «черного» кузова.

Для Автозавода им. Ленинского комсомола, Волжского автозавода им. 50-летия СССР и Автомобильного завода, г. Ижевск $K_{т.ф} \approx 37\%$, т. е. удельный вес технологических работ, связанных непосредственно с формой кузова, достаточно высок и значительно влияет на технологические показатели производства кузовов. Это еще раз подчеркивает значение технологической отработки конструкции на стадии художественно-конструкторского проекта и дает полное право ввести термин «технологичность формы».

В процессе художественного конструирования перспективных легковых автомобилей появилась необходимость оценки технологичности формы. Для этого было проведено исследование, которое позволило составить технологические карты для оценки в баллах технологичности формы кузова на стадии художественно-конструкторского проекта по критериям A , B , B (табл. 1). Приведенный образец карты относится только к разделу штамповки. Имеются также карты для оценки технологичности по сварке и сборке. Набор подобных технологических карт дает возможность дизайнеру на стадии макетирования быстро и достаточно точно оценить технологичность формы кузова.

Для составления карт предварительно был проведен технологический анализ формы существующих автомобилей серий-

Таблица 1

Карта оценки технологичности по штамповке лицевых панелей стального кузова легкового автомобиля					$T_{шт}^{\circ}$	
№	Наименование элемента	Оценка в баллах $T_{шт}$				M_j
		1-2,5	2,5-3,0	3,0-3,5	3,5-4,0	
1	Панель крыши					0,08
						0,12
						0,16
						0,08
2	Боковина (2шт.)					0,52
						0,29
						0,52
						0,52

$$T_{шт}^{\circ} = \sum_{j=1}^n T_j M_j \gamma_{шт}$$

ному технологическому процессу (штамповке, сварке или

сборке) всегда $\sum_{j=1}^n M_j^T = 1$. Окончательная оценка технологич-

ности формы кузова T_{ϕ} , или показатель технологичности формы, представлена как комплексная оценка свойств (технологичности) элементов кузова по трем группам:

$$T_{\phi} = T_{шт} M_{шт} + T_{св} M_{св} + T_{сб} M_{сб}, \quad (3)$$

где $T_{шт}$, $T_{св}$, $T_{сб}$ — комплексные оценки технологичности формы кузова по штамповке, сварке и сборке;

$M_{шт}$, $M_{св}$, $M_{сб}$ — коэффициенты весомости операций по штамповке, сварке и сборке оболочки кузова.

В свою очередь

$$T_{шт} = \sum_{j=1}^n T_j^{ср.шт} M_j^{шт} \gamma_{шт}; \quad (4)$$

$$T_{св} = \sum_{j=1}^n T_j^{ср.св} M_j^{св} \gamma_{св}; \quad (5)$$

$$T_{сб} = \sum_{j=1}^n T_j^{ср.сб} M_j^{сб} \gamma_{сб}, \quad (6)$$

где $T_j^{ср.шт}$, $T_j^{ср.св}$, $T_j^{ср.сб}$ — средние дифференцированные оценки j -го элемента кузова по штамповке, сварке или сборке;

$M_j^{шт}$, $M_j^{св}$, $M_j^{сб}$ — коэффициенты весомости операций по штамповке, сварке или сборке j -го элемента оболочки кузова;

$\gamma_{шт}$, $\gamma_{св}$, $\gamma_{сб}$ — корректирующие коэффициенты (от 0,7 до 1,0), учитывающие количество лицевых панелей кузова.

Значения этих коэффициентов найдены экспертным методом по эталонному ряду кузовов (табл. 2).

Таблица 2

Значение коэффициента $\gamma_{шт}$ при числе панелей			Значение коэффициента $\gamma_{шт}$ при числе подборок			Значение коэффициента $\gamma_{шт}$ при числе навесных элементов		
12-14	15-18	более 18	6-8	9-10	более 10	4-5	6-7	более 7
1,0	0,85	0,75						
			1,0	0,85	0,75			
						1,0	0,9	0,8

Начальный этап анализа сводился к определению дифференцированной оценки технологичности элементов кузова:

$$T_j^{ср.шт} = \frac{\sum_{i=1}^{\beta} T_j^{шт i}}{\beta}; \quad (7)$$

$$T_j^{ср.св} = \frac{\sum_{i=1}^{\beta} T_j^{св i}}{\beta}; \quad (8)$$

$$T_j^{ср.сб} = \frac{\sum_{i=1}^{\beta} T_j^{сб i}}{\beta}, \quad (9)$$

где $T_j^{шт i}$, $T_j^{св i}$, $T_j^{сб i}$ — дифференцированные оценки j -го элемента кузова по штамповке, сварке или сборке, данные i -м экспертом;
 β — число экспертов.

ного производства ИЖ-2125 «Комби», ВАЗ-2101, Рено-16, VW-1300, Хонда-600 и др.

Анализ включал экспертную оценку технологичности формы, отбор технологически оптимальных вариантов, обобщение результатов и получение сводных карт.

Экспертный метод оценки был использован потому, что объективная количественная оценка технологичности кузова в нормо-часах возможна только после разработки и нормирования всех технологических процессов при наличии рабочих чертежей и полных данных об оборудовании, что соответствует периоду подготовки производства. Для решения задач, стоящих перед художником-конструктором, необходимо иметь предварительные данные о технологичности формы на стадии художественно-конструкторского проекта, т. е. в период, когда эта документация еще не существует. В основу метода оценки технологичности положена методика проведения экспертных оценок, разработанная Всесоюзным научно-исследовательским институтом технической эстетики. Однако, чтобы повысить эффективность оценки, коэффициенты весомости отдельных свойств (в данном случае показателей технологичности отдельных элементов оболочки кузова) определяли не экспертным путем, а эмпирическим, по результатам анализа технологической документации (директивных технологий) Волжского автозавода им. 50-летия СССР, Автозавода им. Ленинского комсомола, Автомобильного завода, г. Ижевск:

$$M_j^T = \frac{t_{ср}^n}{t_{общ}}, \quad (2)$$

где M_j^T — коэффициент весомости j -го технологического процесса (штамповки, сварки или сборки);

$t_{общ}$ — общая трудоемкость в нормо-часах изготовления оболочки кузова;

$t_{ср}^n$ — усредненная трудоемкость штамповки, сварки или сборки n -го элемента кузова.

Коэффициенты весомости отдельных операций вычисляли по трем предприятиям, а затем усредняли. При этом по од-

В состав экспертной группы вошли восемь высококвалифицированных специалистов — технологов и конструкторов кузовщиков завода. Значения коэффициентов знакомства эксперта e_i , аргументированности i и осведомленности m_i были найдены по методике Всесоюзного научно-исследовательского института технической эстетики.

Для работы экспертной группы были предоставлены натурные образцы и макеты автомобилей, сечения панелей, подборок и узлов.

При оценке штампуемости лицевых панелей эксперты пользовались в наиболее сложных случаях макетами панелей, снятых с моделей или образца методом напыления эпоксидного компаунда с рубленым стекловолокном. Такой метод давал экспертам наглядное представление о штампуемости панели и позволял более точно определить степень сложности вытяжных операций.

Кроме того, эксперты пользовались графиками зависимости удлинения от глубины вытяжки, таблицами влияния радиуса пуансона на показатели штампуемости, атласом листовой штамповки и технологическими аналогами.

Для оценки технологичности сварных соединений экспертам, помимо образцов автомобилей, были предоставлены макеты основных оцениваемых стыков и сечений, выполненные из картона. Это помогло более точно оценить доступность сварных соединений, т. е. степень их технологичности.

При оценке технологичности сборочных операций экспертная группа учитывала результаты хронометража, проведенного на линии сборки «черного» кузова, опыт работы экспериментального цеха и результаты выверки навесных элементов кузова у натурных образцов.

Результаты экспертизы вносили в карты технологической оценки элементов кузова (табл. 3) с индексами «шт», «св», «сб» (штамповка, сварка и сборка). В табл. 3 в качестве примера приведен фрагмент технологической карты с индексом «шт» для автомобиля ИЖ-13 по штамповке лицевых панелей кузова.

Эти карты содержат эскизы анализируемых элементов кузова, дифференцированные и усредненные экспертные оценки, а также значения коэффициентов весомости оцениваемых элементов.

Эксперты пользовались балльной шкалой с интервалом ноль—четыре балла и членением до 0,1 балла. Элемент кузова, технологичность которого не удовлетворяет современному уровню производства, получал ноль баллов, а элемент или кузов

в целом, находящийся по технологическому совершенству на уровне или выше лучших мировых образцов, — четыре балла. В процессе обработки результатов определяли коэффициент

$$V_S = \frac{\sqrt{D}}{T_{\text{ср}}} \quad (D —$$

дисперсия оценок).

Параллельно оценивали эстетическое совершенство анализируемых кузовов для выделения технологических решений, приемлемых с эстетических позиций.

По результатам, внесенным в карты оценки, с помощью формул (4)–(9) были найдены средние дифференцированные показатели технологичности формы, а с помощью общей формулы (3) показатели технологичности формы $T_{\text{ф}}$ анализируемых кузовов.

Лучшую технологическую и эстетическую оценку получил кузов автомобиля Рено-16, что совпадает с данными технологической документации и характеристиками из специальной технической информации.

По составленным таблицам (всего 21 шт.) были отобраны наиболее характерные технологические решения элементов кузова, систематизированные по уровню технологичности в упомянутых выше картах (табл. 1).

Для оценки технологичности формы макета кузова необходимо:



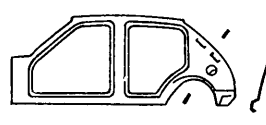

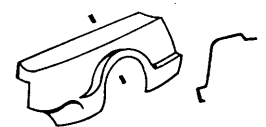
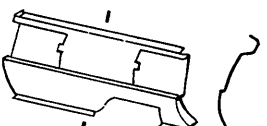
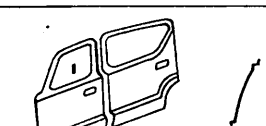
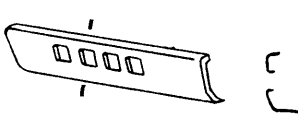
а) в первую очередь установить членение поверхности кузова на панели и по таблице корректирующих коэффициентов подобрать значение коэффициента γ (табл. 2);

б) пользуясь картами оценки технологичности формы $T_{\text{шт}}^0$, $T_{\text{св}}^0$, $T_{\text{сб}}^0$, подобрать в картах аналогичные исследуемому кузову элементы и технологические решения по штамповке, сварке и сборке лицевых панелей кузова и соответствующие им балльные оценки;

в) по формуле, приведенной в таблицах $T_{\text{шт}}^0$, используя значение коэффициентов весомости M и корректирующие коэффициенты, вычислить показатель технологичности формы по штамповке $T_{\text{шт}}^0$;

г) провести аналогичные операции по картам $T_{\text{св}}^0$, $T_{\text{сб}}^0$, вычислив значения показателей технологичности формы по сварке и сборке;

Таблица 3

ИЖ-13	Карта технологической оценки элементов кузова	Группа А шт-3	ИЖ-13	Карта технологической оценки элементов кузова	Группа А шт-3
№ индекса элемента	Эскизное сечение	технологическая оценка шт шт шт М Т Т	1 2	3	4 5 6
1	3	4 5 6	5		
1		3,0 3,5 3,8 0,08 0,04 0,12 3,0 3,9 3,0	Панель задней обверки		0,05 0,01 0,06 3,35
2			6	Панель капота	 3,40
3		3,81	7	Панель задняя	 3,90
4		0,22 3,91	8	Панель передняя	 0,08 3,96
$T_j^{\text{шт. ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_j^{\text{шт. } i}}{n}; \quad T^{\text{шт.}} = \frac{\sum_{j=1}^n T_j^{\text{шт. ср}} M_j}{\sum_{j=1}^n M_j} \quad \gamma^{\text{шт.}} = 8$			$\gamma^{\text{шт.}} = 10$		

д) по общей формуле (3) найти значение показателя технологичности формы T_{ϕ} .

Найденные показатели технологичности формы макетов оказались близкими к результатам, полученным при детальном анализе технологической документации, составленной значительно позднее — на стадии подготовки производства автомобиля ИЖ-2125 «Комби» и выпуска документации на экспериментальные кузова автомобилей. Это позволяет утверждать, что разработчики могут использовать приведенный метод для предварительной технологической оценки формы кузова на стадии художественно-конструкторского проекта.

Рассмотрим основные методические принципы технологической отработки формы кузова, используемые в процессе художественного конструирования кузова на Автомобильном заводе, г. Ижевск.

Начиная с поисковых этапов проектирования, на стадии выполнения эскизных рисунков и изготовления пластилиновых моделей в масштабах 1:10 и 1:5 проводят работы по выбору технологической структуры изделия.

На этапе выполнения рабочего художественно-конструкторского проекта осуществляются основные операции по технологической отработке формы: членение кузова (макета) на панели с учетом конструкторско-технологических требований; пластическая отработка рельефа поверхности кузова с учетом улучшения штампуемости панелей; нюансировка, способствующая повышению технологичности формы; оценка технологичности формы по штампуемости лицевых панелей с помощью технологических карт $T_{шт}^0$; в особо сложных случаях — снятие с пластилинового макета пластмассовых копий панелей для передачи технологом; определение характера разъемов и стыковки лицевых панелей кузова; составление, совместно с конструкторами-кузовщиками и технологами, эскизов основных конструктивных сечений кузова; использование средств пластики для нюансировки стыков для повышения их технологичности; оценка технологичности сварных соединений с помощью карт $T_{св}^0$ и определение пригодности выбранных типов стыковки для имеющегося сварочного оборудования; выбор стыковки навесных элементов с учетом упрощения технологии сборки; оценка технологичности сборки с использованием карт $T_{сб}^0$; определение показателя технологичности формы T_{ϕ} и сопоставление полученных результатов с аналогами; обсуждение полученных результатов и утверждение демонстрационного макета на техническом совете с участием ведущих конструкторов и технологов.

Из технологических работ, проводимых на стадии художественно-конструкторского проекта, для дизайнеров наиболее интересна отработка технологичности формы с помощью специальных композиционно-пластических приемов и нюансировки поверхности. Существует множество подобных приемов, что зависит от характера формы, замысла дизайнера, творческой интуиции и технологических задач.

Для повышения технологичности формы по штампуемости наиболее распространенными основными приемами являются выбор линий разъемов панелей с учетом уменьшения глубины вытяжки; выбор радиусов, граней и переходов, способствующих вытяжке материала; нюансировка поверхности с помощью подштамповок, ребер и рельефа с учетом хорошей формуемости и натяжения материала без образования гофров и разрывов (правильное размещение ребер жесткости или подштамповок на угловых частях поверхности, введение местных подштамповок и пр.); для повышения технологичности сварных соединений — использование в композиционных целях открытых швов с молдингами или отбортовкой фланца; введение нюансов поверхности вблизи сварных швов, облегчающих доступ к сварным соединениям; использование сварных соединений, исключающих оплавку припоями, рихтовку и шпаклевку; для повышения технологичности сборочных операций — использование широких разъемов между навесными элементами кузова, облегчающих регулировку, с учетом их композиционной роли; применение преимущественно линий разъемов, параллельных размерной сетке кузова; введение композиционно-пластических приемов, облегчающих стыковку и регулировку навесных элементов при сборке (стыковка с перекрытием, совмещение стыка с ребром или молдингом и др.); проектирование стыков с учетом влияния возможных нестыковок при сборке на композицию кузова (расширение зазоров, специальное несовпадение контуров, укрупнение навесных элементов и пр.).

Применение предложенного метода оценки и отработки технологичности формы позволяет на стадии художественно-конструкторского проекта решать производственно-технологические проблемы, благодаря чему сокращаются сроки проектирования кузова, повышается уровень проектно-технологической документации и, следовательно, качество готовой продукции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методические указания по проведению экспертизы промышленных изделий с позиций технической эстетики. М., ВНИИТЭ, 1967.
2. Основы методики художественного конструирования. М., ВНИИТЭ, 1970.
3. Валиев С. А. Новые принципы построения технологического процесса глубокой вытяжки. Л., ЛДНТП, 1963.
4. Давыдовский А. Технологичность и художественное конструирование. — «Техническая эстетика», 1965, № 3.
5. Денисюк Н. Ф. — «Стандарты и качество», 1966, № 10.
6. Долматовский Ю. А. Основы конструирования автомобильных кузовов. М., Машгиз, 1962.
7. Ровинский Т. Н. Штамповка крупногабаритных деталей в автомобильной промышленности. М., Машгиз, 1962.
8. Tebbutt E. S. — „Automotive design Engineering“, 1966, № 8.
9. Stauton H. Corin. Transport design. London, 1967.

УДК 621.833:621.7

Холодная прикатка зубьев цилиндрических зубчатых колес

Канд. техн. наук С. Н. КАЛАШНИКОВ, В. Г. ИГНАТЬЕВ

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

В ОТЛИЧИЕ от шевингования при холодной прикатке зубьев окончательная обработка профиля зубчатых колес осуществляется без снятия стружки, посредством пластического деформирования металла в холодном состоянии.

Станки для прикатки зубьев изготавливаются по схеме с тремя, двумя и одним накатником. В условиях массового производства наиболее широко применяются станки с двумя накатниками. Преимуществом этих станков является то, что диаметр и ширина обрабатываемых колес не лимитируются размерами накатников. Станки позволяют прикатывать зубчатые колеса небольших размеров. Усилия, создаваемые накатниками в процессе прикатки, уравновешены между собой.

Станки, работающие одним накатником, изготавливаются на базе шевинговальных, а также как специальные станки. Для относительно небольшого объема выпуска американская фирма Нейшил Броуч производит станки моделей RGE Униролл и GFC Поллшейв на базе шевинговальных станков.

Во время рабочего цикла накатник с изделием сначала вращается в одном направлении, а затем в обратном. Такой принцип работы, по мнению специалистов фирмы, обеспечивает одинаковые условия прикатки обеих боковых сторон зуба и способствует улучшению их качества.

Станки с одним накатником предназначены для обработки зубчатых колес широкого диапазона как небольших, так и крупных партий, включая колеса большого диаметра (до 230 мм), а также тогда, когда необходима частая и быстрая переналадка станка с использованием более экономичной оснастки.

На рис. 1 представлены наиболее рациональные схемы закрепления зубчатых колес на станках с одним и двумя накатниками. На станке модели 72SD зубчатое колесо 1 (рис. 1, а) устанавливается между двумя бабками 2 и 3. При ручной загрузке станка левая бабка 3 от гидроцилиндра поворачивается горизонтально на 90° к оператору для загрузки и выгрузки

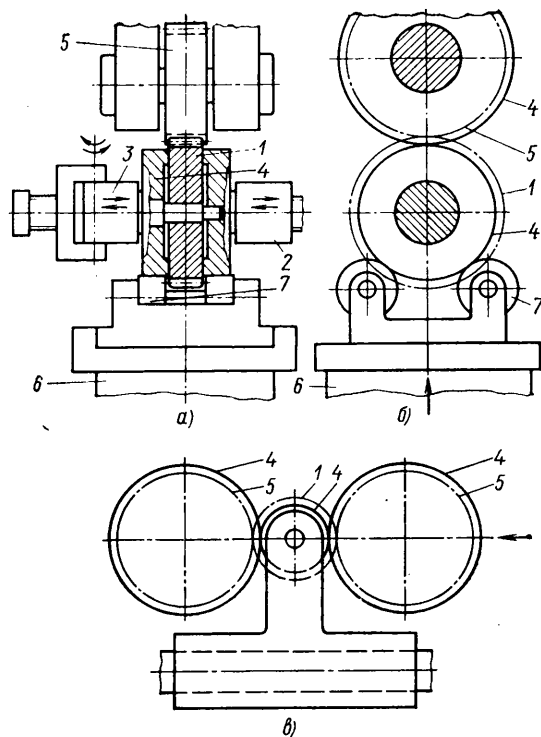


Рис. 1. Схема закрепления зубчатых колес на прикатных станках с одним (а, б) и двумя (в) накатниками:
1 — зубчатое колесо; 2, 3 — приводные бабки; 4, 7 — гладкие ролики; 5 — накатник; 6 — стол

деталей. Когда левая бабка 3 с деталью находится в положении прикатки, правая бабка 2, перемещаясь, центрирует деталь выступающим концом оправки и зажимает ее по торцам ближе к зубьям между двумя гладкими роликами 4. Последние должны иметь точные и концентрично расположенные наружные поверхности относительно оси детали.

Когда левая бабка устанавливает деталь в позицию прикатки, накатник 5, закрепленный в прецизионных подшипниках шпинделя станка, вращается на уменьшенных оборотах, что обеспечивает свободное зацепление обрабатываемого колеса с накатником. После центрирования и зажима детали правой бабкой 2 стол 6 с роликовыми опорами 7 начинает быстро перемещаться вверх. Перед началом прикатки обороты накатника увеличиваются до соответствующей скорости, а стол 6 переключается на медленную подачу, после чего начинается процесс прикатки.

Головку накатника можно регулировать для установки размера детали, изменения конусности и угла наклона зуба колеса.

Во время прикатки гладким зубчатым накатником неровности на профиле зубьев сглаживаются при большом усилии (порядка 1500—3000 кгс в зависимости от модуля и длины зуба). В результате больших усилий возникают прогибы в зубьях обрабатываемого колеса. Чтобы уменьшить возникающие усилия при прикатке, на боковых поверхностях зубьев накатника системы Моноролл нанесены зубчики, похожие на зубчики шевера. Зубчики расположены по спирали последовательными группами по окружности накатника. Чтобы полностью обработать профиль зубьев колеса, кромки зубчиков в каждой группе взаимно смещены на определенное расстояние по длине зуба. В процессе прикатки зубчики накатника под усилием внедряются на глубину около 0,02 мм и непрерывно вытесняют материал с необработанного участка профиля зуба колеса.

Благодаря такой конструкции накатника усилие при прикатке уменьшается на $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{5}$ по сравнению с накатниками, имеющими гладкие боковые поверхности зубьев.

Прикатка производится на параллельных осях, накатник вращается в одном направлении. При минимальном межосевом расстоянии пары — обрабатываемого колеса и накатника — продольная подача на некоторое время выключается, а обкатка продолжается.

Прикатку методом Моноролл выполняют после фрезерования зубьев колеса червячными фрезами как с модифицированным профилем, так и без модификации. В процессе накатывания зубьев, не имеющих подрезания впадины, обычно часть материала в зоне ножки срезается самим накатником. Чер-

вячные фрезы без модификации профиля менее трудоемки в изготовлении и имеют больший период стойкости.

Высокопроизводительный метод Моноролл предназначен для массового производства. Благодаря снижению усилий во время прикатки, а также лучшему центрированию детали заготовка базируется от отверстия или центров вместо зубьев — радиальное биение зубчатого венца уменьшается в значительно большей степени, чем при базировании заготовки по зубчатому венцу при обработке тремя накатниками.

При разработке прикатных станков предусматривается повышенная жесткость, прочность, независимая регулировка осей и положения накатников, синхронное их вращение, возможность автоматизации. Примером повышенной жесткости является станок RGB фирмы Нейшл Броуч, имеющий стальную сварную раму с толщиной стенок 50,8 мм, которая выдерживает нагрузку до 45 500 кгс.

Учитывая большие усилия, возникающие в процессе холодной прикатки зубьев, для обеспечения высокой точности и однородности зубчатых колес важное значение имеет способ установки и закрепления зубчатого колеса на станке во время прикатки.

На рис. 1, а, б показана схема установки зубчатого колеса на станке с одним накатником. Для обеспечения стабильного размера и повышения точности зубчатого колеса на шпинделе накатника и оправке обрабатываемого колеса закреплены гладкие ролики 4, а на столе 6 — роликовые опоры 7.

Во время прикатки стол 6, осуществляя вертикальную подачу, заставляет обрабатываемое колесо внедряться в накатниках до тех пор, пока гладкие ролики 4 и роликовые опоры 7 не соприкоснутся, после чего процесс прикатки закончится. Наружные диаметры роликов 4 следует рассчитывать и изготавливать так, чтобы при их контакте размер обрабатываемого зубчатого колеса соответствовал техническим условиям.

При использовании указанной схемы установки на прикатном станке радиальное биение, которое имелося в зубчатом колесе до прикатки, можно уменьшить до 75%.

Схема, представленная на рис. 1, в, характеризует применение гладких роликов 4 на прикатных станках с двумя накатниками 5. Гладкие ролики установлены на каждом шпинделе рядом с накатником и на оправке для обрабатываемого колеса 1. Требуемый размер зубчатого колеса во время прикатки определится, когда все три гладких ролика под действием прикатного усилия придут в соприкосновение.

Применение гладких роликов для ограничения расстояния между осями двух накатников или между накатником и обрабатываемым колесом во время прикатки обеспечивает большую однородность размера и более высокое качество изготовления зубчатых колес. Схема с двумя накатниками с гладкими роликами позволяет уменьшить радиальное биение до 40%.

Холодная прикатка взамен шевингования была внедрена на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева для обработки зубчатых колес распределительных валов и сопряженных с ними колес более десяти лет назад. Поскольку к этим зубчатым колесам не предъявляются высокие требования по точности изготовления, замена шевингования холодной прикаткой не вызвала особых технических трудностей.

При разработке и внедрении процесса холодной прикатки зубьев взамен шевингования для более точных зубчатых колес коробки передач автомобиля ЗИЛ-130 и, в частности, зубчатых колес коленчатых валов ($z=26$; $m_n=2,54$ мм; $\beta_d=39^\circ 31'$; $\alpha=14^\circ 30'$; сталь 35, твердость $HV\ 207-241$) были выявлены две наиболее сложные проблемы.

Во-первых, перед холодной прикаткой точность обработки зубчатых колес должна быть выше, а припуск на сторону зуба меньше, чем перед шевингованием, примерно наполовину. Во-вторых, после прикатки на одной стороне во впадине зуба в результате течения металла в направлении ножки образовывалась тонкая стружка. Поскольку эти зубчатые колеса после прикатки не подвергаются термической обработке, в собранном агрегате стружка может отслоиться и привести к выходу из строя передачи, поэтому наличие стружки во впадине зуба недопустимо.

Чтобы повысить производительность зубофрезерования, применили червячную фрезу с заборным конусом диаметром 90 мм вместо обычной цилиндрической червячной фрезы диаметром 110 мм. Это позволило за счет уменьшения величины врезания, перебега фрезы и увеличения скорости ее вращения для сохранения той же скорости резания повысить производительность зуборезного станка на 35%, улучшить качество обработки и увеличить срок службы фрезы.

Опыт показывает, что червячные фрезы с заборным конусом целесообразно применять при фрезеровании зубчатых колес с углом направления зуба свыше 35° . Особенностью

червячных фрез с заборным конусом является то, что в процессе резания у них наибольшая нагрузка падает на зубья заборного конуса. По сравнению с зубьями нормальной высоты цилиндрической фрезы зубья заборного конуса менее интенсивно подвергаются температурному износу, так как они ниже и с более широкой поверхностью на вершине. Режим резания при зубофрезеровании следующий: $v=42,6$ м/мин, $s=2,25$ об/мм; червячная фреза однозаходная.

Повышение точности обработки зубчатых колес при зубофрезеровании и уменьшение величины припуска под прикатку достигнуто благодаря замене на зубофрезерных станках гладких жестких оправок многоулачковыми, обеспечивающими беззазорное центрирование и зажим заготовки в зажимном приспособлении.

Точность установки зажимного приспособления на зубофрезерном станке оценивается по биению наружного диаметра специального калибра-кольца, имеющего размеры обрабатываемого колеса, установленного в зажимное приспособление, вместо обрабатываемых заготовок. Биение наружной поверхности калибра не должно превышать 0,01 мм.

Применение многоулачковых зажимных приспособлений для беззазорного центрирования заготовки взамен жестких позволило повысить точность обработки зубчатых колес на 30—40% и уменьшить припуск под прикатку по колебанию измерительного межосевого расстояния до 0,12—0,15 мм вместо 0,15—0,23 мм под шевингование.

Наилучшие результаты в процессе холодной прикатки были достигнуты при величине припуска на сторону зуба 0,015—0,025 мм. В зависимости от величины модуля и подачи при зубофрезеровании этот припуск может быть увеличен. Припуск под прикатку необходим, чтобы устранить на профиле зуба следы резцов от подачи, погрешности профиля, направления зуба, биение зубчатого венца и т. д.

Погрешность зубчатого зацепления не должна превышать припуска под прикатку, так как в противном случае на профиле прикатанного зуба останутся следы фрезерованной поверхности.

Лучшие результаты по точности достигаются при оптимальном припуске под прикатку. Если этот припуск чрезмерен, повышается размер зубьев, снижается точность обработки, на торцах зубьев, вершине и в основании зуба происходит избыточное выдавливание металла; возможно также появление складок материала в зоне делительной окружности. Определяя припуск, следует учитывать, что во время прикатки металл не срезается, а сглаживается и перемещается, поэтому, чтобы устранить указанные недостатки, можно уменьшить припуск под прикатку.

Однако, если под шевингование оставлять такой же припуск, как под холодную прикатку, то время цикла шевингования уменьшится, а срок службы шевера увеличится, и тогда эффективность процесса шевингования повысится.

Холодная прикатка на автозаводе осуществляется на автомате Лоренц Микро Фло с двумя накатниками, расположенными в горизонтальной плоскости. Наибольший диаметр обрабатываемого колеса 125 мм, накатников 220 мм, модуль до 5 мм. Накатники вращаются синхронно со скоростью 80 об/мин от одного электродвигателя мощностью 12 кВт через карданные валы постоянной угловой скорости. Наибольшее усилие прикатки 11 300 кгс·м².

Накатники на станке регулируются для устранения конусности зуба и погрешности в направлении зуба обрабатываемого колеса. Модификация профиля зуба и получение на зубе бочкообразной формы достигается коррекцией эвольвенты и направления зуба накатника. В ряде случаев коррекции правого и левого профиля накатника отличаются друг от друга. Время прикатки одного зубчатого колеса 14 с. Магазин емкостью 150 деталей обрабатывается за 35 мин.

Для надежной работы автомата и обеспечения требуемой точности зубчатые колеса перед установкой в магазин подвергаются 100%-ному контролю по размеру зубчатого венца, прокатывая их между двумя эталонными колесами, и по базовому отверстию (жестким гладким калибром).

На рис. 2 представлена схема прикатного автомата. Штыревой магазин-накопитель 1 имеет два яруса, рассчитанных на 150 деталей каждый. На верхнем ярусе с 15 штырями 2 устанавливаются прикатные зубчатые колеса, а на штыри 3 нижнего яруса — зубчатые колеса после зубофрезерования перед прикаткой. Между магазином и зоной обработки с накатниками находится восьмипозиционная поворотная револьверная головка 4. Толкатель 5 подает заготовки 6 на свободную позицию 7 револьверной головки, а толкатель 8 снимает обработанные детали 9 и устанавливает их на штыри 2 верхнего яруса. Револьверная головка 4, вращаясь, поочередно устанавливает детали в зону обработки между двумя синхронно вращающимися накатниками.

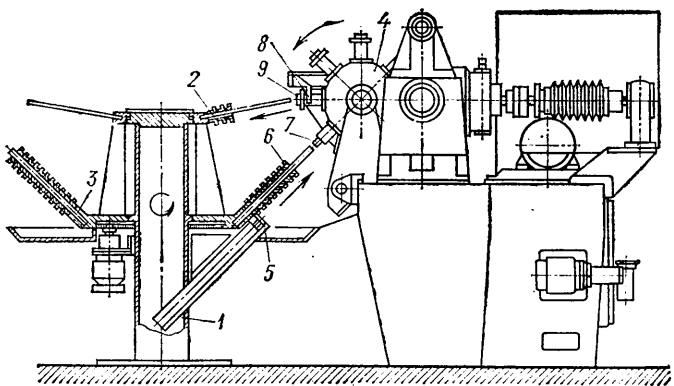


Рис. 2. Схема зубопркатного автомата

Заготовка до зацепления с накатником вращается от специального пневмомотора со скоростью, которая несколько больше или несколько меньше частоты вращения накатников. Благодаря этому обеспечивается свободное зацепление зубьев обрабатываемого колеса с накатником.

Подвижная бабка, перемещаясь, вводит вращающийся накатник в зацепление с вращающейся заготовкой, а затем вместе с ним продолжает перемещаться к накатнику, закрепленному в неподвижной бабке. При достижении беззазорного зацепления накатников с заготовкой начинается формоизменение зубьев заготовки под определенным усилием. Расстояние между осями накатников постепенно уменьшается до получения требуемого размера зубьев колеса.

Во время прикатки на зубьях обрабатываемого колеса и накатника происходит взаимное скольжение. На стороне зуба колеса, которая соприкасается с ведущей стороной зуба накатника, металл перемещается от головки и от ножки в направлении делительной окружности. В связи с этим в зоне делительной окружности образуется выступ. На обратной стороне зуба колеса скольжение осуществляется от делительной окружности к головке и ножке зуба колеса, в результате чего около делительной окружности появляется впадина. Перемещение металла к головке зуба приводит к увеличению наружного диаметра заготовки, а когда металл перемещается к ножке зуба, во впадине образуется наплыв металла по всей длине зуба.

Учитывая, что во время холодной прикатки металл течет в направлении головки и ножки зуба обрабатываемого колеса, зубья перед прикаткой следует нарезать червячными фрезами с модифицированным профилем.

Фланк в ножке зуба фрезы нужен для среза металла в виде фаски на головке зуба обрабатываемого колеса, «усик» (протуберанец) на головке зуба фрезы предназначен для подрезки ножки зуба колеса. Это пространство необходимо для отслоения стружки в результате наплыва металла в направлении ножки зуба и свободного выхода головки накатника в зоне ножки во время прикатки.

Металл, выдавливаемый во впадину зуба, представляет собой отдельные прилипшие иглообразные стружки. Для удаления стружки были предприняты различные меры.

Закругление вершины головки зуба накатника, исключающее образование режущей кромки, не привело к положительным результатам, к тому же закруглять головку необходимо.

Затем были опробованы червячные фрезы с так называемым ломаным профилем зуба. Угол профиля зуба фрезы на расстоянии 26 мм от головки был увеличен на 2°30', оставшийся участок рабочего профиля соответствовал номинальному углу профиля 14°30'. Увеличенный угол профиля на головке зуба фрезы позволил постепенно уменьшить припуск под прикатку в направлении впадины зуба обрабатываемого колеса. Припуск на головке зуба колеса оставался постоянным. Использование червячной фрезы с двойным углом профиля не решило полностью проблему удаления стружки, хотя эта мера в ряде случаев может применяться.

Стружку из впадины зуба удалось удалить, увеличив толщину «усика» на головке зуба фрезы до 0,12—0,15 мм. Для тяжело нагруженных передач, где лимитирующим фактором является прочность при изгибе, значительно увеличивать толщину «усика» не следует, так как это может вызвать снижение прочности зубчатого колеса. Зубчатые колеса колесчатого вала не передают больших нагрузок, поэтому некоторое увеличение глубины подрезки не имеет существенного значения.

На рис. 3 в качестве примера приведены технические требования на изготовление профиля, направления и бочкообразности зуба обрабатываемого колеса. Допуск на эвольвенту

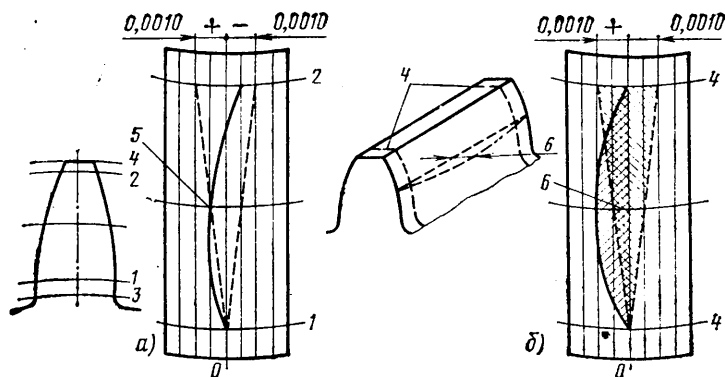


Рис. 3. Допуски на эвольвентный профиль зубьев (а), а также на направление зуба и бочкообразность (б)

обычно задается на участке активного профиля зуба. Этот участок, обозначенный цифрами 1, 2 (рис. 3, а), расположен выше основной окружности и ниже окружности выступов 4. Профиль зуба модифицированный, допуск на него задается как отклонение от прямой линии, характеризующее правильную эвольвенту в обе стороны на «минус» и «плюс». Заданный профиль 5, имеющий скругление в начале и конце высоты зуба, должен находиться в пределах отмеченных допусков.

На рис. 3, б приведены допуски раздельно на направление зуба и на бочкообразность. Заштрихованный треугольник представляет собой поверхность, ограничивающую допуск на направление зуба. Площадка внутри дуги 6 указывает место размещения допуска на бочкообразность. Если угол наклона спирали зуба идеальный и отсутствует бочкообразность на зубе, то на графике получим вертикальную прямую. При измерении типового бочкообразного зуба результирующая кривая в результате отклонений в направлении зуба и бочкообразности будет представлять собой дугу, находящуюся в пределах крайних допусков. В ряде случаев допуск на бочкообразность может быть больше, чем на направление зуба.

Допуски на профиль, направление и бочкообразность зуба являются основанием для проектирования накатника. Поскольку накатка зубьев связана с деформированием — течучестью металла, а не с резанием, то форму зуба накатника нельзя точно воспроизвести, как на зубе детали. Если учесть, что даже при шевинговании, где имеет место процесс резания, приходится вводить модификацию в форму зуба для получения требуемой формы зуба обрабатываемого колеса, то становится ясно, что в результате упругости и текучести металла модификация формы зуба накатника значительно сложнее, чем для шевера. Менее жесткие накатные станки требуют большей степени модификации зуба. Кроме того, большая бочкообразность профиля зуба способствует повышению периода стойкости инструмента; замечено, что по мере износа накатника на эвольвенте появляется вогнутость.

В табл. 1 приведены данные по точности основных параметров зубчатых колес до и после прикатки на автомате Лоренц.

Таблица 1

Проверяемый параметр	Точность зубчатого колеса в мкм	
	фрезерованного	прикатанного
Колебание измерительного межосевого расстояния:		
за один оборот зубчатого колеса Δa	40/6*	30/5
на одном зубе $\Delta \gamma$ а	25/7	12/5
Погрешность:		
профиля зуба	35/12	12/7
направления зуба на длине 30 мм	54/10	25/8
Радиальное биение зубчатого венца	95/11	65/9
Разность соседних шагов	16	6
Колебание длины общей нормали	20/6	20/6

* В числителе указано числовое значение, в знаменателе — значение по ГОСТ 1642—72.

Как видно из табл. 1, точность основных параметров зубчатого колеса при холодной прикатке повышается на одну-две степени точности по ГОСТу. Следовательно, когда требуется обеспечить высокую точность после холодной прикатки,

необходимо соответственно повысить точность зубчатого колеса до прикатки.

В табл. 2 приведены данные фирмы Лоренц по точности зубчатых колес с модулем от 1,6 до 4 мм, диаметром от 50 до 100 мм, которая обеспечивается при холодной прикатке в зависимости от точности фрезерованных зубчатых колес. Припуск на сторону зуба — от 0,015 до 0,025 мм.

Таблица 2

Проверяемый параметр	Точность зубчатого колеса в мкм	
	фрезерованного	прикатанного
Погрешность:		
профиля зуба	16/8*	8/6
основной окружности	9/7	4,5/5
Накопленная погрешность основного шага	28/6	20/5
Радиальное биение зубчатого венца	25/6	18/5
Погрешность направления зуба на длине 100 мм	45/9	21/6

* В числителе указано числовое значение, в знаменателе — качество DIN 3962.

Приведенные в табл. 2 данные характеризуют зависимость точности прикатанных зубчатых колес от фрезерованных. Чем выше точность при зубофрезеровании, тем точнее зубчатые колеса после холодной прикатки.

Производительность станков при обработке зубчатых колес методом холодного накатывания в 4—5 раз выше, чем производительность шевинговальных станков.

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева один прикатный автомат фирмы Лоренц заменил четыре шевинговальных станка. Сменная программа, выполняемая ранее на четырех шевинговальных станках, теперь выполняется на одном прикатном станке за 4 ч. Если раньше каждый шевинговальный станок требовал в течение смены проведения одной-двух подналадок для корректировки размера, то на прикатном станке подналадка не требуется при обработке нескольких десятков тысяч зубчатых колес, благодаря чему достигается высокая стабильность размеров, пятна контакта и качества обработки.

Усилие, необходимое при холодной прикатке, зависит от ширины зубчатого венца, модуля, формы зуба, характеристики и твердости обрабатываемого материала, а также от времени цикла прикатки.

На рис. 4, а, по данным фирмы Лендис, приведена зависимость усилия прикатки Q (в кгс на 1 мм ширины зубчатого венца) от модуля m и твердости обрабатываемого материала. Из графика видно, что усилие повышается пропорционально увеличению твердости обрабатываемого материала.

По зарубежным данным, стойкость накатников в несколько раз выше, чем шевиров, и зависит от материала, точности геометрии, требуемого качества обрабатываемого зубчатого колеса. Однако наибольшее влияние на стойкость накатника оказывает твердость обрабатываемого зубчатого колеса. На рис. 4, б, по данным фирмы Лендис, показан участок площади, внутри которого находится предполагаемая стойкость накатника, выраженная количеством обработанных деталей q .

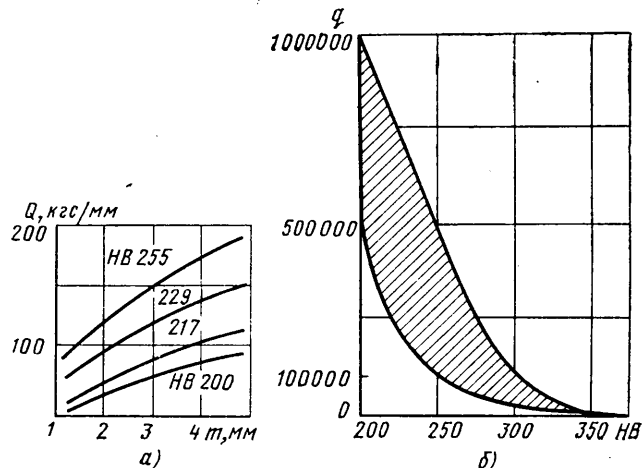


Рис. 4. Зависимость усилия прикатки и срока службы накатника от модуля и твердости заготовки

В зависимости от твердости материала. Накатники могут 2—3 раза перешлифовываться.

Помимо твердости материала заготовки, большое значение имеют материал накатника, его термическая обработка и твердость. Накатники изготавливают из быстрорежущей или специальной стали с высокими ударными и усталостными свойствами. На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева применяются накатники, изготовленные из стали Р18, за рубежом для этой цели используют сталь D2 (американский стандарт). Сталь для накатников изготавливают по специальным техническим условиям с точным контролем входящих элементов, микроструктуры и многоступенчатой термической обработки накатника. Твердость накатников HRC 58—60. В качестве смазочно-охлаждающей жидкости применяют масла, которые используют при работе на высоких давлениях, при этом особое внимание уделяют очистке масла от мелких частиц металла.

Технология изготовления накатников аналогична изготовлению шевров. Фирма Нейшил Броуч рекомендует следующие допуски (в мм) на изготовление накатников:

Профиль зуба (эвольвента):	
при рабочей высоте зуба до 4,5 мм	0,004
при рабочей высоте зуба от 4,5 до 10 мм	0,005
Осевой шаг зуба (однородность на длине 25 мм зубчатого венца)	0,0075
Параллельность противоположных сторон одного зуба	0,005
Угол наклона зуба (отклонение от правильного угла на длине 25 мм зубчатого венца)	0,0127
Соседние шаги зубьев на делительном диаметре	0,004
Окружной шаг (отклонение)	0,005
Наклоненная погрешность шага (свыше трех последовательных зубьев)	0,006

Радиальное биение зубчатого венца на делительном диаметре	0,01
Биение торца около зубьев	0,005
Толщина зуба	—0,025
Диаметр отверстия	+0,025

Шероховатость поверхности на профилях зубьев прикатанных колес соответствует $\nabla 9$, а на зубьях шевинговальных колес $\nabla 6$ — $\nabla 7$.

В процессе прикатки в результате деформации металла повышаются твердость и износостойкость профиля зубьев. Контроль твердости затруднен из-за малой глубины деформированного слоя, который составляет примерно 0,02 мм. По данным зарубежной печати, поверхностная твердость у прикатанных зубчатых колес повышается на 5—10%.

В условиях массового производства иногда появляются зубчатые колеса с повышенным колебанием измерительного межосевого расстояния за один оборот колеса. Причины этого явления разные: попадание стружки под базовый торец зажимного приспособления на зуборезном станке, повышенное биение базового торца заготовки после растачивания свыше 0,05 мм и др. Такие зубчатые колеса после холодной прикатки также имеют повышенное отклонение по этому параметру. Многократная повторная прикатка не приводит к значительному повышению точности, и такие зубчатые колеса по существу должны браковаться.

Эта проблема в большинстве случаев решается последующим шевингованием с коротким циклом обработки. Чтобы размер зубьев после шевингования не ослаблялся, размер прикатанных колес следует выдерживать ближе к максимальному.

УДК 621.386

Рентгенография сварных швов полых тел вращения

В. Я. СТАРОСЕЛЬСКИЙ, В. Г. ДЫБАЛ

Минский автозавод

МЕТОД рентгенографии и радиографии, обладая высокой чувствительностью к выявлению дефектов, надежностью, документальностью, простотой в выполнении контрольных операций, имеет, однако, низкую производительность и сравнительно высокую стоимость снимка. Поэтому поиски путей сокращения времени просвечивания изделия, перезарядки и установки кассет, а также расхода рентгеновской пленки — наиболее актуальные проблемы рентгено- и гамма-дефектоскопии.

Прежде всего это относится к контролю сварных швов на изделиях сферической формы диаметром до 400 мм. При сравнительно небольшой длине сварного шва, просвечиваемого через одну стенку на пленку, расположенную изнутри, требуется четыре—шесть экспозиций, на что вместе с перезарядкой затрачивают не менее 20—30 мин. Это связано с тем, что рентгеновские лучи (гамма-лучи) освещают лишь участок, обращенный к источнику. На перезарядку и установку кассеты для каждой экспозиции затрачивается времени больше, чем на съемку. При съемке по этой схеме два любых участка шва находятся в неодинаковых условиях, так как имеют различные фокусные расстояния и толщину металла. Пленка и дефект в точке А (рис. 1) расположены к источнику О ближе, чем в точке В. Изображение дефекта в точках В будет искажено.

При выборе даже оптимального режима съемки невозможно получить по всей длине снимка удовлетворительную плотность почернения и чувствительность, а следовательно, информацию о качестве шва. Теряется часть пленки, где снимок не удовлетворяет требованиям ГОСТа.

На Минском автозаводе внедрен способ съемки кольцевых швов на вращающейся детали. Источник излучения неподвижен. Съемка выполняется в течение одной экспозиции. При этом все участки кольцевого шва на вращающейся детали находятся в одинаковых условиях относительно центрального луча. Благодаря этому до-

стигается удовлетворительная чувствительность и равномерное почернение по всей длине снимка. Пленка используется полностью.

На рис. 2 показана установка для рентгенографии детали этим способом.

Частота вращения изделия для получения снимка удовлетворительной плотности и чувствительности определяется тол-

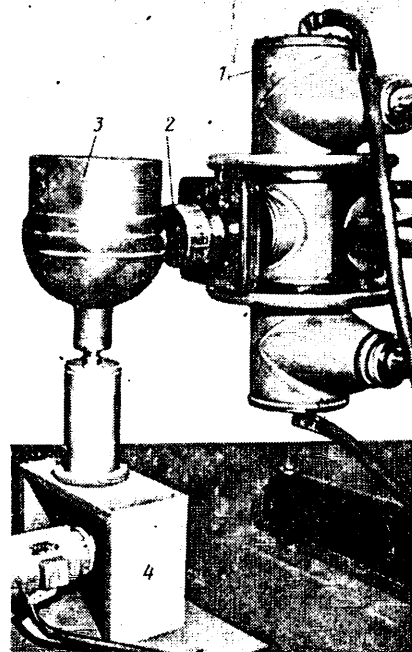


Рис. 2. Общий вид установки для рентгенографии детали: 1 — рентгеновская трубка с кожухом аппарата РУП-200; 2 — насадка с диафрагмой; 3 — деталь; 4 — механизм вращения контролируемой детали

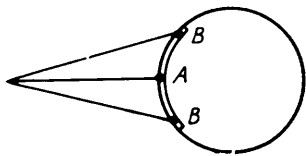


Рис. 1. Схема рентгенографии сварного шва

шиной материала, фокусным расстоянием, энергией излучения и другими условиями съемки.

Под контролем в течение четырех лет находится серийная деталь со стенкой толщиной 10 мм, диаметром 300 мм. Фокусное расстояние 200 мм. На половине фокусного расстояния установлена диафрагма с шириной щели 9 мм. Следовательно, имеется возможность использовать практически параллельный пучок излучения. В любой момент времени экспонируется лишь тот участок, на который рентгеновские лучи (гамма-лучи) падают перпендикулярно. Этим определяется высокое качество снимка по всей его длине. Частота вращения детали 1 об/мин. Время экспозиции для одной съемки 3—5 мин.

Для данной детали приведенный режим можно считать оптимальным, так как увеличение фокусного расстояния при незначительном улучшении качества снимка заметно удлиняет время просвечивания. В течение одной экспозиции деталь делает 3—5 оборотов. При изготовлении приспособления для вращения и крепления детали должно выполняться условие, при котором положение контролируемого шва не изменяется при каждом обороте относительно центрального луча.

Пленка, флуоресцирующие и металлические усиливающие экраны в гибкой кассете укладываются вдоль всего сварного соединения с внутренней стороны. Чтобы пленка не засвечивалась с противоположной стороны от источника, изнутри закладывается свинцовая полоса толщиной 5 мм.

Таким образом, при просвечивании кольцевых швов изделий, имеющих сферическую форму и вращающихся вокруг вертикальной оси, по сравнению со съемкой неподвижной детали производительность возрастает в 4 раза, снижается расход рентгеновской пленки, улучшается качество снимка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Румянцев С. В. Радиационная дефектоскопия. М., Атомиздат, 1974.
2. Елисютин Г. Н., Майоров А. М., Тюфяков Н. Д. — «Дефектоскопия», 1969, № 6.
3. Радиоизотопные средства контроля и автоматизации технологических процессов в промышленности. М., Атомиздат, 1972.

УДК 629.113:662.998.3

Исследование физико-механических свойств пенополиуретанов

А. Х. ГЕНДЛЕР, Г. А. ВАРЮЩЕНКО

Проектно-конструкторский и технологический институт, г. Запорожье

ОДНИМ из направлений развития современных автомобилей является повышение их комфортабельности, которая в большой степени зависит от эффективности отопления и теплоизоляции кабин и кузовов, определяющих не только самочувствие пассажиров, но и производительность труда водителей.

В настоящее время теплоизоляционные материалы (войлок, капроновое волокно, блоки поро- и пенопластов) обычно наклеивают или укладывают вручную, причем ручной труд на этих операциях трудно механизировать в условиях конвейерного производства автомобилей.

Более производителен метод нанесения теплоизоляции напылением двухкомпонентной композиции пенополиуретана с помощью специальной установки непосредственно на изолируемую поверхность.

Установка (рис. 1) состоит из двух баков 1 и 2, содержащих компоненты А (смесь из азотсодержащего полиизоцирата, пенообразователя, эмульгатора и антипирена — вещества, обладающего огнегасящим действием) и Б (полиизоцианат). Дозировочными насосами 3 и 4, регулирующими соотношение между компонентами, содержимое баков по шлангам подается в распылитель 5, где смешивается с помощью сжатого воздуха, и наносится на подложку 6. Через 5—10 с после нанесения композиция вспенивается и, достигнув максимального объема, затвердевает. Толщина слоя теплоизоляции 7 регулируется скоростью и кратностью нанесения.

Владимирским научно-исследовательским институтом синтетических смол для напыления был предложен пенополиуретан марок ППУ-3Н, ППУ-304Н и ППУ-308Н. Физико-механические показатели этих композиций и технические требования к теп-

лоизоляции, согласованные с Курганским автобусным заводом, приведены в таблице.

Показатели	Значения физико-механических показателей пенополиуретана			Технические требования завода
	ППУ-3Н	ППУ-304Н	ППУ-308Н	
Кажущаяся плотность в кг/м ³	50—80	30—50	40—60	30—60
Предел прочности в кгс/см ² , не менее:				
при сжатии	2	1,5	3	1,5
при изгибе	5	2	4	2
Удельная ударная вязкость в кгс·см/см ²	0,2	0,4	0,6	—
Температура размягчения в °С, не менее	70	120	140	120
Коэффициент теплопроводности в ккал/(м·ч·град), не более	0,035	0,03	0,03	0,04
Водопоглощение за 24 ч в кг/м ² , не более	0,2	0,3	0,3	0,3
Маслопоглощение за 24 ч в кг/м ² , не более	—	—	—	0,25
Бензопоглощение за 24 ч в кг/м ² , не более	—	—	—	0,2
Адгезия в кгс/см ² , не менее:				
к стали	—	2,8—3,5	—	1,9
к дюралюминию	—	2,2—3,0	—	1,2
Горючесть	Самозатухающий			—
Токсичность	Токсичный Малотоксичный			—

В технических требованиях завода отсутствовали требования по атмосферо- и вибростойкости, стойкости к деформациям и др. Однако, чтобы определить пригодность пенополиуретанов для использования в качестве теплоизоляции, были проведены и эти испытания.

Из анализа данных таблицы и путем сравнительных испытаний установлено, что оптимальными свойствами обладает пенополиуретан ППУ-308Н, особенно по теплостойкости и малотоксичности, и что он наиболее приемлем для теплоизоляции кузова автомобиля. Однако ряд важных физико-механических свойств этого пенополиуретана (масло- и бензопоглощение, атмосферо- и морозостойкость, адгезия, стойкость к вибрации и др.) был неизвестен. Кроме того, отсутствовали некоторые методики испытаний (атмосферостойкости, стойкости к вибрации) пенополиуретанов, нанесенных на металлическую подложку.

В связи с этим на основании методик аналогичных испытаний с учетом всех требований стандартов и технических условий в Проектно-конструкторском и технологическом институте, г. Запорожье были разработаны и согласованы с Курганским автобусным заводом методики лабораторных испытаний, по которым были проведены соответствующие испытания.

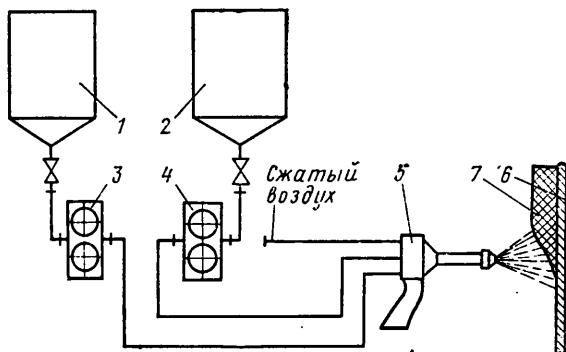


Рис. 1. Схема установки для нанесения теплоизоляции

Чтобы определить степень масло- и бензопоглощения, образцы пенополиуретана кубической формы с ребром длиной $30 \pm 0,5$ мм были взвешены с погрешностью до 0,001 г, измерены с погрешностью до 0,1 мм и выдержаны в течение 24 ч при температуре $20 \pm 2^\circ\text{C}$ и относительной влажности $65 \pm 5\%$. Помещенные во взвешенные проволоочные рамки, образцы погружались в автомобильное масло АС-8 и бензин А-72. Через 5 мин после погружения проводили первое взвешивание и через 24 ч второе.

Величину бензо- и маслопоглощения B_S (в $\text{кг}/\text{м}^2$) находили по формуле

$$B_S = \frac{P_2 - P_1}{S} 10,$$

где P_1, P_2 — вес образца после выдержки соответственно в течение 5 мин и 24 ч в г;

S — общая площадь поверхности образца в см^2 .

За результат испытаний принимали среднеарифметическое значение из пяти определений.

Маслопоглощение составляло $0,25 \text{ кг}/\text{м}^2$, бензопоглощение $0,2 \text{ кг}/\text{м}^2$, что соответствовало техническим требованиям, предъявляемым к теплоизоляции кузова автобуса и согласованным с Курганским автобусным заводом, для которого проводились исследовательские и экспериментальные работы по тепло- и звукоизоляции кузова автобуса КАВЗ-685.

Атмосферостойкость определяли на двухслойных образцах из пенополиуретана, напыленного на листовую сталь Ст.3 толщиной 0,9 мм, которые помещали в аппарат искусственной погоды ИП-1-3 для ускоренных испытаний.

Размер образцов в плане 200×20 мм, толщина слоя пенопласта 10, 15, 20 и 25 мм, количество образцов — по 8 шт. каждой толщины пенополиуретана, из которых по 4 шт. были окрашены пентафталевой эмалью ПФ-115.

На светостойкость образцы испытывали при температуре воздуха в рабочей камере 70°C . Облучение осуществляли двумя дуговыми лампами (сила тока 12—14 А, напряжение 220 В). Продолжительность испытания составляла 120 ч.

Режим испытания на погодостойкость был следующий: температура воздуха в рабочей камере 60°C ; облучение двумя дуговыми лампами (сила тока 12—14 А, напряжение 220 В); орошение образцов водой в течение 10 мин через каждые 50 мин; продолжительность испытания 120 ч.

Продолжительность ускоренных испытаний на светостойкость и погодостойкость (по 120 ч) установлена на основании аналогичных испытаний, при которых физико-механические свойства резко снижаются только в первые 60—100 ч.

После испытаний видимые признаки разрушения или деформации слоя пенополиуретана не обнаружены. На окрашенных образцах изменения окраски не произошло. Под слоем краски наружный слой пенополиуретана цвета не изменил. На неокрашенных образцах изменению в цвете подвергся только тонкий наружный слой пенополиуретана (менее 1 мм), который приобрел темно-желтый цвет.

После контрольного среза слоя пенополиуретана от подложки было выяснено, что пенополиуретан не вызвал коррозии незагрунтованной поверхности стали, в то время как на контрольных поверхностях образцов листовой стали без теплоизоляционного слоя была обнаружена коррозия. Следовательно, слой пенополиуретана защитил незагрунтованную поверхность стали от коррозии.

Для определения морозостойкости двухслойные образцы размером в плане 50×50 мм, с толщиной подложки 0,9 мм и толщиной слоя пенополиуретана 10, 15, 20 и 25 мм (по 4 шт. каждого) были помещены в камеру холода типа МРС-500.

В этой камере образцы выдерживали при температуре -30°C в течение 120 ч и при температуре -60°C в течение 120 ч; визуальный осмотр образцов проводили через каждые 7 ч выдержки и по окончании испытаний.

При этом видимых признаков разрушения образцов — трещин, усадок, отслоений, расслоений — и деформации не обнаружено.

Адгезию определяли следующим образом. На металлический «грибок» диаметром 50 и толщиной 5 мм напыляли слой пенополиуретана ППУ-308Н толщиной 30—40 мм. После выдержки в вытяжном шкафу в течение 24 ч пенополиуретан обрезали по диаметру «грибка» и срезали верхний слой. На срезанную поверхность эпоксидным клеем приклеивали второй «грибок»

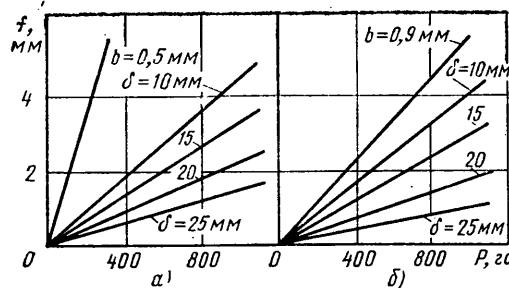


Рис. 2. Зависимость относительной деформации двухслойных образцов (пенополиуретан ППУ-308Н на стальной подложке) от толщины подложки b , толщины слоя пенополиуретана δ и нагрузки P

и весь пакет выдерживали в течение 24 ч при комнатной температуре для полного затвердевания клеевого шва. Испытывалась адгезия как к стальной, так и к алюминиевой подложке. Усилие на отрыв пенополиуретана от металла фиксировали на универсальной испытательной машине УММ-5. Нагрузку измеряли в поясе А шкалы силоизмерителя (0—500 кгс). Нижний захват перемещался со скоростью 2 мм/мин.

За результат испытаний принимали среднеарифметическое значение из трех испытаний.

Адгезия пенополиуретана к стали составляла $3,3 \text{ кгс}/\text{см}^2$, к алюминию $2,5 \text{ кгс}/\text{см}^2$, что соответствовало техническим требованиям к теплоизоляции кузова автобуса, согласованным с Курганским автобусным заводом: адгезия к стали — не менее $1,9 \text{ кгс}/\text{см}^2$, к алюминию не менее $1,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$.

Чтобы определить стойкость к вибрации, образцы из пенополиуретана ППУ-308Н размером 200×20 мм и толщиной 25 мм, напыленного на стальную подложку толщиной 0,9 мм, испытывали на трехкомпонентном вибронном стенде ST-III-200 с тремя вариантами крепления двух образцов: вертикальным, горизонтальным подложкой вверх и горизонтальным подложкой вниз.

Испытания проводили по методике и на оборудовании, на котором проводятся аналогичные испытания автомобильных узлов на предприятиях отрасли: частота колебаний 1000 кол/мин, амплитуда колебаний 3 мм, продолжительность колебаний 20 ч.

При визуальном осмотре образцов после испытаний признаков разрушения — трещин, сколов, отслоений, расслоений и др. — не обнаружено.

Метод и устройство для испытания двухслойных образцов под действием нагрузки разработаны Проектно-конструкторским и технологическим институтом, г. Запорожье. Метод заключается в определении стрелы прогиба f металлических образцов размером 200×20 мм, с толщиной подложки $b = 0,5$ и $0,9$ мм, с нанесенными слоями пенополиуретана $\delta = 10, 15, 20$ и 25 мм и позволяет выбрать материал и толщину изоляции.

Устройство состоит из основания, двух опор, коромысла с чашей, часового индикатора и переключателя.

Свободно лежащий на двух опорах образец последовательно нагружали в центре грузом 200, 400, 600, 800 и 1000 г. Стрелу прогиба f (в мм) фиксировали индикатором. Результаты измерений показаны на рис. 2. Из сравнения кривых деформации на графиках для подложек различной толщины b , но с одинаковым слоем пенополиуретана видно, что стрела прогиба образцов с толщиной подложки $b = 0,5$ мм (а) почти не отличается от стрелы прогиба образца с толщиной подложки $b = 0,9$ мм (б).

Анализ этих графиков показывает, что нанесенный на стальную подложку слой пенополиуретана ППУ-308Н снижает деформацию двухслойных образцов обратно пропорционально толщине слоя пенополиуретана. Напыление жесткого пенополиуретана на внутреннюю поверхность наружной обшивки кузова может значительно увеличить общую жесткость конструкции. Уменьшение толщины обшивки кузова при условии ее напыления жестким пенополиуретаном не повлияет на общую жесткость конструкции. Таким образом можно снизить вес кузова на 15—20%, а расход листового металла на 40—50%.

Дорожные испытания автобуса с теплоизоляцией кузова из пенополиуретана проводили по методике, согласованной с Курганским автобусным заводом. Результаты дорожных испытаний подтвердили лабораторные по всем испытанным параметрам.

ПАРОВЫЕ АВТОМОБИЛИ

ПЕРВАЯ попытка использования энергии пара для нужд дорожного транспорта относится к 1769 г., когда Ж. Кюньо была создана механическая повозка, снабженная паровым котлом и паровой машиной. Более совершенные конструкции появились лишь в сороковых годах XIX в., но они не получили широкого применения. В конце века после изобретения двигателя внутреннего сгорания ведущее место заняли автомобили с карбюраторными двигателями.

Однако паровые автомобили благодаря своим достоинствам, прежде всего способности работать на любых дешевых сортах жидких топлив, а грузовые автомобили — и на твердых (коксе и др.), продолжали существовать и совершенствоваться. Особенность характеристики крутящего момента парового двигателя, имеющей максимальное значение при трогании автомобиля с места, позволяла обходиться без сцепления и коробки передач, что значительно упрощало и удешевляло конструкцию, облегчало управление автомобилем.

С 1900 по 1940 г. за рубежом выпускались в небольшом количестве грузовые автомобили, работающие на твердых топливах (Сентинел в Англии, Геншель в Германии и др.). Для легковых автомобилей в США была создана компактная паровая установка Дюбл-Бесслер с прямоточным трубчатым котлом высокого давления, работающая при давлении пара 100 кгс/см² с температурой перегрева 450°C.

В 1935—1940 гг. к транспортным установкам с паровыми двигателями проявили интерес организации СССР. В основном работы концентрировались в Научно-исследовательском институте автомобильной промышленности (НАМИ), где проводились пробеговые и лабораторные испытания зарубежных образцов паровых автомобилей.

С учетом результатов этих работ и требований леспромхозов в НАМИ была разработана конструкция и построена оригинальная паровая установка для грузового автомобиля НАМИ-012 грузоподъемностью 6 т, работающая на дровах. Машинное отделение со всеми механизмами паросиловой установки, включая котельный агрегат с топливным бункером, размещалось между кабиной водителя и стандартной грузовой платформой.

Установка (рис. 1) состояла из водотрубного котельного агрегата, из которого пар при давлении 25 кгс/см² и температуре перегрева 425°C поступал в вертикальную трехцилиндровую паровую машину двойного действия, развивающую мощность 100 л. с. при 1250 об/мин. Трансмиссия состояла из сцепления, двухступенчатого понижающего редуктора, карданного вала и заднего моста. Установка работала по замкнутому циклу с полной конденсацией отработанного пара в конденсаторе с воздушным охлаждением.

Дорожные испытания показали, что при средней скорости 42 км/ч запас хода установки на одной заправке дровами составлял 80—100 км. Розжиг установки в непрогретом состоянии совершался за 30 мин; запас дров в бункере равнялся 0,85 м³. Емкость водяного бака 200 л.

После второй мировой войны интерес к паровым автомобилям ослабел. Однако острый топливный кризис и необходимость уменьшения загрязнения окружающей среды токсичными выбросами жидкотопливных двигателей внутреннего сгорания заставили обратиться к паровым автомобилям как к одному из наиболее перспективных нетоксичных заменителей автомобилей с карбюраторными двигателями и дизелями.

По данным испытаний, проведенных в Австралии, токсичные выбросы парового автомобиля Причард были значи-

тельно ниже, чем это допускалось стандартами США на 1975 г.: по СО примерно в 9 раз, а по NO_x в 6 раз.

Шведская автомобильная компания Сааб-Скания разработала паровую автомобильную установку (рис. 2), отличающуюся рядом оригинальных особенностей.

Наряду с отсутствием токсичных выбросов в атмосферу достоинством установки являются малый вес, компактность, быстрый пуск непрогретого двигателя, хорошая приемистость, низкие температуры отработавших токсичных газов, бесшумная без вибраций работа. Предусмотрено устройство для отопления и освещения пассажирского салона автомобиля при неработающем паросиловом агрегате.

Парогенератор, состоящий из большого числа сварных трубок малого диаметра, подает пар под давлением с температурой 350°C. Через вращающийся регулировочный клапан пар поступает в вертикальный девятицилиндровый главный паровой двигатель с кривошейкой вместо коленчатого вала, что позволяет делать двигатель более компактным и снижает потери на трение. Усилие от двигателя на передние ведущие колеса автомобиля передается через ось и пары конических шестерен без сцепления и коробки передач.

Герметичная конденсационно-испарительная система для жидкой состоит из охлаждаемого вентилятором радиатора с бачком для сбора конденсата, из которого с помощью насоса происходит питание парогенератора.

В системе имеется отдельный паровой двигатель, работающий на мятном паре и приводящий в действие водяной и топливный насосы, воздушный вентилятор парогенератора и генератор тока. Для пуска вспомогательного двигателя

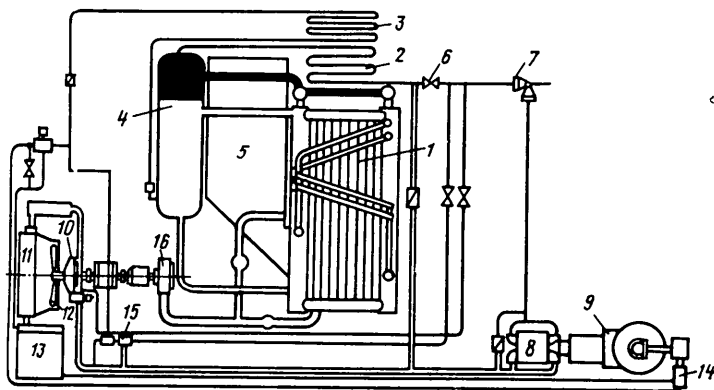


Рис. 1. Схема паровой установки автомобиля НАМИ-012: 1 — водотрубный котел; 2 — пароперегреватель; 3 — экономайзер; 4 — барабан котла; 5 — топливный бункер; 6 — главный запорный вентиль; 7 — дроссельный клапан; 8, 9 — цилиндры и картер паровой машины; 10 — турбина мятного пара; 11 — конденсатор; 12 — вентилятор обдува конденсатора; 13 — водяной бак; 14, 15 — питательный и паровой приводной насосы; 16 — воздухоудка

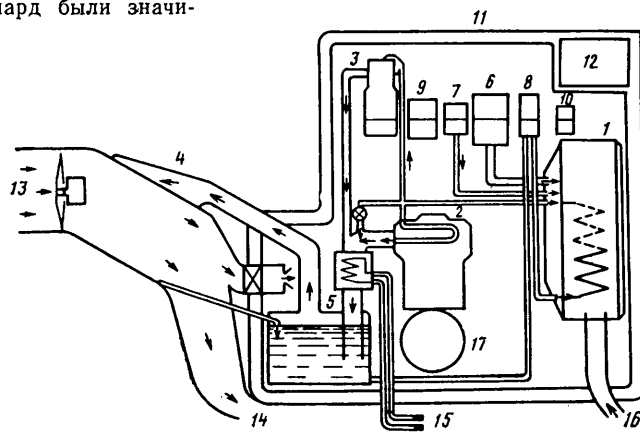


Рис. 2. Схема паровой установки автомобиля Сааб-Скания: 1 — парогенератор; 2, 3 — главный и вспомогательный двигатели; 4 — конденсатор с воздушным охлаждением; 5 — бачок конденсационной воды; 6, 7, 8 — воздушный, топливный и питательный насосы; 9 — генератор; 10 — электрический стартер; 11 — изоляция; 12 — аккумуляторная батарея; 13, 14 — вход и выход охлаждающего воздуха; 15 — выход воздуха из пассажирского салона; 16 — выход топочных газов; 17 — дифференциал

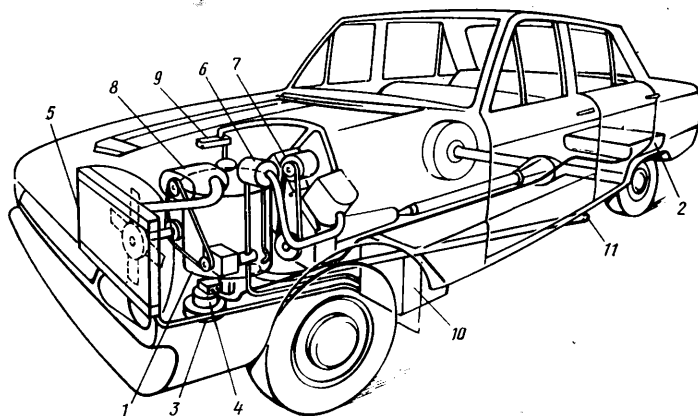


Рис. 3. Схема паровой установки автомобиля Причард:
1 — парогенератор; 2 — топливный бак; 3 — электродвигатель для топливного насоса и воздухоподдувки; 4 — топливный насос; 5 — конденсатор; 6 — подогреватель питательной воды; 7 — паровой двигатель; 8 — вспомогательный двигатель, работающий на мятом пару; 9 — дроссельная заслонка; 10 — водяной бак; 11 — труба для отвода газов из парогенератора

имеется электрический стартер. Опасность замерзания воды в бездействующей установке устраняется автоматически с помощью термостатного устройства путем пуска установки через определенные промежутки времени для прогрева всей системы. Расход топлива при подобном прогреве и температуре

воздуха -20°C не превышает 0,25 л. Во время прогрева автоматически включается зарядка аккумуляторной батареи.

Специалисты фирмы полагают, что организация промышленного выпуска подобных установок потребует 10 лет. Фирмой Причард Стим Пауэр (Ав-

стралия) создана компактная паровая установка, монтируемая на легковом автомобиле Форд Фалькон (рис. 3). Все ее элементы, за исключением топливного и водяного баков, размещаются в передней части автомобиля под капотом двигателя.

Однотрубный вертикальный парогенератор диаметром 380 мм снабжен приводимыми от электродвигателя воздухоподдувкой и насосом, подающим топливо к горелке. Давление пара 70 кгс/см^2 и его температура регулируются автоматически. Система работает по герметически замкнутому конденсационно-испарительному циклу. Конденсатор типа автомобильного радиатора охлаждается вентилятором. Из конденсационного бака вода с помощью насоса подается в подогреватель питательной воды и оттуда в парогенератор. Пар высокого давления из парогенератора, пройдя регулирующий его подачу дроссельный клапан, поступает в V-образный двухцилиндровый двигатель рабочим объемом 300 см^3 с цилиндрами диаметром 60,3 мм и ходом поршня 50,4 мм.

Часть мятого пара из главного двигателя по пути в конденсатор проходит через вспомогательный паровой двигатель, приводящий в действие вентилятор, конденсатор и насос питательной воды.

Канд. техн. наук Г. И. САМОЛЬ
НАМИ

УДК 629.113(047.1)

НОВЫЕ ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ

НА ЖЕНЕВСКОЙ выставке 1974 г. демонстрировались грузовые и специальные автомобили, а также автобусы новых моделей. В экспозиции участвовали автомобильные фирмы 24 стран, в их числе такие фирмы, как Лейланд, Фиат, Мерседес-Бенц, Форд, Магirus, Рено, ДАФ, Тойота. Всего было представлено 872 модели автомобилей. Рассмотрим автомобили наиболее интересных конструкций.

Английская фирма Заурер-Лейланд изготовила серию автобусов моделей СЛС-575-25, СЛК 500-23, СЛК 550-25 и СЛЖ 550-25. Основные данные городского автобуса Заурер-Лейланд СЛС 575-25 (рис. 1) следующие: вес 16 т, длина 12 м, ширина 2,5 м, база 5,75 м, мощность двигателя 240 л. с. при 2200 об/мин.

В автобусе, представленном на выставке, предусмотрены четыре двойные двери, а у серийного варианта — только три. Передние двери изготовлены полностью из термостекла. Ступени расположены низко, что удобно для входа и выхода.



Рис. 1

Двигатель автобуса имеет специальную противощумную изоляцию. Группа привода, состоящая из двигателя, наполовину или полностью автоматически работающей планетарной передачи и интегрально встроенного электрического тормоза, вполне компактна.

Швейцарская фирма ФБВ выпустила серию грузовых автомобилей. В их числе модели 75 У ЕУЗА (рис. 2),



Рис. 2

80 У ЕУЗА и ММС-ФБВ ФУЗО и Кантер. Модель 75 У ЕУЗА изготовлена по новой программе фирмы. Этот автомобиль трехосный, причем все оси ведущие. Основные данные автомобиля следующие: мощность двигателя 250 л. с. при 1627 об/мин, вес 19 т, грузоподъемность 8,5—9 т, длина 6 м, ширина 2 м. Коробка передач механическая тринадцатиступенчатая. Кабина водителя четырехместная.

Автомобиль модели 80 У ЕУЗА аналогичен автомобилю рассмотренной конструкции. Мощность двигателя также 250 л. с. Вес автомобиля 25 т, грузоподъемность 13,5—14 т.

Автомобили ММС-ФБВ (ФУЗО и Кантер) фирма изготавливает на основании совместного договора с японской фирмой Мицубиси Мотор Корп. У автомобиля модели ФУЗО вес 12,5 т, грузоподъемность около 7,5 т. Установлен шестицилиндровый дизель мощностью 150 л. с. Коробка передач пятиступенчатая. Кабина двух- или трехместная.

Автомобили-цистерны ФРГ фирмы Магirus-Дойтц (рис. 3) и голландской фирмы ДАФ сходны по конструкции и общим данным, однако имеют свои особенности. Автомобиль фирмы Магirus-Дойтц четырехосный с цистерной объемом 24 000 л. Двигатель десятицилиндровый мощностью 305 л. с. Автомобиль-цистерна фирмы ДАФ внешне более компактна. Цистерна также рассчитана на 24 000 л. Мощность двигателя 304 л. с.

Грузовой шестиосный автомобиль американской фирмы Макк Трак (рис. 4) применяется в США для перевозок между штатами. По существу он представляет собой автопоезд, как бы состоящий из трех прицепов. На автомобиле установлен двигатель мощностью



Рис. 3

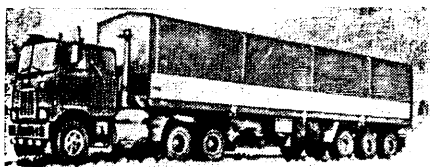


Рис. 4

320 л. с. при 2400 об/мин. Объем цилиндров двигателя 14,2 л. Коробка передач пятиступенчатая. Вес автомобиля 26 т.

Японская автомобильная фирма Тойота представила небольшой грузовой автомобиль-фургон (рис. 5), который можно использовать как микроавтобус.



Рис. 5

Длина моста автомобиля 2,65 м, ширина 1,6 м, грузоподъемность 1240 кг. Вес автомобиля 2350 кг. На нем установлен карбюраторный двигатель мощностью 69 л. с. с цилиндрами объемом 1587 см³. Для грузопассажирского варианта в автомобиле устанавливают от трех до девяти сидений.

Французская автомобильная фирма Рено демонстрировала грузовой автомобиль-фургон «Эстафета-1000» (рис. 6).

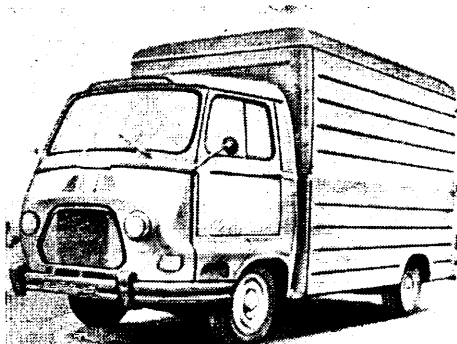


Рис. 6

Длина автомобиля 3,22 м, ширина 1,65 м, вес 2200 кг, грузоподъемность 1130 кг. На автомобиле установлен четырехцилиндровый карбюраторный двигатель мощностью 40 л. с. с цилиндрами объемом 1289 см³.

Применяется автомобиль для перевозки различных грузов, в основном в городах.

Впервые на женеvской выставке был представлен трехосный грузовой автомобиль-мусоровоз «Маммут II» фирмы Мозер А. Г. (ФРГ).

На автомобиль установлен контейнер системы «Динозавр», который может менять свое положение (по принципу автомобиля-самосвала). На рис. 7 показан момент выгрузки контейнера. Контейнер установлен на шасси фирмы Саурер-Берна, тип ЧДФ.

Основные данные автомобиля следующие: ширина 1,5 м, длина 8,5—9 м, вес 19 т. Объем контейнера 17 м³. Угол подъема контейнера во время выгрузки 45—50°. Мощность двигателя 200 л. с. и более в случае использования шасси других вариантов. Например, для че-

тырехосного шасси длиной 8,3 м, шириной 2,3 м, весом 28 т, грузоподъемностью 16,5—17,5 т используют двигатель мощностью 330 л. с. при 2200 об/мин. На таком шасси можно устанавливать контейнер объемом до 38 м³.

Контейнеры системы «Динозавр» применяются для перевозки разнородных материалов, громоздких или негабаритных грузов и мусора, а также для перевозки продукции, упакованной в мешки.

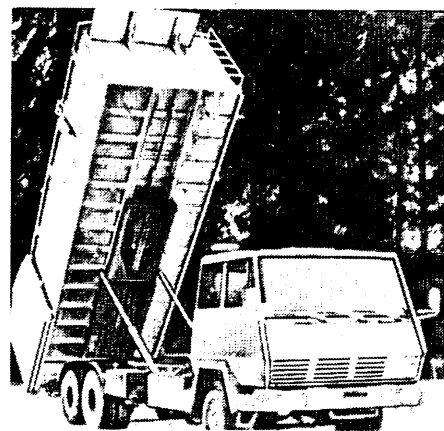


Рис. 7

Большим вниманием пользовались также представленные на выставке автомобиль-лесовоз шведской фирмы Скания, новый грузовой автомобиль фирмы Форд, автомобили, применяемые для строительства, для уборки улиц, и др.

Канд. экон. наук
М. А. КЛЕМЕНТЬЕВ

УДК 629.113:002(083.7)

О СТАНДАРТАХ НА РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

ОПЫТ внедрения стандартов на размерные цепи показал необходимость определения прежде всего области их применения. Расчеты размерных цепей условны, так как цепи состояются с рядом допущений. Например, чаще всего не учитываются упругие деформации поверхностей и смещения деталей, возникающие при сборке узлов и во время их работы, особенно на переменных режимах. Последнее особенно важно для транспортных средств, имеющих ограниченную жесткость механизмов и их частей и большую напряженность. Поэтому расчет размерных цепей является лишь одним из элементов проектирования, одним из инструментов анализа, прогнозирования и предварительной проверки конструкции. Чем совершеннее эти расчеты, тем меньше их условность.

Основой проектирования является прежний опыт проектирования, изготовления, контроля и эксплуатации, а также исследования реальных машин, их деталей и образцов. Замыкающие звенья простых размерных цепей являются составляющими звеньями более сложных цепей, замыкающими звеньями которых могут быть площади контактов, распре-

деление нагрузок по этим площадям и др., вплоть до параметров долговечности и надежности. В связи с этим во вводную часть ГОСТ 16320—70 предлагается ввести следующее дополнение: «Настоящий стандарт распространяется на методы проведения расчетов размерных цепей, но не определяет необходимость таких расчетов в каждом данном случае».

Хотя в ГОСТ 16320—70 отдается предпочтение методу максимума-минимума перед вероятностным методом расчета размерных цепей, практика показала, что при вероятностном методе результаты расчета значительно точнее совпадают с величинами замыкающих звеньев, получаемыми при измерениях в производстве. Таким образом, как средство анализа вероятностный метод предпочтительнее. К тому же давно доказано, что сплошной контроль на практике менее надежен в условиях массового производства со стабильными технологическими процессами. Поэтому во вводную часть ГОСТ 16320—70 целесообразно ввести следующее дополнение: «При расчете размерных цепей изделий массового производства с технологическими процессами, соответствующими

требованиям ГОСТ 15893—70 и ГОСТ 15894—70 «Статистическое регулирование технологических процессов», следует применять вероятностный метод расчетов».

Применение метода максимума-минимума к векторным размерным цепям ведет к результатам, не совпадающим с измеряемыми в производстве. При последовательном сложении, например, наибольших допускаемых радиальных биений ряда соединяемых деталей, допустим, пяти составляющих звеньев по 0,03 мм каждое, сумма равна $0,03 \times 5 = 0,15$ мм. По приближенному расчету вероятностным методом результат равен примерно

$$0,8 \sqrt{0,03^2 \times 5} = 0,0536 \approx 0,05 \text{ мм,}$$

что часто подтверждается на практике. Аналогичная ситуация возникает при суммировании деформаций элементов деталей в процессе термической обработки. Поэтому предлагаем во вводную часть ГОСТ 16320—70 ввести следующее дополнение: «При расчете векторных размерных цепей вероятностный метод является обязательным». Это относится также к векторным частям смешанных размерных цепей.

В ГОСТ 16319—70 не даются определения векторных и смешанных размерных цепей, что свидетельствует об устаревшем подходе к расчету размерных цепей без учета отклонений формы и расположения поверхностей и, кроме того, не учитываются труды советских ученых Н. А. Бородачева, Н. Г. Бруевича, П. Ф. Дунаева, И. В. Дуннина-Барковского.

В примеры стандарта необходимо ввести учет отклонений формы и расположения поверхностей. Так, в пример 1 (черт. 12) — ввести звенья, учитывающие неперпендикулярность торцов зубчатого колеса и бобышек корпуса к базовым отверстиям, а также неплоскостность шайбы, которая обычно больше допуска на толщину шайбы. Лишь при таких изменениях можно использовать пример на практике, а размерная цепь станет смешанной, т. е. состоящей из скалярной и векторной частей. РТМ 23—61 «Методика расчета размерных цепей», отмененный с выходом стандартов, был значительно совершеннее этих стандартов, хотя и содержал ряд неточностей.

В пункте 1.4 ГОСТ 16320—70 не учитывается, что применение вероятностных методов расчета не обязательно ведет к выходу размеров замыкающих звеньев за пределы поля допуска. Для стабильных технологических процессов по ГОСТ 15893—70 и ГОСТ 15894—70 «...коэффициент точности K_t находится в пределах 0,75—0,85...».

Таким образом, не всегда верно указание пункта 1.4 ГОСТ 16320—70 о том, что «в технических условиях должен указываться процент изделий, у которых возможен выход размеров замыкающего звена за пределы допуска». На практике особенно проявляется ненужность подобных указаний в случаях, когда контролируется замыкающее звено, а их в автомобилестроении много. В векторных цепях замыкающее звено, рассчитанное по вероятности, будет укладываться на практике в расчетный допуск. Целесообразно задавать в конструкторской документации показатели относительного рассеивания и асимметрии, принятые в расчете как для составляющих, так и для замыкающих звеньев. Эти показатели должны накладываться в технологические процессы и контролироваться в производстве. Накопление данных о показателях рассеивания разных технологических процессов в автомобилестроении началось давно. За прошедшее время эти данные значительно уточнены. Имеется также опыт учета в расчетах отклонений формы и расположения поверхностей.

Расчеты могут иметь разные цели. Более просто рассчитать замыкающее звено для обеспечения только собираемости. В этом случае определяют минимальную и максимальную величину замыкающего звена для разных узлов (деталей). Однако, чтобы обеспечить

функциональную взаимозаменяемость, необходимо рассчитать предельные величины замыкающего звена для одного узла (детали), т. е. рассчитать неравномерность, например, зазора в данном узле. В конструкторской документации обычно задается допуск на зазор для разных узлов и для одного узла (колебание зазора). Во втором случае особенно важен учет отклонений формы и расположения поверхностей. Этот учет зависит также от того, проставлены ли в чертеже все отклонения формы и расположения (независимые от допусков на размеры), совпадают ли измерительные базы со сборочными (и как они заданы в конструкторской, технологической и метрологической документации).

Все это приводит к необходимости иметь в ГОСТ 16320—70 не только методы расчета, но и методы составления размерных цепей. При этом следовало бы использовать положительный опыт РТМ 23—61 «Методика расчета размерных цепей». Примеры расчетов в стандарте должны быть не столь простыми, как в настоящее время, необходимо проиллюстрировать разнообразные случаи, близкие к массовому производству. Например, полезно дать примеры расчетов, когда в чертежах заданы базы при измерении длин, что нередко исключает необходимость учета отклонений формы и расположения или требует учета доли этих отклонений, если рассчитываются пределы замыкающего звена только для разных деталей.

Особенно уязвимы примеры ГОСТ 16320—70, иллюстрирующие решение прямой задачи (приложение 3 «Метод полной взаимозаменяемости»). Фактически в примере решение заменено подстановкой заранее подобранных величин. Только этим можно объяснить идеальные результаты «проверки».

Известно, что пока нет надежных методов расчета прямой задачи, а если подобные расчеты создаются, то лишь для создания видимости официальной достоверности проектов, что становится опасным при внедрении проектов.

На стр. 19 вместо расчета допуски «устанавливают», т. е. подбирают. Следует либо дать в стандарте методы решения прямой задачи, либо (что пока надежнее) указать на главное место в расчетах размерных цепей обратной задачи, а главной целью расчетов считать сужение допусков на замыкающие звенья автомобилей серийного производства. Последнее обосновано тем, что это выгодно для народного хозяйства, а не только для изготовления, так как долговечность и надежность, как правило, повышаются при сужении допусков на выходные параметры автомобилей. Если оптимальное качество данного узла автомобиля обеспечено при выбранных замыкающих звеньях, то вероятностный метод позволит выявить резервы расширения допусков составляющих звеньев при соблюдении показате-

лей рассеивания погрешностей, принятых в расчете, и уменьшить себестоимость изделий.

В стандарте следует указать также на обязательность экспериментальной проверки в реальных условиях производства и эксплуатации расчетов размерных цепей.

Если расчет размерной цепи служит для арбитража (например, при конфликте между технологом и конструктором), окончательным критерием является практика. Например, нередко возникает вопрос: какая минимальная перемычка допустима между наружным диаметром фланца и отверстием, если заданы величины этих диаметров и окружности расположения отверстий. Если наружный диаметр остается черным (отковки), то в размерную цепь входят допуски на смещение разреза штампа, высоту заусенца и другие, и при расчете на максимум-минимум перемычка приближается к нулю. По вероятностному расчету минимальная толщина вполне приемлема. Спор решает практика: как правило, если перемычка на детали меньше рассчитанной вероятностным методом, то один из размеров цепи имеет отклонения от допусков. Если же все размеры в допуске, то перемычка достаточно широка.

При проверочных расчетах размерных цепей узлов автомобиля с учетом отклонений формы и расположения поверхностей (и методов их измерения) очень часто оказывается, что замыкающие звенья по методу максимума-минимума превышают заданные в чертежах. Однако в производстве допуски замыкающих звеньев соблюдаются за счет вероятностного сочетания допусков составляющих звеньев. В этих случаях расчет только подтверждает правильность выбора допусков, назначенных на основании опыта. Поэтому стандарт должен рекомендовать вероятностный метод как более точный и поэтому более предпочтительный.

Желательно, чтобы при пересмотре ГОСТ 16319—70 и ГОСТ 16320—70 были учтены предложения И. В. Дуннина-Барковского¹ и имеющиеся зарубежные данные. Необходимо также срочно согласовать формулу для величины λ_d в ГОСТ 16320—70 с формулами проектов стандартов на методы расчета коэффициентов α_d и λ_d и принять остальные замечания И. В. Дуннина-Барковского. Следовало бы также учесть в комплексе стандартов ГОСТ 8.051—73 «Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров от 1 до 500 мм».

¹ Дунин-Барковский И. В. Предложения к комплексу стандартов по методам расчета размерных цепей. — «Стандарты и качество», 1973, № 9.

Б. А. ДЕХТЯР

Горьковский автозавод

На заводах фирмы ФИАТ для получения чугуна с шаровидным графитом осуществляют обработку магнием непосредственно в литейной форме. Этот метод используют при изготовлении из чугуна с шаровидным графитом коленчатых и кулачковых валов, картеров дифференциала и заднего моста автомобиля. Ковши, предназначенные для приема магниевого сплава, располагают непосредственно под заливочной воронкой.

„Giesserei-Praxis“, сентябрь 1975, № 17, с. 291.

Для устранения прилипания шлаков и расплавленного чугуна или стали на поверхность ковшей фирма Kestrel Chemicals Ltd (Бельгия) запатентовала систему нанесения керамической обмазки «Kestrel 333». Эта обмазка представляет собой готовую к употреблению белую жидкость, которая после нанесения на поверхность шлаковых ковшей образует защитный металлонепроницаемый скользкий слой. Вполне достаточно в день наносить слой один раз. В результате нанесения обмазки шлаки и затвердевший металл не прилипают к стенкам ковшей и удаляются полностью без остатка. «Kestrel 333» поставляется в одноразовых резервуарах емкостью до 200 л.

„Giesserei“, октябрь 1975, т. 62, № 20, с. GK 40.

Фирма Birmingham Tool and Gauge, Ltd. (Англия) разработала инструмент «BTG-Madison-Madigrat» для снятия фаски и заусенцев в отверстиях за одну установку детали. Этот инструмент состоит из радиально выступающих и противоположно расположенных по диаметру частей, предназначенных для резания как при подаче сверху вниз, так и при перемещении инструмента снизу вверх. Обрабатываются детали с отверстием диаметром от 25 до 150 мм.

Операция осуществляется следующим образом. Инструмент подводится сначала к верхней части отверстия обрабатываемой детали и при подаче вниз снимает заусенцы внутри отверстия, а при необходимости и фаски.

В результате увеличения давления при вертикальной подаче инструмента вниз режущие части сдвигаются радиально внутрь, преодолевая давление пружины. Таким образом они могут пройти через отверстие, не осуществляя резания металла, а на выходе отверстия режущие части займут свое обычное положение. После изменения направления подачи заусенцы и фаски снимаются на другом конце отверстия.

Увеличение давления при подаче инструмента вверх заставляет режущие части еще раз сдвигаться, и они проходят через отверстие в детали.

Давление пружины можно регулировать. Установка пружины в сочетании с различными подачами определяет сте-

пень снятия заусенцев и различные размеры фасок.

Режущие части инструмента выполнены из быстрорежущей стали или твердых сплавов. Инструмент предназначен для обработки различных материалов.

„Machinery and production engineering“, сентябрь, 1975, т. 127, № 3276, с. 269.

Эта печь разработана и создана компанией Forvac, Ltd. Нагревательные элементы нового типа обеспечивают возможность извлечения из печи деталей, находящихся в вакууме при температуре до 1300°C, для последующей закалки в масле или воде. Быстрая закалка осуществляется без осложнений, возникающих при обычной закалке из вакуума в жидкости. Поверхность окисляется минимально, поскольку извлечение и закалка деталей происходят очень быстро. Используемые ранее нагревательные элементы из молибдена, графита и нержавеющей стали значительно окислялись при контакте с атмосферой при повышенной температуре.

„Iron and Steel International“, октябрь 1975, т. 48, № 5, с. 419.

Вертикально-шпиндельный станок «Carlton 4BA» предназначен для сверления и нарезания резьбы метчиком. Перемещение по оси z осуществляется поворотом шпинделя в интервале от 5 до 10' с программным контролем, а по оси x (ход продольных салазок) ограничивается размером цеха. К конструктивным особенностям станка относится подконсольное крепление специально сбалансированной головки. Такая конструкция обеспечивает более полную передачу крутящего момента, поскольку главный привод расположен максимально близко к заготовке. Сверлильная головка перемещается на двухрядных ша-

Числовое программное управление обеспечивает установку по осям x и z , номер последовательности операций, программирование плюсовых и минусовых размеров и ряда функций. Прямой угол между консолью и станиной станка обеспечивается запатентованным фирмой фиксатором с гидроприводом. Невращающаяся цельная колонна станка по сравнению с вращающейся снижает давление на направляющие станины и на 50% повышает жесткость конструкции. Шлифованные закаленные направляющие накладного типа удобны в обслуживании и легко заменяются. Перемещения станка осуществляются также с помощью циркулирующих антифрикционных роликоподшипников и неметаллических направляющих. Специальное устройство Surface Sensing позволяет значительно сократить время установки и перенастройки инструментов на станке, упрощает программирование, позволяет осуществлять ускоренный подвод инструмента к заготовке, после чего следует подача по программе.

Проспект фирмы „The Carlton Machine Tool Company“ (Cincinnati, Ohio 45 225).

Работами фирм D. R. Glue, C. H. Jones, H. K. M. Lloyd выявлено, что при перегреве малолегированных углеродистых сталей, химический состав которых приведен в таблице (в вес. %), частицы α -MnS растворяются и переосаждаются по границам бывших аустенитных зерен. Фактографическое исследование на приборе «Stereoscan» показали, что первые стадии перегрева характеризуются образованием мелких межзеренных прослоек. Скорость охлаждения 10—400°C в минуту в интервале перегрева резко влияет на размер (1—2 мкм) и дисперсность частиц α -MnS.

Марка стали	Плавка	C	Mn	Si	O	S	Cr	Ni	Mo	Ce
Еп 26	Обычная	0,36	0,50	0,33	—	0,015	0,60	2,50	0,50	—
Еп 39В	на воздухе	0,17	0,39	0,20	0,005	0,008	1,22	4,23	0,23	—
Еп 40В	То же	0,24	0,53	0,27	0,015	0,020	3,18	0,28	0,56	—
Еп 39В	•	0,17	0,32	0,26	0,010	0,010	1,30	4,05	0,25	—
Еп 39В	•	0,18	0,32	0,28	0,015	0,008	1,30	4,05	0,25	0,02
Еп 39В	•	0,15	0,21	0,22	0,014	0,011	1,25	3,95	0,30	—
Еп 39В	•	0,15	0,21	0,22	0,010	0,008	1,25	3,95	0,35	0,05
Еп 39В	Вакуумная	0,14	0,33	0,33	0,009	0,007	1,23	3,92	0,25	—
Еп 39В	•	0,21	0,24	0,33	0,007	0,006	1,25	4,00	0,25	0,011

рикоподшипниках по закаленным и отшлифованным направляющим консоли. Кованный шпиндель станка цементируется на полную глубину. Вращение и реверс шпинделя осуществляются многодисковой реверсной муфтой. Двигатель станка имеет постоянную скорость и направление вращения; 36 скоростей вращения шпинделя возрастают в геометрической прогрессии с отношением 100:1. Имеется 18 скоростей подачи. Скорости шпинделя и подачи предварительно устанавливаются и переключаются вручную или по ленте.

Определялись критический размер и дисперсность включений для каждой стали, вызывавшие снижение механических и прочностных характеристик. После добавки в состав сталей Еп 39 редкоземельных металлов (церия в количестве 0,01—0,05%) межзеренные прослойки не образуются даже после выдержки при температуре 1400°C, механические свойства также не ухудшаются. При оптимальном соотношении $Ce:S \approx 2:1$ в этих сталях изменяется морфология сульфидов. Образующиеся включения представляют собой слож-

ные сульфиды и окисульфиды редкоземельных металлов. Хотя образующие мелкие включения обладают большей плотностью, все стали с добавками редкоземельных металлов имели повышенную ударную вязкость.

„Metall Technology“, сентябрь 1975, т. 2, № 9, с. 416—421.

«Травление» ионным лучом

Низковакуумное ионное бомбардирование поверхности порошковых деталей позволяет исследовать микроструктуру на оптическом, электронном сканирующем и трансмиссионном микроскопах. Оптимальные скорости «травления» получены при давлениях 2—2,6 Н/м² и напряжении 2—5 кВ. Стабильность полученных профилей зависит от точности выдержки давления, размера образца, характеристик разряда.

„Powder Metallurgy“, осень 1975, т. 18, № 36, с. 283—301.

Бесцинковый грунт под сварку

Цинконаполненные грунты под сварку значительно увеличивают коррозионную стойкость кузовов, электропроводны и допускают контактную сварку. В коррозионных условиях цинк растворяется,

а основной металл защищается следами щелочи. Однако эти грунты дороги: самые эффективные из них должны содержать свыше 90% металлического цинка. При растворении цинка образуются щелочи, соприкасающиеся со сталью и предохраняющие ее от коррозии. Поскольку эти щелочи растворимы в воде и легко вымываются, сталь подвергается биметаллической коррозии. Цинконаполненные грунты обладают плохим сцеплением со стальной поверхностью, если на ней имеются хотя бы незначительные загрязнения. Кроме того, они нелегко наносятся обычными способами.

Новые бесцинковые грунты под сварку, созданные в лабораториях автомобильного отделения фирмы International Pinchin Johnson, можно наносить выдавливанием, обливом, кистью. Они не содержат токсичных металлов, совместимы с окунанием и электрогрунтованием.

„Anti-Corrosion Methods and Materials“, август 1975, т. 22, № 8, с. 15.

Новый прибор

На приборе, созданном английской компанией Ferranti Measurement and Inspection Group, проверяют круглость, концентричность, цилиндричность, прямолинейность и конусность заготовок диаметром до 200 мм и весом до 50 кг.

Результаты фиксируются записывающими устройствами в полярных и линейных координатах. Приводной поворотный стол прибора установлен на воздушных подшипниках, обеспечивающих высокую точность вращения. Предусмотрены специальные приспособления для микрогеометрического центрирования и фиксирования положения стола. Радиальная погрешность вращения 0,12 и 0,05 мкм на каждые 100 мм высоты над поверхностью вращающегося стола, осевая погрешность 0,12 мкм. При высокопрецизионном исполнении стола погрешность радиального вращения 0,05 мкм, осевая погрешность 0,05 мкм. Каретка поднимается над столом на 180 мм. Для измерения прямолинейности и параллельности вертикальных поверхностей колонна может поворачиваться. Встроенное компьютерное приспособление автоматически компенсирует остаточный эксцентриситет заготовки относительно стола и таким образом упрощает установку. Кроме того, с помощью этого приспособления определяют относительную концентричность на разных высотах заготовки со сравнением первоначальных и последующих значений измерений.

„Machinery and Production Engineering“, октябрь 1975, т. 127, № 3279, с. 358—359.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43.623.113.004.15

К вопросу технико-экономической эффективности двигателей и управления их качеством. Григорьев М. А., Далецкий В. А. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Освещены вопросы эффективности и надежности двигателей, а также комплексной системы управления их качеством. Даны уравнения технико-экономической эффективности и надежности двигателей. Показаны основные направления повышения технико-экономической эффективности двигателей. Библ. 2.

УДК 621.43.001.4:629.113

К методике определения зазора между гильзой и поршнем двигателя. Назаров А. Д., Цой И. М. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Приведены результаты исследований зазора между гильзой и юбкой поршня двигателей, поступивших в первый капитальный ремонт. Табл. 2. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 629.113:621.43

Закономерности изнашивания коленчатого вала с вкладышами двигателя ЗМЗ-53. Танинг Л. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

В статье приведены основные закономерности и выводы на базе микрометража и справок автохозяйств о надежности двигателей ЗМЗ-53. Табл. 9. Рис. 5. Библ. 4.

УДК 629.113:621.43:222

О повышении работоспособности головок цилиндров дизелей с неразделенными камерами сгорания. Стефановский В. С., Новеников А. Л., Пикус В. И. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Анализируются эффективность конструктивных мероприятий по улучшению теплового состояния головок цилиндров. Увеличение скорости охлаждаемой среды в центральной части огневой днища головок влияет на их температуру слабо. Для эффективного воздействия на форму полей температур в огневых днищах необходимо согласование характера изменения локальных тепловых нагрузок и тепловых сопротивлений металла и пограничного слоя охлаждающей среды. Рис. 7. Библ. 2.

УДК 629.113.004.2

Основные направления исследования эксплуатационной надежности автомобилей. Индикт Е. А. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Приведены основные направления и методика исследования эксплуатационной надежности грузовых автомобилей с иллюстрацией на примере результатов испытаний автомобильных конструкций в экспериментально-производственном автохозяйстве. Табл. 5. Рис. 3. Библ. 7.

УДК 629.113:585.862

Об углах установки отдельных карданных шарниров в многосапирной карданной передаче трансмиссии. Иванов С. Н., Мамаев В. П. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Дана методика выбора расчетным путем оптимальных значений углов установки отдельных карданных шарниров многосапирной карданной передачи в целях получения минимальных крутильных колебаний с учетом возможности возникновения параметрических крутильных колебаний. Рис. 4. Библ. 6.

УДК 629.113.012.83

К расчету пневматических рессор с комбинированными системами резинокордных упругих элементов. Кузнецов Ю. И. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Предложена классификация комбинированных систем резинокордных упругих элементов. Приведены основные формулы для расчета жесткостных параметров пневматических рессор с комбинированными системами упругих элементов. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.012.81

Исследование динамики торможения автомобилей с учетом влияния типа подвески. Фурунжиев Р. И., Бугай О. В. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Дано влияние схемы подвески задней тележки трехосного автомобиля на перераспределение осевых нагрузок при торможении. Приведены расчетные схемы и соответствующие им системы уравнений статике с учетом инерционных сил для различных типов балансирных подвесок задней тележки. Табл. 2. Рис. 3. Библ. 6.

УДК 629.113.073

К оценке устойчивости движения автомобиля. Акопьян Р. А., Макаров В. В. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Рассмотрена устойчивость движения автомобиля при наличии постоянно действующих возмущений, в качестве которых приняты случайные колебания управляемых колес, возникающие при движении автомобильного транспорта. На примере автобуса «Украина» показано влияние характера постоянно действующих возмущений на устойчивость движения автомобиля. Теоретически доказано, что движение автомобилей устойчиво только в том случае, если колебания колес и их отпечатков на дорожной поверхности строго затухающие. Библ. 5.

УДК 629.113.001.4

Анализ нагруженности балки заднего моста легкового автомобиля при движении по криволинейной траектории. Марголис С. Я., Черейский Е. Е. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Дан анализ перераспределения нагрузок в балке заднего моста при повороте автомобиля; приводятся экспериментальные данные. Рис. 1. Библ. 2.

УДК 629.113.012.82/83

Метод компенсации утечки жидкости в пневмогидравлических рессорах. Петренко А. М., Быков К. Ф. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Рассмотрен метод компенсации утечек жидкости в пневмогидравлических рессорах; показана конструкция пневмогидравлической рессоры, в которой подпитка рабочей полости жидкостью производится с помощью специального устройства, работающего в зависимости от изменения (уменьшения) объема жидкости. Рис. 2. Библ. 2.

УДК 629.113.075

Метод комплексного исследования управляемости и устойчивости автомобиля. Носенков М. А., Гинцбург Л. Л. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Излагается метод исследования, позволяющий одновременно определять несколько важнейших характеристик управляемости и устойчивости автомобилей при движении по заданной траектории. Табл. 1. Рис. 2. Библ. 3.

УДК 629.113.002

Технологическая оценка формы кузова легкового автомобиля на стадии создания художественно-конструкторского проекта. Благоразумов В. Е. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Анализируется технологичность формы кузова легкового автомобиля на стадии художественно-конструкторского проекта; приведена методика оценки технологичности. Табл. 3. Библ. 9.

УДК 621.833:621.7

Холодная прикатка зубьев цилиндрических зубчатых колес. Калашников С. Н., Игнатьев В. Г. «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.

Рассматривается вопрос окончательной обработки зубчатых колес методом холодного калибрования; дано описание основных схем станков для прикатки зубчатых колес, их преимущества и недостатки. Табл. 2. Рис. 4.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Направляемые в редакцию журнала рукописи должны быть перепечатаны на плотной бумаге через два интервала на одной стороне листа с полями, на полях проставлены (против ссылок в тексте) номера рисунков и таблиц.

В редакцию представляется только первый экземпляр.

Все страницы рукописи, включая список литературы и подписи под рисунками, должны иметь сквозную нумерацию.

Рукопись должна содержать лишь самые необходимые формулы без промежуточных математических преобразований. Формулы следует выносить в отдельную строку. Буквам, схожим по начертанию, нужно давать пояснения на полях (например e и l ; k , g , m — латинские, $к$, $д$, $м$ — русские; 3 — цифра и $з$ — буква). Буквы греческого алфавита следует обводить красным карандашом и на полях указывать их название. Показатели степени и индекс помещать выше или ниже основной буквы и соответственно помечать дугами \cup и \cap . Вписывать формулы следует стандартным шрифтом с особой тщательностью, располагая буквы и цифры свободно друг от друга.

Обозначения единиц измерения физических величин должны вписываться строчными буквами, за исключением обозначений единиц, наименования которых образованы по фамилиям ученых. Эти обозначения следует писать с прописной буквы, например: A — ампер, V — вольт, $kW \cdot h$ — киловатт-час.

Для дробных единиц в качестве знака деления должна применяться косая черта; допускается обозначение единиц в виде произведения единиц, возведенных в положительные и отрицательные степени, например t/s и $t \cdot s^{-1}$. При применении косой черты произведение единиц в знаменателе следует заключить в скобки, например $кал/(г \cdot ^\circ C)$ — калория на грамм-градус Цельсия.

Редакция журнала придерживается написа-

ния единиц, входящих в систему СИ, наряду с другими единицами, временно допускаемыми к использованию.

В списке литературы для книг следует указывать фамилию и инициалы автора, название книги, город, издательство, год издания, а также сделать ссылку на используемые страницы; для журнальных статей — фамилии и инициалы авторов, заголовок статьи, название и номер журнала, год его издания.

Чертежи должны быть тщательно вычерчены тушью на чертежной бумаге или кальке. Размер их не должен превышать 45×25 см. На обороте каждого рисунка должны быть указаны его номер и фамилия автора. Цифровые или буквенные обозначения, имеющиеся на рисунке, следует пояснить в тексте или в подписях под рисунками.

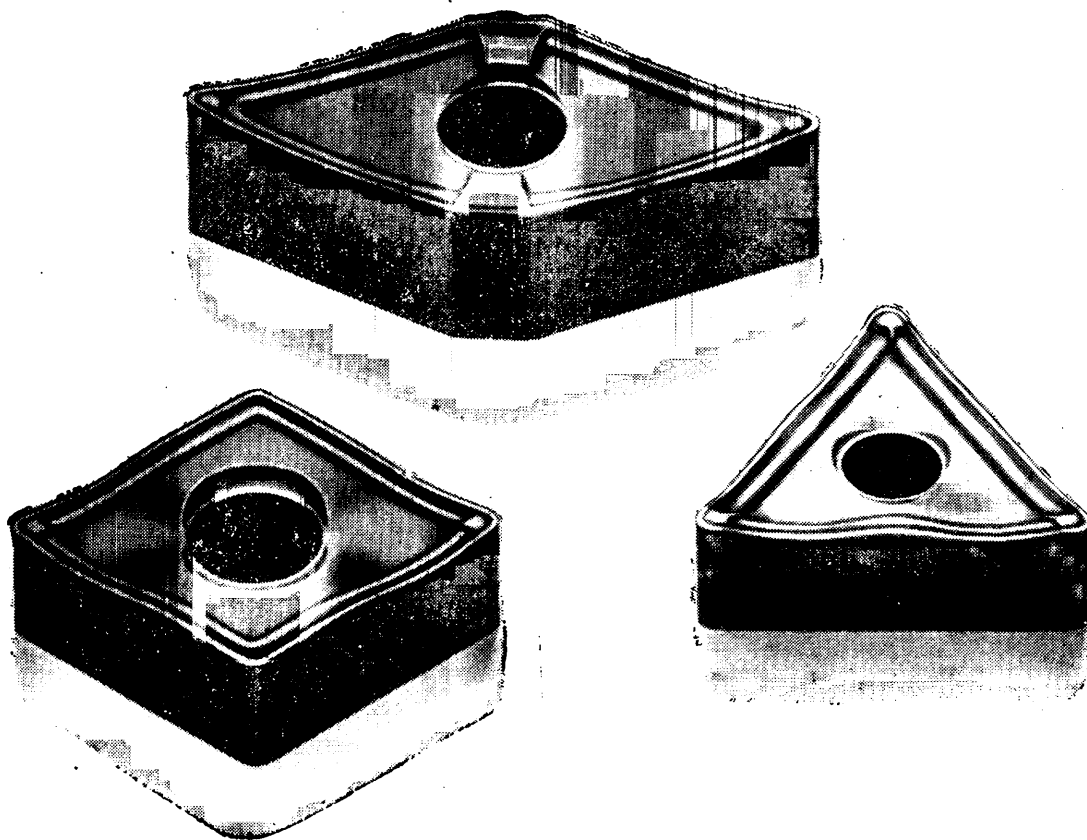
Тоновые рисунки (фото) необходимо представлять в двух экземплярах, в хорошем исполнении. Если на них требуется указать позиции, то это следует делать на одном экземпляре, второй должен быть абсолютно чистым.

При фотографировании штриховых рисунков нельзя допускать сильного уменьшения. Таблицы фотографировать нельзя. Следует избегать громоздкого построения таблиц с «многоэтажной» головкой, излишне усложняющей поиски необходимых табличных данных.

Статья должна быть подписана каждым автором с указанием их фамилии, имени, отчества, звания и ученой степени, года рождения, адреса и номера телефона. Объем статьи не должен превышать 8—10 страниц машинописного текста с тремя-четырьмя рисунками. К статье необходимо дать реферат ($1/4$ страницы).

Статьи, не оформленные надлежащим образом, к рассмотрению не принимаются и возвращаются автору.

РЕДАКЦИЯ ЖУРНАЛА



30% экономии дает применение поворотных режущих пластин **КОРОМАНТ**

Такую информацию дал г-н Изеле, мастер механического цеха завода фирмы ЗУЛЬЦЕР ВАЙЗЕ. На этом заводе инженеры отдела обслуживания фирмы САНДВИК проводили исследование в рамках программы «Коромант мультисервис». Предпосылкой для этой совместной программы рационализации была готовность фирмы ЗУЛЬЦЕР ВАЙЗЕ радикально модернизировать программу инструмента внутри фирмы и одновременно ограничить число типов инструмента и многообразие марок твердых сплавов. Кроме того, предпосылкой явилось постоянное сотрудничество с работниками фирмы САНДВИК, которые всегда были на месте в процессе обучения и инструктажа и при совместном экономическом анализе способствовали отысканию оптимальных решений проблем.

Особенно хорошо зарекомендовали себя пластины типа «71» (TNMM, CNMM, DNMM по ИСО) с положительной геометрией резания; их также можно универсально применять при использовании материала GC 1025 (с покрытием из карбида титана). Благодаря этим пластинам удалось решить проблемы обработки, которые ранее на заводах фирмы ЗУЛЬЦЕР ВАЙЗЕ считались сложными.

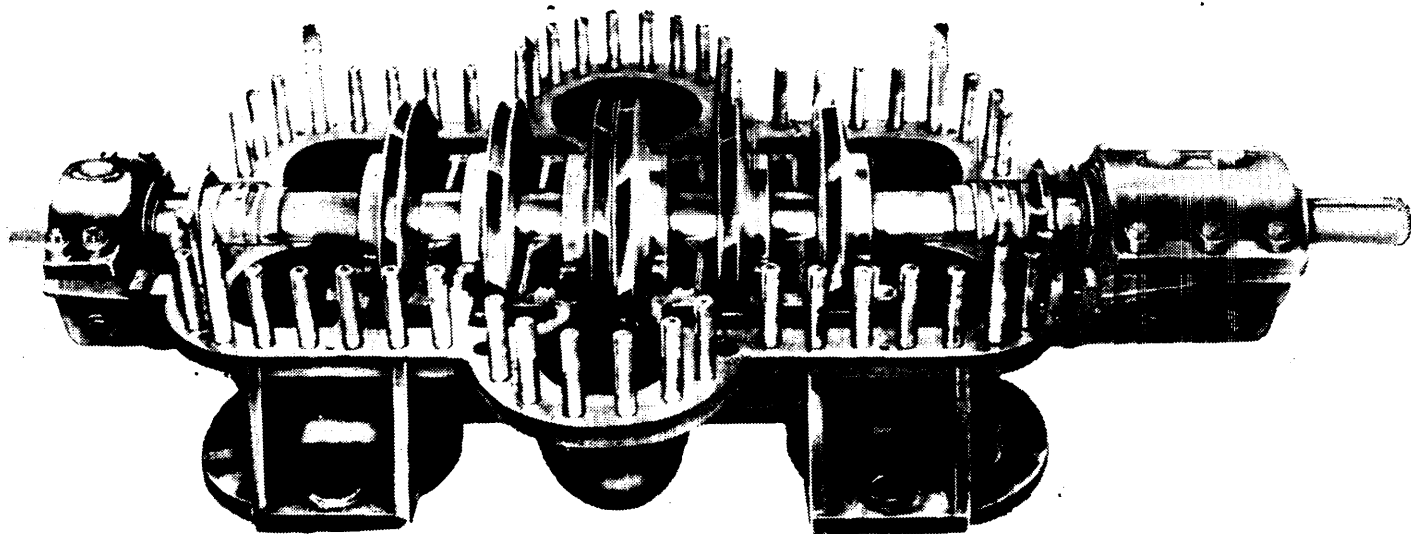
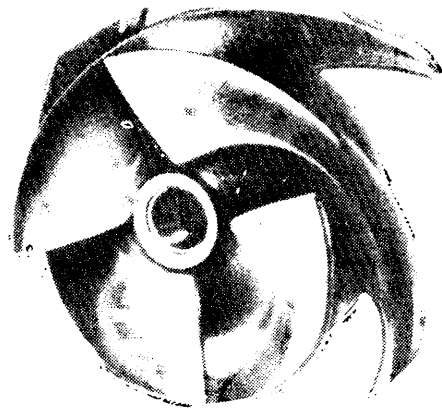
Г-н Изеле сообщил, что с помощью пластин типа «71» можно еще экономичнее обрабатывать неприводные и ведущие колеса.

ПРОБЛЕМА:

ОБРАБОТКА РЕЗАНИЕМ СЛОЖНОЙ ДЕТАЛИ

Многолопастная турбинка «ZHY» для перекачивания больших количеств чистой и мало загрязненной жидкости (фотография завода ЗУЛЬЦЕР ВАЙЗЕ).

Двухконтурный центробежный насос «SM» для перекачивания чистых и мало загрязненных жидкостей с горизонтальным разъемом корпуса (фотография завода ЗУЛЬЦЕР ВАЙЗЕ).



РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ:

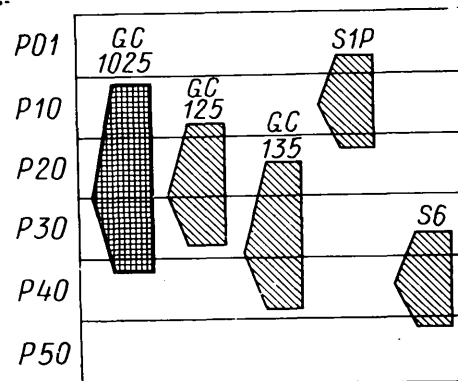
ПЛАСТИНЫ TNMM, CNMM, DNMM И GC1025



С помощью пластин типа «71» и твердого сплава GC1025 по сообщению г-на Изеле можно экономично и без труда обрабатывать сложные детали из стального литья (рисунки сверху) с высоким содержанием хрома и никеля, даже если при сильно прерывающемся резании приходится иметь дело с литейной коркой и песчаными включениями.

ПЛАСТИНЫ КОРОМАНТ-71

Твердосплавные поворотные пластины типа «71» предложенной ИСО формы TNMM, CNMM и DNMM имеют, несмотря на отрицательный главный угол резания, в результате использования металлокерамической стружкоотводной ступеньки положительный рабочий угол резания 18° . Благодаря этому усилие резания значительно снижается при одновременном улучшении контроля схода стружки.

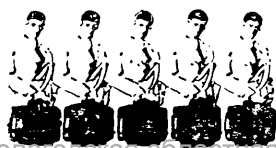


КОРОМАНТ МАРКИ GC1025

С помощью твердого сплава GC1025 с покрытием из карбида титана (GC) удалось значительно расширить сортамент твердых сплавов группы P по ИСО. Таким образом, разработан многодиапазонный твердый сплав, который вследствие универсальности применения (он может быть использован также в группах M15—M20 и K10—K20 по ИСО) дает значительную экономию. Кроме того, он имеет повышенную стойкость.

Таким образом, созданы дальнейшие предпосылки для повышения экономичности обработки.

Наши специалисты в Вашем распоряжении.



SANDVIK *Coromant*

Sandvik AB, Sandviken — ШВЕЦИЯ
МОСКВА, К-1 Трехпрудный пер., 11/13
НОВОСИДЕР

Вологодская областная универсальная научная библиотека
Телефоны: 299.09.32 299.09.36 Телекс: 452 NOVSID MSK
www.booksite.ru



балканкар

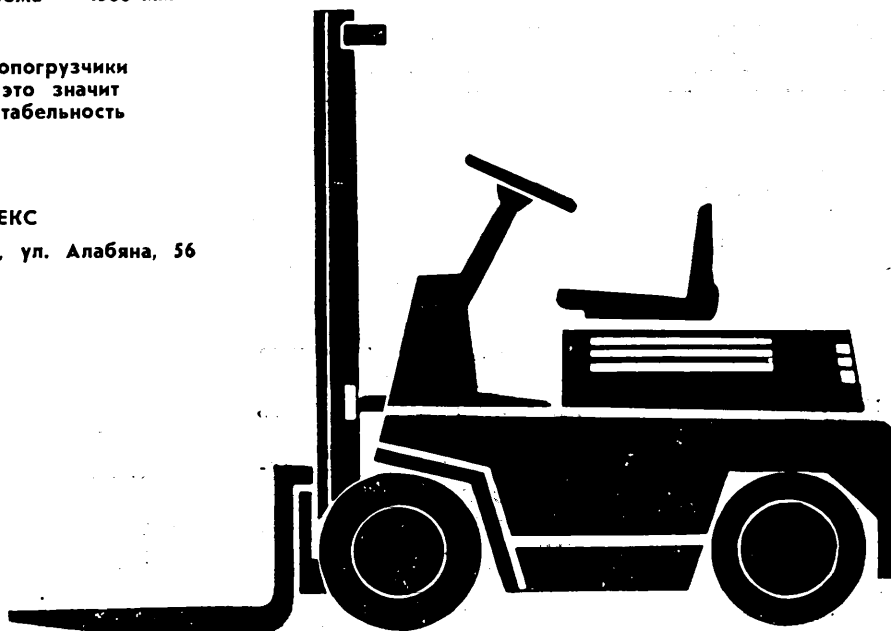
**ТРАДИЦИЯ
И СОВРЕМЕННОСТЬ**

**Широкий район действия
Большая автономность**

Автопогрузчики с дизелем
или карбюраторным двигателем
— грузоподъемность — до 3200 кг
— высота подъема — 4500 мм

Предпочсть автопогрузчики
БАЛКАНКАР — это значит
предпочсть рентабельность

Экспортер:
БАЛКАНКАРИМПЕКС
Болгария, София, ул. Алабяна, 56
Телекс 022386



Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов Государственной публичной научно-технической библиотеки СССР.
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями через МИНИСТЕРСТВА И ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся. В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»