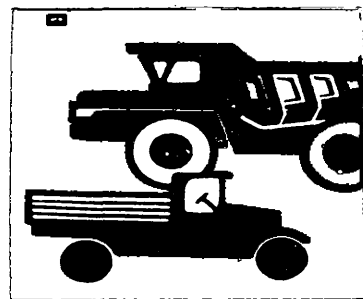


А

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12 · 1974

1924



1974

СОДЕРЖАНИЕ

А. С. Кобзев — Высокая оценка социалистических обязательств Московского автозавода им. И. А. Лихачева	1
---	---

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

А. Н. Максурси, Ю. Г. Одегов — Планирование темпов снижения трудовых затрат в условиях освоения новой продукции	2
---	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЯ. ИСПЫТАНИЯ

М. Г. Круглов, Г. М. Савельев, Е. Н. Зайченко — О совершенствовании выпускных органов двигателей	4
М. А. Григорьев, Л. К. Поляковский, В. А. Метелкин, Т. С. Жаргалов — Определение износа деталей двигателей методом поверхностной активации	6
А. Д. Назаров, И. М. Цой — К методике определения шума и вибраций двигателей	9
Х. Т. Тураев, Н. А. Фуфаев, В. И. Шишкин — Определение кинематических параметров шин для изучения динамики транспортных машин	11
И. И. Малашков, Е. А. Зельцер, Ю. Г. Стефанович — Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих в сцеплении при его быстром включении	13
В. Е. Качугин, Ю. Н. Моругов — Влияние параметров режима качения на установившуюся температуру шины	17
С. С. Дмитриченко, А. П. Давыдов, Л. Б. Акинитова, И. И. Кобылянский — О сопротивлении усталости осей полуприцепов при наличии сварных швов	20
З. Л. Сироткин, А. В. Зотов, А. С. Лосьмаков, А. Н. Волчков — Исследование эффективности гидродинамического тормоза-замедлителя	21
Н. А. Зубарев, В. А. Путин — О влиянии толщины дисков на их долговечность	24
И. А. Бескин, Л. А. Рогова, С. В. Федоров — Методика прогнозирования проходимости транспортных средств по морфологическим показателям	25

ТЕХНОЛОГИЯ

А. М. Киселев, Н. А. Цветков — Особенности кузнечного производства Волжского автозавода им. 50-летия СССР	2а
Д. М. Левчук, А. В. Воронин — Вихревой метод автоматической сборки	31
В. Н. Бунтов, А. Б. Новиков, Б. А. Петухов, К. С. Авакумов — Поверхностное пластическое деформирование при обработке различных поверхностей	34
А. М. Кузнецов — Технологические и физические основы деформирующе-режущих методов обработки	36

ИНФОРМАЦИЯ

Р. М. Хаимов, М. А. Шевик — Стенды для статических испытаний деталей и узлов автомобилей	38
Г. П. Блокин — Японская автомобильная и мотоциклетная фирма Хонда Мотор	39
К. Л. Бадриев, А. Н. Мучаидзе, А. Г. Восканян — Датчик суммарных чисел оборотов двигателя с приводом от прерывателя-распределителя	41
Новости в технологии машиностроения за рубежом	41
Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1974 г.	43
Рефераты статей	48

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Д. А. Антонов, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, Ю. А. Еценстов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, В. А. Карпов, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, Б. Н. Морозов, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонков, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103051, Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230
Тел. 226-63-14 и 226-61-49

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. П. Озерова

Сдано в набор 7/Х 1974 г.

Подписано к печати 22/ХІ 1974 г.

Г-18458

Усл. печ. л. 9,0.

Уч.-изд. л. 9,6.

Формат бумаги 60×90¹/₈

Тираж 11714 экз.

Заказ 3611

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12
ДЕКАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1974

Год издания XL

УДК - 658.387:629.113

Высокая оценка социалистических обязательств Московского автозавода им. И. А. Лихачева

А. С. КОБЗЕВ

ИНИЦИАТИВА партийной организации и всего коллектива Московского автозавода им. И. А. Лихачева по организации социалистического соревнования за ускорение внедрения в производство достижений науки и техники и увеличение на этой основе мощностей по выпуску продукции высшего качества одобрена Центральным Комитетом КПСС.

В принятом по этому вопросу постановлении ЦК КПСС отмечается, что рабочие, инженеры, техники и служащие производственного объединения ЗИЛ с большим воодушевлением трудятся над выполнением поставленных XXIV съездом КПСС и декабрьским (1973 г.) Пленумом ЦК задач по дальнейшему повышению эффективности производства. Партийные комитеты, первичные партийные организации и профсоюзные комитеты предприятий объединения проводят разностороннюю организаторскую работу по усилению роли каждого работника в техническом перевооружении производства и увеличении мощностей для выпуска высококачественной продукции, мобилизуют трудящихся на повышение производительности труда, укрепление хозяйственного расчета и режима экономии.

Коллектив объединения принял социалистические обязательства — сделать новый крупный шаг по пути технического прогресса в оставшийся период девятой пятилетки — в 1974—1975 гг.

ЦК КПСС особо отметил большую важность инициативы трудящихся Московского автозавода им. И. А. Лихачева, решивших создать и ввести в 1976 г. в действие за счет совершенствования техники и организации производства, за счет более полного использования внутренних резервов и при минимальных капитальных затратах производственные мощности, обеспечивающие выпуск грузовых автомобилей на 20 тыс. штук в год больше, чем намечено проектом реконструкции предприятия, поставить на производство в 1975 г. новые более производительные грузовые автомобили ЗИЛ-133, добиться увеличения пробега без капитального ремонта серийных автомобилей ЗИЛ-130 до 300 тыс. км. Обязательствами предусматривается также перевыполнение плановых заданий на оставшийся период пятилетки по реализации продукции на 28 млн. руб. и по производительности труда на 10%. Намечено выпуск продукции высшей категории качества в общем объеме производства довести не менее чем до 75%.

Новые высокие социалистические обязательства завода базируются на комплексной программе технических и организа-

ционных мероприятий, рассчитанных на активное участие в их осуществлении конструкторских, технологических и других инженерных служб, творческое отношение к делу каждого члена трудового коллектива. Основное значение в мероприятиях придается быстрейшему внедрению прогрессивных технологических процессов и оборудования, ликвидации трудоемких, прежде всего ручных, операций, лучшему использованию основных производственных фондов, а также сырья, материалов и инструмента. Например, в литейном производстве намечается осуществить полный перевод изготовления стержней на автоматические машины, применить дуплекс-процесс при выплавке ковкого чугуна. С целью экономии металла в производстве кузнечных штампов решено создать на заводе специальный участок электрошлаковой выплавки заготовок этих штампов.

В механообрабатывающих цехах будет дополнительно введено в действие большое количество автоматических и поточно-механизированных линий обработки деталей, значительно расширено изготовление шестерен со штампованными зубьями, полностью автоматизированы процессы изготовления поршней и гильз цилиндров двигателей.

Много технических новшеств предусматривается внедрить на филиалах Московского автозавода им. И. А. Лихачева — Московском карбюраторном заводе, Сердобском машиностроительном, Мценском заводе алюминиевого литья и др. В ряде цехов головного завода будут применены автоматизированные системы управления и оперативного учета производства, намечено также создать систему комплексного обеспечения современной техникой всех научно-исследовательских работ.

ЦК КПСС отметил, что коллектив Московского автозавода им. И. А. Лихачева в своей работе по совершенствованию техники и технологии производства тесно сотрудничает с рядом научных организаций, поддерживает постоянные связи со многими потребителями своих автомобилей. Показательна в этом отношении совместная работа с коллективами Главмосавтотранса Мосгорисполкома и Центрального научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института по увеличению сроков службы автомобилей ЗИЛ-130 и двигателей к ним.

Объективные данные об эксплуатации автомобилей, полученные от работников транспортных организаций, помогли

коллективу завода разработать и осуществить за последние два года более 50 крупных технических мероприятий, направленных на улучшение конструкции автомобилей и технологий их изготовления. Более чем в 1,5 раза увеличена долговечность коробок передач автомобилей, повышена надежность карданных валов, рессорных подвесок, рулевых механизмов и т. д.

Кроме того, богатый производственный опыт Московского автозавода им. И. А. Лихачева используется работниками автомобильного транспорта для улучшения постановки на ремонт, ремонта автомобильной техники, совершенствования организации технического обслуживания автомобилей.

Высокие обязательства коллективом Объединения ЗИЛ на завершающий период девятой пятилетки взяты в результате возросшей политической активности трудящихся, их стремления внести достойный вклад в осуществление исторических решений XXIV съезда КПСС. Они являются результатом достигнутого технического и организационного уровня производства. Главной целью соревнования становится теперь овладение каждым работником передовыми методами труда, создание в трудовых коллективах атмосферы подлинного творчества и трудового соперничества в достижении высоких общих показателей. Особенно большого размаха достигло соревнование за ускорение темпов технического прогресса, движение за выполнение личной пятилетки за четыре года,

начатое по инициативе Героя Социалистического Труда слесаря-водителя А. Я. Монахтина.

Большую пользу развитию техники и технологии производства приносит соревнование инженеров и техников за внедрение личных творческих планов, начатое по инициативе заводских ученых С. А. Юрасова и Г. В. Просяника. Активно включилась в борьбу за повышение технического уровня производства заводская молодежь. На заводе действуют 46 комплексных творческих бригад молодежи, которые за последние два года внесли свыше 5000 рационализаторских предложений.

Профсоюзные организации совместно с хозяйственными руководителями предприятий объединения постоянно совершенствуют и умело применяют моральные и материальные стимулы высокопроизводительного труда, создают необходимые условия для повышения общеобразовательной подготовки и профессиональных навыков работающих.

Положительно оценив инициативу партийной организации и всего коллектива Московского автозавода им. И. А. Лихачева по организации социалистического соревнования в 1974—1975 гг. за ускорение внедрения в производство достижений науки и техники и увеличение мощностей для выпуска продукции высокого качества, ЦК КПСС поручил партийному комитету предприятия продолжить работу по дальнейшему развитию этого соревнования с целью достижения коллективом высоких результатов хозяйственной деятельности.



УДК 629.113:658.5.011

Планирование темпов снижения трудовых затрат в условиях освоения новой продукции

(В порядке обсуждения)

Канд. экон. наук А. Н. МАКСУРИ, Ю. Г. ОДЕГОВ

Московский институт народного хозяйства им. Г. В. Плеханова

В СИСТЕМЕ мер, обеспечивающих успешное решение поставленных XXIV съездом КПСС задач, важное место отведено дальнейшему повышению научного уровня нормирования труда и, в частности, разработке нормативных материалов, необходимых для научно обоснованной оценки достигнутого уровня технико-экономических показателей и их перспективного планирования.

Существующая в настоящее время нормативная база трудовых показателей состоит главным образом из системы норм и нормативов на выполнение отдельных операций и видов работ. В условиях научно-технического прогресса необходимо дальнейшее расширение этой нормативной базы путем разработки дифференцированных нормативов по различным уровням:

1) рабочее место — научно обоснованные нормы, рассчитанные исходя из проектных условий выполнения данной работы;

2) цех, предприятие в целом — проектная трудоемкость изделия, представляющая собой пооперационную сумму научно обоснованных норм;

3) отрасль — набор отраслевой трудоемкости по основной номенклатуре выпускаемой продукции.

В настоящее время практически отсутствуют нормативы трудовых затрат на вновь осваиваемую продукцию. По нашему мнению, планирование темпов снижения трудоемкости новой продукции должно основываться на системе нормативов трудоемкости, которая включала бы, во-первых, нормативный срок освоения проектной трудоемкости изделия в целом; во-вторых, частные нормативы, определяющие нормативную

длительность каждого отдельного этапа освоения и достигнутый к его окончанию уровень проектной трудоемкости; в третьих, корректирующие коэффициенты к нормативам трудовых затрат по видам работ, узлам, агрегатам и т. д.

Для создания такой системы нормативов имеются соответствующие нормативные и методические материалы. К ним можно отнести: установленные постановлением Госплана СССР нормативные сроки освоения проектных мощностей вновь введенных предприятий, разработанные НИИ труда методические материалы по нормированию труда и определению трудоемкости новой продукции. Практика установления технически обоснованных норм, основанная на предусмотренных проектом условиях выполнения данной работы, одновременно с пуском новой продукции в серийное производство.

Говоря о сложившейся практике планирования снижения трудоемкости выпускаемой новой продукции, нельзя не остановиться на опыте Волжского завода имени 50-летия СССР.

Как известно, преобладающей формой организации труда на заводе является бригадная. От уровня освоения трудовых затрат по бригаде зависят темпы снижения трудоемкости по автомобилю в целом. Начальная величина трудоемкости по бригаде определяется по фактическим затратам труда, затем она корректируется с учетом запланированных организационно-технических мероприятий, что позволяет в масштабе бригады учесть влияние всей совокупности факторов, влияющих на трудозатраты в период освоения.

В основу построения бригадного графика освоения проектной трудоемкости положен дифференцированный учет следующих причин, приводящих к росту трудоемкости:

Загрузка рабочих мест
Увеличение времени выполнения операции от недозагрузки рабочих мест рассчитывается по формуле

$$T_p = \frac{60 \Phi_{\text{вр}} \chi_{\text{раб}} K_{\text{пл. невых}}}{Q_{\text{сут}}} - T_{\text{пр}},$$

где $\Phi_{\text{вр}}$ — дневной фонд времени одного рабочего, равный 6,82 ч;
 $\chi_{\text{раб}}$ — численность рабочих бригады;
 $K_{\text{пл. невых}}$ — коэффициент плановых невыходов, равный 0,89;
 $Q_{\text{сут}}$ — среднесуточная программа выпуска;
 $T_{\text{пр}}$ — проектная трудоемкость (нормированное задание бригады).

Отладка оборудования и межоперационного транспорта

На начало планируемого периода отклонение от проекта определялось по фактическим затратам времени, затем с учетом ежемесячного снижения на 12%.

Продолжительность освоения операции рабочими

Она принималась равной 1—6 месяцев, а по особо сложным операциям — до 10. Расчет бригадного графика достижения проектного уровня трудовых затрат по одной из бригад Волжского автозавода им. 50-летия СССР приведен в таблице (по данным автозавода).

Как свидетельствуют данные, приведенные в таблице, удельный вес факторов организационно-технического характера составил в январе — 98,6%, а в апреле — 100% всего превышения фактических затрат труда над проектными. Даже в условиях проведения полного объема работ по подготовке производства нового автомобиля значительное влияние на величину его фактической трудоемкости оказывают факторы, связанные с отработкой технологии, недогрузкой оборудования, организацией труда. Необходимо в связи с этим, в целях улучшения использования рабочей силы на предприятии и ускорения темпов освоения, дальнейшего развития форм и методов учета организационно-технического и трудового освоения, корректировка установленных норм и нормированных заданий.

Какие же факторы оказывают наибольшее влияние на динамику рассматриваемого показателя?

Результаты проведенного на предприятиях автомобильной промышленности анализа показали, что в условиях освоения производства новых моделей наибольшее влияние на темпы снижения трудовых затрат оказывает увеличение масштаба производства и освоение рабочими новых для них технологических операций.

Проведение мероприятий организационно-технического характера способствует сокращению непроизводительных затрат рабочего времени, обусловленных отступлением от проектных условий выполнения данной работы. Освоение рабочими новых для них операций связано с внутриоперационными резервами сокращения трудовых затрат по отдельным элементам операции.

В целом динамика снижения трудоемкости изделия непосредственно зависит от изменения масштабов его производства.

Изучение и обобщение опыта позволяют сказать, что продолжительность освоения рабочими новых видов работ составляет в среднем 9—10 месяцев. Установление технически обоснованных норм одновременно с началом серийного производства нового изделия способствует ускорению процесса освоения проектной трудоемкости, вооружает рабочих тем критерием производительности труда, к которому необходимо стремиться.

Следующей по важности задачей является оценка темпов снижения трудоемкости новых машин, решаемая на уровне предприятия. Использование методов математического анализа дает возможность учесть всю совокупность факторов, влияющих на снижение трудовых затрат в рассматриваемый период.

Определение фактической трудоемкости новой продукции на основе построения многофакторной регрессионной модели характеризует статистику рассматриваемого процесса и не дает возможности исследовать динамику снижения трудоемкости в период освоения. Построение динамической модели позволяет учесть основные тенденции исследуемого показателя во времени. Задача сводится к нахождению математического

Вид причины отклонения бригадного графика освоения проектной трудоемкости*	Трудоемкость в мин по месяцам											
	январь	февраль	март	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	октябрь	ноябрь	декабрь
Освоение операции	0,06	0,05	0,03	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Отладка оборудования	0,265	0,265	0,265	0,265	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
Отладка межоперационного транспорта	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	—	—	—	—	—
Недогрузка рабочих мест	2,945 8,033	2,645 7,703	2,025 7,083	1,965 6,988	1,808 6,831	1,155 2,173	1,125 6,11	0,595 5,53	0,595 5,58	0,575 5,56	0,496 5,481	0,375 5,36

* Проектная трудоемкость 4,725 мин отличается от трудоемкости 5,17 мин на величину дополнительных операций, которые в 1971 г. перекрывались недогрузкой рабочих мест.

выражения, наилучшим образом характеризующего общую направленность изменения фактической трудоемкости за исследуемый период времени. В общем виде многофакторная динамическая модель будет

$$y = A_0 x_1^{a_1} \dots x_n^{a_n},$$

где A_0 — постоянная величина, характеризующая трудоемкость изделия при пуске в серийное производство;

a_i — показатели степени, характеризующие интенсивность влияния изменений i показателя на темпы снижения трудоемкости;

x_i — показатели, характеризующие влияние отдельных факторов на зависимую переменную;

y — показатель, отражающий уровень планируемого фактора.

Графическим изображением этой модели является гиперболическая функция, характеризующая зависимость затрат времени от числа изделий, выпущенных с начала производства. На основании результатов проведенного анализа изменения трудоемкости в период освоения математическим выражением этой функции является

$$T_i = A_0 N^{-a_i},$$

где T_i — трудоемкость изделия;

N — порядковый номер изготавливаемого изделия.

Влияние на темпы снижения трудоемкости продукции освоения работ рабочими также определяется с учетом того, как масштаб производства влияет на затраты рабочего времени. Основным показателем, от которого зависит степень трудового освоения работ, является количество деталей, произведенных с момента запуска нового изделия в серийное производство. Для условий массового производства этот показатель является необходимым и достаточным.

Если показатель степени при организационно-техническом освоении зависит от новизны изделия, уровня подготовки и организации производства новой продукции, то при трудовом освоении он зависит от новизны и сложности выполняемой работы, удельного веса ручных приемов в составе операции и т. д. В зависимости от указанных факторов показатель степени обычно колеблется от 0,15 до 0,33.

Поскольку нахождение динамической регрессионной модели с построением матрицы соответствующих коэффициентов успешно решается на ЭВМ, а показатель степени с достаточной для практических расчетов степенью точности характеризует темпы снижения трудоемкости с учетом масштаба производства новых изделий и освоения работ рабочими, можно предложить для условий массового производства однотипной продукции следующую формулу расчета темпов снижения трудовых затрат в период освоения:

$$T_{ij} = T_0 n^{-\alpha},$$

где T_{ij} — трудоемкость изготовления i -го изделия при j -м выпуске;

T_0 — трудоемкость изготовления первого серийного изделия;

n — порядковый номер изделия, по которому определяется трудоемкость или количество изделий, выпущенных с начала серийного производства;

α — показатель степени, характеризующий темпы снижения трудоемкости в зависимости от масштаба производства и трудового освоения.

Путем интегрирования предложенной формулы можно получить выражение для определения трудоемкости в определенном интервале:

$$T_i(n_1 - n_i) = \int_{n_i}^{n_1} T_0 n^{-\alpha} \alpha n = T_0 \frac{n^{1+\alpha} - n_i^{1+\alpha}}{1+\alpha}.$$

Зная проектную величину выпуска и нормативный срок освоения новых машин, выбирая различные варианты увеличения их производства, можно в значительной степени оказывать влияние на показатель степени α .

Аналогичные расчеты были проведены по группе изделий автотракторного электрооборудования. В результате получены уравнения, характеризующие зависимость трудоемкости от перечисленных выше факторов. Так, по электродвигателю типа МЭ-5Е было получено следующее уравнение:

$$T_i = 7,14N^{-0,47}.$$

Подставляя в это уравнение фактическое значение объема производства данного электродвигателя, была получена при программе 112,0 тыс. шт. величина $T = 0,774$ нормо/часов,

действующая трудоемкость составила 0,789 нормо/часов. Отклонение составило 2,0%.

Обеспечение неуклонного роста производительности труда и повышение эффективности производства в условиях научно-технического прогресса делает необходимым дальнейшее совершенствование планирования освоения новой продукции, которое целесообразно осуществлять по следующим направлениям:

1) повышать уровень обоснованности плановых заданий путем создания нормативной базы и определения оптимальной структуры затрат труда по видам работ, узлам, агрегатам и т. д.;

2) усилить контроль за ходом освоения новой продукции и выполнением плановых заданий, для чего необходимо иметь постоянную статистическую информацию об освоении проектной трудоемкости по всей совокупности узлов и агрегатов, составляющих данное изделие;

3) совершенствовать систему материального и морального стимулирования за ускорение освоения новой продукции. Нормативный срок и коэффициент освоения проектной трудоемкости должны быть положены в основу материального поощрения коллективов предприятий.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43:629.113

О совершенствовании выпускных органов двигателей

Д-р техн. наук М. Г. КРУГЛОВ, кандидаты техн. наук Г. М. САВЕЛЬЕВ, Е. Н. ЗАЙЧЕНКО

МВТУ им. Н. Э. Баумана, Ярославский моторный завод, НАМИ

УЛУЧШЕНИЕ показателей современных двигателей с учетом повышения их удельных мощностных параметров требует уменьшения всех видов потерь и в том числе потерь энергии в выпускных органах. Представляет интерес исследование недостаточно полно изученных возможностей снижения потерь энергии в газовом тракте путем улучшения формы выпускных каналов и определения влияния снижения этих потерь на эффективные показатели двигателя. Поставленная задача в настоящем случае решалась путем экспериментального определения величины потерь энергии в газовом тракте для ряда современных зарубежных и отечественных двигателей и расчетного исследования влияния величины указанных потерь на мощность, затрачиваемую на очистку цилиндров. Расчетное исследование было выполнено в связи с тем, что экспериментальная проверка эффективности улучшения формы выпускных каналов является крайне трудоемкой и опыты, проведенные непосредственно на двигателе, не дают четких зависимостей.

Экспериментальные исследования проводились на безмоторной установке продуванием газового тракта по общепринятой методике. Для повышения точности и сопоставимости результатов каждая головка продувалась в комплексе с сопряженным патрубком выпускного трубопровода газами, имеющими температуру 650°C. Гидравлическое совершенство газовых трактов оценивалось по коэффициенту расхода μ , представляющему собой отношение измеренного расхода к теоретическому, определенному по отношению полного давления в цилиндре p_1^* к статическому давлению в конце газового тракта. Причем статическое давление рассчитывалось через измеренное полное давление в ресивере, подсоединенном к выходному концу газового тракта.

Из полученных экспериментальных зависимостей (рис. 1) следует, что выпускные органы современных автотракторных двигателей характеризуются близким уровнем значений коэффициентов расхода во всем диапазоне изменения относительных подъемов клапана $\bar{h} = h/h_{\max}$. Сравнительно небольшая

разница в величине коэффициентов расхода для рассмотренных двигателей показывает, что, несмотря на различие в выполнении каналов, условия течения и образования потерь в газовом тракте не имеют существенных отличий.

Совершенствование формы каналов в головке цилиндров способствует увеличению коэффициента расхода, который в пределе будет равен теоретическому значению $\mu = 1$. Из полученных экспериментальных зависимостей следует, что возможное улучшение выпускных органов за счет формы каналов приведет к увеличению коэффициента расхода при сохранении общей закономерности его изменения в зависимости от относительного подъема клапана.

При постоянном коэффициенте избытка воздуха α и отсутствии продувки цилиндра воздухом, что является харак-

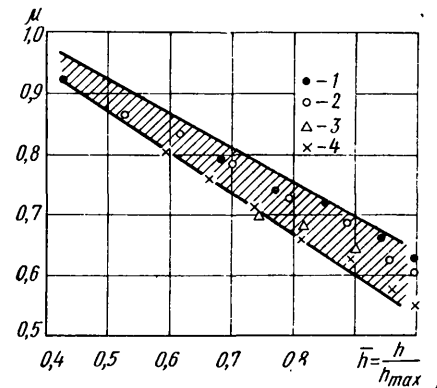


Рис. 1. Изменение коэффициента расхода выпускных органов современных автотракторных двигателей от относительного подъема клапана:
1 — Интернационал DVT-573; 2 — Ман D2658M; 3 — Уник М62S; 4 — Дейтц F8L-413

терным для высокооборотных автотракторных двигателей, изменение коэффициента расхода выпускных органов влияет на эффективные показатели двигателя через мощность, затрачиваемую на процесс опорожнения цилиндра. Количественно эффективность указанных изменений оценена расчетным путем применительно к перспективному опытному дизелю, у которого диаметр цилиндра и ход поршня равны 120 мм. Номинальное число оборотов коленчатого вала 2600 в минуту. Среднее эффективное давление $p_e = 6,7$ кгс/см² без турбонаддува и 8, и 10 кгс/см² с газотурбинным наддувом.

Параметры газа в цилиндре и в выпускной системе определялись широко известным квазистатическим методом с соблюдением условий, обеспечивающих удовлетворительное совпадение результатов расчета с действительными [1 и 2].

Принятые для расчета характеристики изменения относительного эффективного проходного сечения выпускных клапанов в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя приведены на рис. 2. Эти характеристики выбраны таким образом, чтобы включать в себя предельное значение коэффициента расхода $\mu = 1$, нижнюю и верхнюю экспериментальные кривые поля значений коэффициентов расхода современных двигателей (см. рис. 1) и еще несколько промежуточных значений. В качестве оценочного параметра гидравлической эффективности выпускных органов дизеля был принят интегральный коэффициент расхода μ_n , который представляет собой отношение время — сечения любого из рассматриваемых вариантов к время — сечению при отсутствии гидравлических потерь ($\mu = 1$):

$$\mu_n = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \mu f d\alpha}{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} f d\alpha},$$

где α_1 и α_2 — соответственно начало открытия и закрытия выпускного клапана по углу поворота коленчатого вала;

f и μf — соответственно геометрическая ($\mu = 1$) и эффективная площади проходного сечения при открытии выпускного клапана.

Применение коэффициента μ_n позволяет охарактеризовать в целом, т. е. во всем диапазоне значений подъема выпускного клапана, совершенство выпускных органов, что представляет определенные удобства для их сравнительной однозначной оценки.

В результате расчетного исследования протекания процессов при газообмене была получена зависимость относительного изменения мощности, затрачиваемой на опорожнение цилиндра, от интегрального коэффициента расхода выпускных органов (рис. 3):

$$\frac{1}{N_{н.х}} = \frac{N_1}{N} = f(\mu_n),$$

где N и N_1 — мощности двигателя, затрачиваемые на опорожнение цилиндра при любом реальном значении коэффициента μ_n и при $\mu_n = 1$ соответственно.

При этом

$$N = \frac{n}{9000} \int_{\alpha=180}^{\alpha=360} p V d\alpha,$$

где p и V — соответственно текущее значение давления в цилиндре и объем цилиндра.

При постоянном коэффициенте избытка воздуха и фазах газораспределения изменение эффективности выпускных органов влияет лишь на мощность двигателя, затрачиваемую на опорожнение цилиндра. Влияние изменения коэффициента остаточных газов на наполнение цилиндра без продувки цилиндра воздухом весьма мало [3]. Поэтому с достаточным приближением можно принять, что относительное изменение потерь мощности на опорожнение цилиндра при изменении

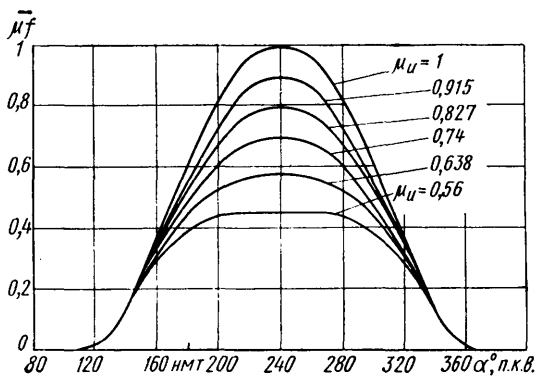


Рис. 2. Изменение относительной эффективности площади проходного сечения при открытии выпускного клапана для разных значений μ_i (начало открытия выпускного клапана — 114°, закрытие — 370°)

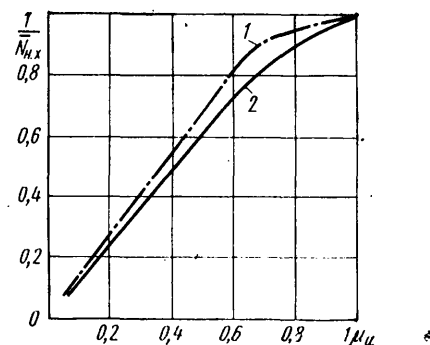


Рис. 3. Изменение относительной потери мощности на насосные ходы двигателя в зависимости от интегрального значения коэффициента расхода выпускных органов: 1 — без наддува; 2 — с турбонаддувом

μ_n равно относительному изменению мощности на насосные ходы двигателя $N_{н.х}$.

Разный характер протекания кривых $\frac{1}{N_{н.х}} = f(\mu_n)$ (рис. 3)

для двигателя с газотурбинным наддувом и без наддува обусловлен различной относительной величиной опорожнения цилиндра в надкритический период истечения газа. Вследствие этого изменяется и относительная затрата мощности двигателя на выталкивание газа из цилиндра.

Влияние совершенствования выпускного канала на экономичность работы двигателя можно оценить на основании следующих соображений. При постоянном коэффициенте избытка воздуха относительное изменение удельного эффективного расхода топлива \bar{g}_e обратно пропорционально изменению механического к.п.д. η_m

$$\bar{g}_e = \frac{1}{\eta_m}.$$

Как известно,

$$\eta_m = 1 - \frac{p_{тр}}{p_i} - \frac{p_{н.х}}{p_i},$$

где p_i ; $p_{тр}$; $p_{н.х}$ — соответственно среднее индикаторное давление цикла, среднее давление потерь трения и насосных ходов.

Зная составляющие параметры, входящие в уравнение механического к.п.д., по номограмме $g_e = f(p_e; p_{тр}; p_{н.х})$ можно оценить изменение экономичности работы двигателя.

Современные форсированные автотракторные дизели характеризуются значением $p_{тр} = 1,6 \div 1,8$ кгс/см² и $p_{н.х} = 0,6 \div 0,8$ кгс/см². Предположим, что при $p_e = 10$ кгс/см², $p_{тр} = 1,8$ кгс/см² и $p_{н.х} = 0,6$ кгс/см² гидравлическое сопротивление выпускных органов двигателя, характеризующее коэффициентом $\mu_n = 0,65$, будет уменьшено на 20% за счет совершенствования формы выпускных каналов. Это приведет к уменьшению среднего давления потерь насосных ходов на ~8% и увеличению механического к.п.д. на ~0,5%. В конечном счете экономичность работы дизеля улучшится на 1 г/з.л.с.ч. Поэтому достигнутый уровень гидравлического совершенства выпускных органов, характеризующий коэффициентом $\mu_n = 0,65 \div 0,70$, дает ограниченные возможности для улучшения показателей двигателя в рамках рассмотренной задачи. В связи с этим дальнейшее повышение экономических показателей автотракторных дизелей за счет совершенствования процессов при газообмене должно быть в направлении изучения влияния протекания нестационарных процессов в выпускном трубопроводе с учетом взаимодействия работы смежных цилиндров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Симсон А. Э. Газотурбинный наддув дизелей. М., Машгиз, 1964.
2. Круглов М. Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1963.
3. Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. М., Машгиз, 1963.

Определение износа деталей двигателей методом поверхностной активации

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, канд. техн. наук Л. К. ПОЛЯКОВСКИЙ, В. А. МЕТЕЛКИН, Т. С. ЖАРГАЛОВ
НАМИ, МВТУ им. Н. Э. Баумана

Для измерения особо малых износов деталей двигателей в нашей стране и за рубежом в различных вариантах применяются методы с использованием радиоактивных изотопов. Эти методы обладают высокой чувствительностью и дают возможность контролировать износ экспрессно и без разборки двигателя. Вместе с тем необходимость соблюдения санитарных норм радиационной защиты создает определенные трудности для практического применения данных методов. В СССР в последние годы предложен метод поверхностной активации [1 и 2], который благодаря наличию малых доз активации не требует специальных мер санитарной защиты и позволяет определять износ деталей в линейных единицах.

В НАМИ совместно с МВТУ им. Н. Э. Баумана были проведены исследования по определению возможности применения метода поверхностной активации для измерения износа деталей двигателей с одномоментным контролем методом «вырезанных лунок» (ГОСТ 17574—72).

Учитывая относительно малую скорость изнашивания двигателей при обычных стендовых испытаниях, оценивали эффективность, область и целесообразность применения метода поверхностной активации с использованием кварцевой пыли, принудительно вводимой в двигателя, по методике, изложенной в работе [3]. Это позволило регулировать скорость изнашивания, сократить время испытаний и проверить возможности метода при оценке величин износа деталей двигателя в условиях абразивного износа.

Рассмотрим технику измерения износа методом поверхностной активации как одной детали (гильзы цилиндра) двигателя, так и нескольких одновременно (гильза цилиндра, компрессионное кольцо, шейка коленчатого вала), а также сопоставим результаты измерений износа деталей различными методами. Техника одномоментных измерений кольца и цилиндра судового дизеля NVD-24 на основе этого метода была впервые предложена и осуществлена в 1969 г. М. К. Сыроматниковым. Одновременное измерение износа кольца, цилиндра и коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 без его разборки осуществлено впервые при исследованиях такого рода в НАМИ совместно с МВТУ им. Н. Э. Баумана.

В основе метода поверхностной активации лежит контроль изменения γ -активности изотопов, полученных в результате бомбардировки исследуемой поверхности заряженными частицами, и сопоставление результатов с пропорциональной величиной износа в линейных единицах.

Для регистрации активности γ -излучения рекомендуется использовать следующую серийно выпускаемую аппаратуру: сцинтиляционный латчик УСД-1 или латчики на основе кристаллов NaI (TI) размерами 70×70, 40×40 с фотомножителями ФЭУ-52, ФЭУ-56 и др., дискриминатор БД-2 с фиксированными порогами и окнами, широкополосный не перегружающийся усилитель УИС-2, пересчетный прибор ПП-9 или ПП-12, а также блоки стабилизации высокого напряжения ВС-22, ПВ-2. Блок-схема измерительной аппаратуры приведена на рис. 1.

Для перевода уменьшения относительной активности A (представляющей собой отношение начальной скорости счета импульсов N_0 к измеренной N_i после снятия некоторого, измеренного с точностью $\pm 0,02$ мкм радиоактивного слоя b_i) в линейную величину износа необходимо моделировать износ и определять закономерность уменьшения активности в зависимости от величины снятого слоя (эталонный график).

Износ детали моделируется на образцах (условно обозначим I и II), активированных в идентичных с деталью условиях и истираемых на притирочной плите абразивным порошком карбида бора № 1. Линейная величина снятого слоя на образцах измерялась интерферометром ИКПВ-8 с одновремен-

ным контролем измерения радиоактивности образцов. В результате получен эталонный график (рис. 2). На участке относительной активности A от 100 до 25% зависимость описывается уравнением

$$b_i = 41,99 - (0,4199 \pm 0,0168) A.$$

В связи с наличием смеси изотопов с различными периодами полураспада при моделировании определяется характеристика распада смеси изотопов.

С этой целью два активированных образца I и II из нирезиновой вставки цилиндров контролировались на распад в течение ~ 1200 ч. Анализ полученных результатов показал, что по истечении 200 ч с момента активации скорость распада остается практически постоянной величиной; равной $0,000392 \pm 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$, что соответствует периоду полураспада смеси $T_{1/2} = 73,7 \pm 0,75$ дня. Эти данные учитываются при расчетах величины износа через коэффициент распада K_p .

В процессе изменения скорости счета возможны погрешности, связанные с имеющейся погрешностью используемой аппаратуры, наличием изменяющегося по времени естественного фона, необходимостью введения поправок на распад радиоактивных изотопов, неточным знанием угла бомбардировки заряженными частицами и т. п.

Периодический контроль и анализ показали, что аппаратурная погрешность, определенная по эталонному графику, находилась в пределах 1,5—2,5%. Погрешность определения величины относительной активности, вызываемая изменением естественного фона, увеличивается с уменьшением активности и лежит в пределах 0,2—1,0%. Погрешность, возникающая при длительных измерениях, вследствие учета поправки на распад K_p , не превышает 2%. Погрешность графического считывания результата с эталонного графика лежит в пределах 0,1—0,5%.

Анализ совокупности погрешностей показал, что в данных испытаниях при износах деталей от 2—3 мкм и выше относительная погрешность определения величин износа практически постоянна и составляет около 10%.

Для отработки техники измерений износа деталей методом поверхностной активации были подвергнуты испытаниям четыре двигателя (два ЗМЗ-21А и два ЗИЛ-130).

При испытаниях двигателей ЗМЗ-21А отрабатывалась техника измерений износа одной детали (гильзы цилиндра) методом поверхностной активации с разборкой после каждого цикла (10 ч) испытаний и сопоставлялись полученные величины износа с данными, установленными методом «вырезанных лунок».

Перед испытаниями на рабочую поверхность гильзы первого цилиндра в зоне ее максимального износа (пояс остановки верхнего компрессионного кольца в в.м.т., расположенный на расстоянии 9 мм от верхнего торца гильзы) в плоскости качения шатуна наносилось активированное пятно диаметром около 5 мм. В том же поясе (9 мм) равномерно по окружности цилиндра было нарезано 17 лунок, две из которых (обозначим их № 1 и 17) располагались по обе стороны от активированного пятна на расстоянии 1,5—2 мм. В остальных

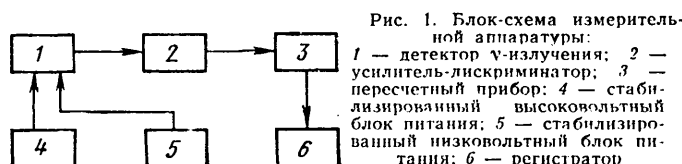


Рис. 1. Блок-схема измерительной аппаратуры: 1 — детектор γ -излучения; 2 — усилитель-дискриминатор; 3 — пересчетный прибор; 4 — стабилизированный высоковольтный блок питания; 5 — стабилизированный низковольтный блок питания; 6 — регистратор

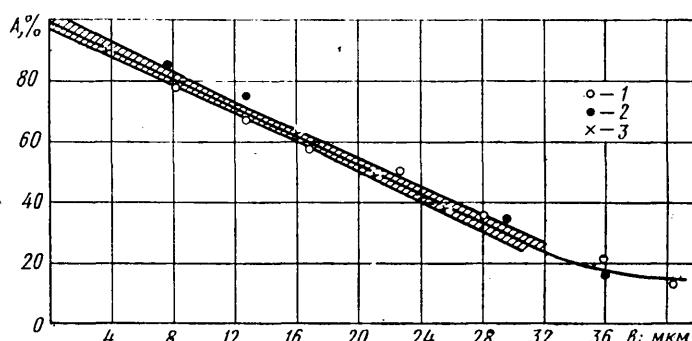


Рис. 2. Зависимость относительной активности от толщины снятого слоя: 1 — образец I; 2 — образец II; 3 — эталонный график

Таблица 1

Номер цикла	Износ в мкм			Отношение износов	Номер цикла	Износ в мкм			Отношение износов
	по лункам № 1 и 17	по активированному пятну				по лункам № 1 и 17	по активированному пятну		
25	6,9	6,4	1,08		29	2,7	1,7	1,59	
26	5,3	5,8	0,91		30	2,6	1,4	1,86	
27	5,2	5,8	0,90		31	4,2	3,8	1,10	
28	1,8	2,3	0,78		32	4,9	5,6	0,87	

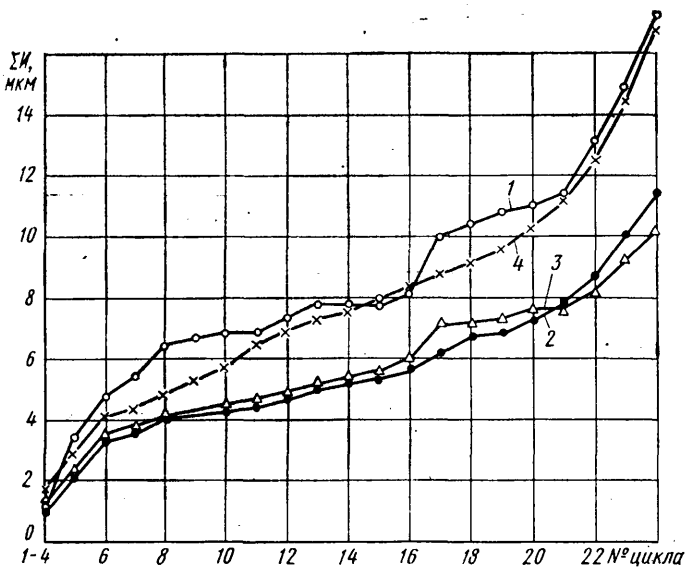


Рис. 3. Сравнение износов цилиндров, измеренных различными методами

цилиндрах в поясе 9 мм было нарезано восемь лунок через каждые 45°.

Было проведено 32 цикла испытаний с подачей пыли в двигатель. Циклы 1—24 (рис. 3) были проведены на одном экземпляре двигателя при его работе на неуставившихся режимах, а остальные циклы — на другом двигателе при постоянных режимах работы.

При испытаниях износ цилиндра измерялся методом поверхностной активации, а по окончании каждого цикла — методом «вырезанных лунок». При первом методе износ исследуемой детали определялся в линейных величинах, что дало возможность провести его прямое сравнение с износом, полученным вторым методом. Сравнение осуществлялось по следующим величинам:

1) по средним износам двух лунок (№ 1 и 17), расположенным в поясе 9 мм от верхнего торца гильзы первого цилиндра (кривая 1);

2) по средним износам первого цилиндра в поясе 9 мм (кривая 2);

3) по средним износам пояса 9 мм всех цилиндров двигателя (кривая 3).

В первой серии экспериментов (циклы 1—24) износы цилиндров двигателя ЗМЗ-21А в каждом отдельном цикле были невелики и находились в пределах точности измерения методом «вырезанных лунок». Поэтому данные, полученные методами поверхностной активации и «вырезанных лунок», сравним по нарастающей величине износа. Из рис. 3 видно, что абсолютные значения суммарных износов $\Sigma И$ локальной точки цилиндра (кривые 1 и 4), измеренные обоими методами, достаточно близки. Относительная разница в измерениях с увеличением износа непрерывно уменьшается и при износе от 10 мкм и выше не превышает 2—3%. Вместе с тем приведенные данные показывают, что в области малых износов (до 1,5—2 мкм) разница в измерениях износа локальной точки цилиндра, произведенных обоими методами, достигает большой величины.

На рис. 3 приведены также средние суммарные износы, измеренные лунками, одного и всех цилиндров двигателя за соответствующее количество циклов испытаний. Средние износы цилиндров расходятся с данными метода поверхностной активации, причем абсолютная и относительная разница износов увеличивается по мере их нарастания.

В другой серии экспериментов (циклы 25—32) износ цилиндров в большинстве циклов достигал повышенной величины, поэтому целесообразно сравнивать износы по каждому циклу в отдельности (табл. 1).

Из табл. 1 следует, что при износах порядка 4—7 мкм результаты измерения лунками и методом поверхностной активации совпадают с точностью, достаточной для практических целей (разница не превышает 8—12%).

Данные, приведенные на рис. 3 и в табл. 1, показывают, что при износе от 3 мкм и выше результаты измерения локального износа методом поверхностной активации и методом лунок расходятся не более, чем на 12%. Таким образом, износ, измеренный с помощью активированного пятна, удовлетворительно совпадает со средним износом, определенным по двум лункам, расположенным по обе стороны пятна, хотя в случае

совпадения этих измерений полностью не объясняет и не утверждает закономерности износа по всему двигателю.

Поэтому проведение испытаний двигателей на износ требует контроля износа одновременно группы деталей двигателя.

В задачу исследования также входила отработка техники измерений активированных участков гильзы цилиндра, верхнего компрессионного кольца и шейки коленчатого вала.

Гильза восьмого цилиндра активировалась в вакууме дейтонами с энергией, равной 13,2 мЭВ под углом 45° в зоне максимального износа под третьим кольцом, т. е. на расстоянии 28 мм от верхнего торца гильзы в плоскости качания шатуна. Диаметр активированного пятна равен 5 мм. Верхнее компрессионное кольцо поршня второго цилиндра активировалось α -частицами энергией 26,4 мЭВ в вакууме 10^{-6} мм рт. ст. равномерно по периметру нормально к рабочей поверхности. Первая коренная шейка активировалась на воздухе α -частицами энергией 21 мЭВ со стороны противовеса в зоне максимального износа перпендикулярно к поверхности трения. Активированное пятно размером 7×5 мм располагалось на расстоянии 3 мм от переднего торца шейки. Суммарная активность всех трех деталей не превышала 10 мКи. При отработке техники измерений была создана схема постановки активированных деталей на двигатель, при которой было исключено влияние друг на друга γ -излучений от гильзы цилиндра, поршневого кольца и шейки коленчатого вала.

При испытаниях скорость счета импульсов от гильзы измерялась непрерывно, а от кольца и шейки коленчатого вала — периодически через 6—10 ч работы при остановке двигателя.

Возможность использования метода поверхностной активации для одновременного измерения износа группы деталей (гильза цилиндра, поршневое кольцо, шейка коленчатого вала) проверялась при стендовых испытаниях двух двигателей ЗИЛ-130.

Перед испытаниями двигателей в гильзах цилиндров вырезались лунки в шести поясах (14, 21, 28, 42, 55 и 70 мм от верхней плоскости блока). По окружности цилиндра в поясе 14 мм через каждые 45° было нанесено 8 лунок; в восьмом цилиндре в поясе 28 мм было нанесено 17 лунок; в остальных поясах — 4 лунки. На первой коренной шейке коленчатого вала вырезалось 9 лунок по окружности, расположенной на расстоянии 5 мм от переднего торца шейки. Две лунки (пятая и шестая) были расположены около активированного пятна.

Место для активированного пятна выбиралось на деталях исходя из того, что контроль осуществлялся в зоне максимальных износов. Это дало возможность за наименьший срок определить относительное влияние исследуемого фактора на износ деталей. Двигатели работали на режиме средних нагрузок и оборотов.

Для ускорения изнашивания деталей первого двигателя в топливо подавалась кварцевая пыль из расчета 15 г на 100 л топлива. Было проведено пять циклов испытаний с различными вариантами фильтрующих элементов топливных фильтров.

После каждого цикла испытаний программировалась разборка двигателя и проведение комплекса измерений его деталей для оценки влияния разборки на износ. Результаты испытаний приведены в табл. 2.

Сопоставление износов гильзы цилиндров по активированному пятну и лункам № 1 и 17, между которыми находилось пятно, показало, что между ними практически нет различия по всем пяти циклам. Сравнение данных по пятну и среднему износу восьмого цилиндра (измеренного лунками в том же поясе, что и пятно) показало, что между ними имеется некоторая, хотя и незначительная, разница. Несколько большее различие получено при сопоставлении износов, определенных методов поверхностной активации, с износами по всем цилиндрам двигателя, измеренными с помощью лунок. Коэффициент корреляции для указанных трех вариантов составляет соответственно 0,99; 0,95 и 0,90.

Износ коренной шейки коленчатого вала оказался в пределах точности измерения методом лунок и сделать какие-либо выводы о сопоставимости износов, определенных обоими методами, не представляется возможным.

Таблица 2

Параметры	Номер цикла				
	1	2	3	4	5
Износ в мкм:					
по пятну	14,0	12,0	9,0	48,0	15,4
по лункам № 1 и 17 ($L_{1,17}$)	14,1	12,2	10,2	40,8	15,0
по восьмому цилиндру (L_{II})	15,8	13,4	8,0	45,8	13,0
по всему двигателю (L_D)	10,9	9,1	7,8	40,0	13,4
Отношение износов:					
I/L_{II}	0,9	0,9	1,1	1,07	1,2
$I/L_{1,17}$	1,0	1,0	0,9	1,17	1,0
I/L_D	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1

Примечание. L_{II} , L_D — соответственно средние износы восьмого цилиндра и всех цилиндров, измеренные с помощью лунок.

Результаты, полученные по методу поверхностной активизации, можно считать верными, тем более, что они согласуются с имеющимися исследованиями о влиянии абразивных частиц, вводимых через впускной тракт, на износ деталей двигателя [3].

Износ первого компрессионного кольца был близок к износу гильзы цилиндра по величине и отличался от него лишь динамикой износа. Полученные результаты испытаний двигателя на всех этапах с одновременным измерением износа гильзы (кривая 1), поршневого кольца (кривая 2) и шейки (кривая 3) коленчатого вала приведены на рис. 4.

Таким образом, проверка возможности одновременного определения износа трех деталей показала, что наличие в двигателе источника ионизационных излучений на шейке коленчатого вала и облученного кольца не снижает достоверности полученных данных по гильзе цилиндра.

Второй двигатель ЗИЛ-130 испытывался также с группой активированных деталей. При этом в течение всего периода испытаний двигатель не разбирался. В масло подавались абразивные загрязнители с частицами различных размеров. Испытание проходило за семь циклов по одному на каждую приготовленную фракцию загрязнителя: 0—4, 4—7, 7—10, 10—20, 20—40, 40—60 и 0—60 мкм. Загрязнители вводились в картерное масло дозами по 0,5 г через каждые 10—20 мин.

В качестве основного метода определения износа деталей исследуемого двигателя был принят метод поверхностной активизации.

Полученные результаты испытаний приведены в табл. 3 и на рис. 5.

Таблица 3

Номер цикла	Размер частиц в мкм	Количество пачки, подаваемой в двигатель в г	Продолжительность цикла, ч	Износ коленчатого вала		Износ гильзы цилиндров		Износ компрессионного кольца	
				в мкм	в мкм/г · ч	в мкм	в мкм/г · ч	в мкм	в мкм/г · ч
1	0—4	65,5	44	1,5	$5 \cdot 10^{-4}$	4,0	$13 \cdot 10^{-4}$	16,9	0,05
2	4—7	29,5	20	0,9	$15 \cdot 10^{-4}$	1,8	$30 \cdot 10^{-4}$	6,0	0,01
3	7—10	36,0	24	1,4	$16 \cdot 10^{-4}$	2,6	$30 \cdot 10^{-4}$	8,8	0,01
4	10—20	30,5	15	2,6	$56 \cdot 10^{-4}$	2,4	$50 \cdot 10^{-4}$	4,5	0,01
5	20—40	29,0	10	3,0	$103 \cdot 10^{-4}$	1,6	$55 \cdot 10^{-4}$	—	—
6	40—60	20,5	7	1,6	$111 \cdot 10^{-4}$	0,84	$58 \cdot 10^{-4}$	—	—
7	0—60	16,5	6	1,0	$101 \cdot 10^{-4}$	—	—	—	—

Для сопоставления износов деталей, полученных методами поверхностной активизации и лунок, использовались начальные и конечные точки всего периода испытаний двигателя.

В качестве примера сравним износы (в мкм) первой коренной шейки коленчатого вала, измеренные обоими методами:

По радиоактивному пятну (I)	26,7
По пятой и шестой лункам коренной шейки ($L_{5,6}$)	27,3
По девяти лункам коренной шейки (L_{III})	24,6
Отношение износов:	
$I/L_{5,6}$	0,98
I/L_{III}	1,08

Из приведенных данных видно, что результаты, полученные двумя методами, мало отличаются друг от друга.

Сравнение динамики износа группы деталей двигателя при испытаниях на износостойкость под воздействием различных факторов показывает, что темпы изнашивания деталей раз-

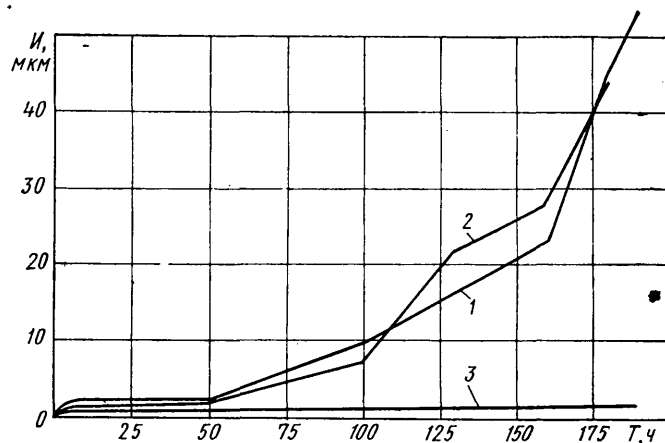


Рис. 4. Зависимость износа гильзы восьмого цилиндра, первого компрессионного кольца второго поршня и первой коренной шейки от продолжительности испытаний при подаче в двигатель абразива вместе с топливом

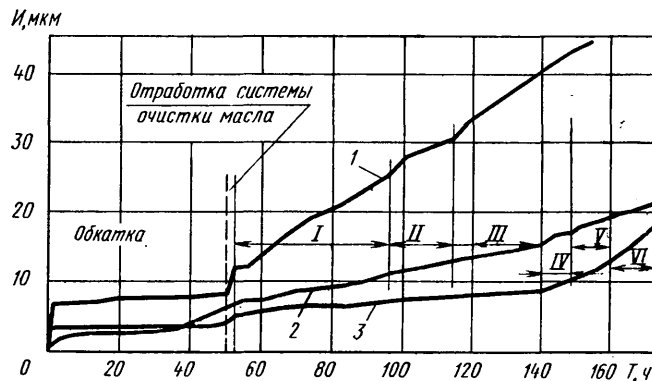


Рис. 5. Зависимость износа третьего компрессионного кольца (кривая 1) второго поршня, гильзы восьмого цилиндра (кривая 2) и первой коренной шейки (кривая 3) от продолжительности испытаний T при подаче абразива в масло без разборки двигателя (I—VII циклы испытаний)

личны и реакция на увеличение их скорости износа имеет некоторые особенности.

Несмотря на различие воздействующих на износ факторов (режимов работы, способа и количества введения в двигатель абразива, дисперсности абразива и т. д.), скорость износа кольца в обоих случаях является максимальной, скорость износа гильзы и кольца значительно превосходит скорость износа шейки коленчатого вала. Резкое увеличение скорости изнашивания шейки коленчатого вала вызывает попадание абразивных частиц в масляную среду, однако возрастание скорости износа гильзы при этом не так высоко, как увеличение темпа изнашивания шейки коленчатого вала. Попадание абразивных частиц с топливом увеличивает скорость изнашивания в кольца и гильзы, а реакция шейки коленчатого вала при этом незначительная.

Таким образом, при соблюдении некоторых условий (достаточная величина износа, предварительное знание характера износа деталей) метод поверхностной активизации можно успешно использовать для определения влияния различных конструкторских и технологических факторов, а также условий работы двигателей, на износ цилиндров, поршневых колец и шеек коленчатого вала. При этом возможно одновременное определение скорости изнашивания группы указанных деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Постников В. И. Радиоактивные изотопы в исследовании и автоматизации контроля износа. М., «Машиностроение», 1967.
2. Постников В. И., Поляковский Л. К. Активация ускоренными заряженными частицами и моделирование на образцах и деталях. В сб. «Теоретические основы и опыт внедрения метода поверхностной активизации для исследования износа машин». М., НИИИМАШ, 1969.
3. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н. Разработка методики ускоренных стендовых испытаний двигателей на надежность и долговечность. В сб. «Труды НАМИ», вып. 103, ОНТИ, 1968.

К методике определения шума и вибраций двигателей

А. Д. НАЗАРОВ, канд. техн. наук И. М. ЦОЙ

Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР

ОДНИМ из источников шума и вибраций автомобиля является двигатель. В заводских условиях его обычно испытывают в относительно небольших помещениях, зачастую не имеющих специальной акустической облицовки стен. При этих условиях по ГОСТу 8.055—73 шумовые характеристики измеряют при установке микрофона на небольшом расстоянии от источника, что делают для приближенного исключения влияния отраженной звуковой энергии на результаты измерений. Расстояние от микрофона до наружных поверхностей двигателя выбирают в пределах 0,25—1,0 м.

В заводских условиях часто возникает необходимость в оперативной оценке шума двигателя по измерениям при установке микрофона в какой-либо одной точке. Как правило, микрофон устанавливают в области расположения распределительных шестерен. Это обусловлено тем, что в данной области наиболее четко проявляются шумовые характеристики двигателя.

Однако отсутствие единой методики измерения шума двигателей привело к тому, что точки для установки микрофона стали выбирать субъективно, поэтому данные по шуму одного и того же двигателя, измеренные разными исследователями, существенно отличаются друг от друга.

Более точные данные по уровню звука удается получить, используя его средние значения по звуковому полю. Однако для этого требуется много времени.

Измерения шума двигателей ЗМЗ-53 и ЗМЗ-24Д в восьми точках при установке микрофона на расстоянии 0,25 м от поверхности указанных двигателей показали, что наибольшие уровни шума наблюдаются при установке микрофона сбоку двигателя.

На рис. 1 приведены спектры шума двигателей ЗМЗ-53 (а) и ЗМЗ-24Д (б) при их работе на номинальном режиме. Для

обоих двигателей уровни звукового давления при установке микрофона с левой стороны двигателя в плоскости коренных опор больше практически во всем частотном диапазоне. Уровни звука двигателей также зависят от места установки микрофона, и при работе двигателя на полной нагрузке разность между указанными уровнями достигает 3—4 дБА.

Измерения шума этих двигателей при установке микрофона в различных точках и различных зазорах в подшипниках коленчатого вала и между гильзой цилиндра и юбкой поршня показали, что наибольшие изменения в спектрах шума с увеличением зазоров наблюдаются при установке микрофона сбоку двигателя.

При увеличении зазора между гильзой цилиндра и юбкой поршня от 46 до 164 мкм и установке микрофона с левой стороны (рис. 2, а) и над крышкой распределительных шестерен (рис. 2, б) повышается уровень звукового давления двигателя ЗМЗ-53 в средне- и высокочастотном диапазоне соответственно на 3—5 и 1—3 дБ. Аналогичные результаты получены и при измерениях шума двигателя ЗМЗ-53 в зависимости от зазоров в подшипниках коленчатого вала. Измерения шума двигателя ЗМЗ-24Д в зависимости от величины зазоров в его сопряжениях также показали, что с увеличением указанных зазоров интенсивность повышения уровней звукового давления при установке микрофона сбоку двигателя больше, чем при установке микрофона над крышкой распределительных шестерен.

Получение неудовлетворительных данных по шуму при установке микрофона над крышкой распределительных шестерен и над двигателем можно объяснить, в некоторой степени, тем, что в данных условиях шум впуска, шестерен распределения и навесных агрегатов затрудняет получение истинной величины шума двигателя, возникающей вследствие увеличения зазоров в подшипниках коленчатого вала и между гильзой цилиндра и юбкой поршня. Поэтому при исследованиях шума двигателя микрофон необходимо устанавливать сбоку двигателя на расстоянии 0,25 м. Это особенно важно при исслед-

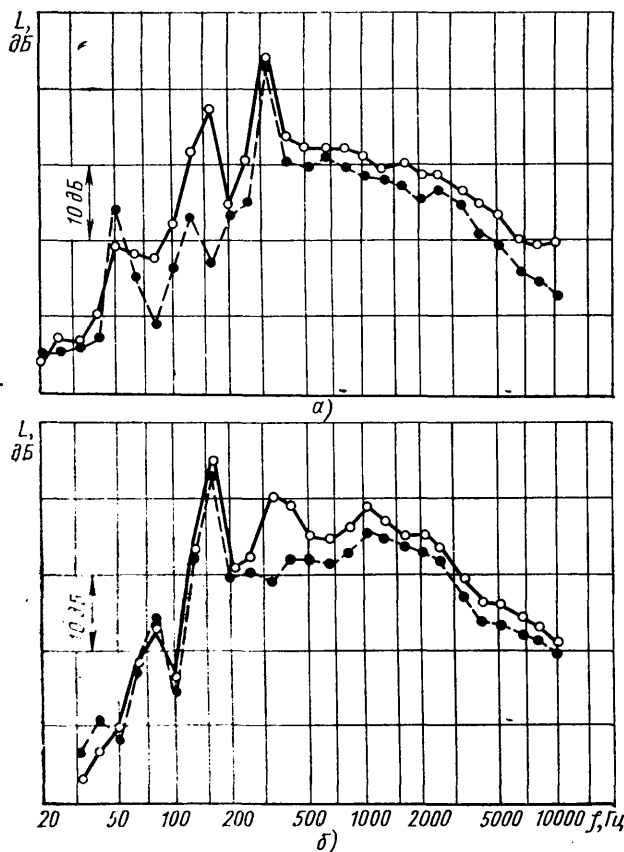


Рис. 1. Спектры шума двигателей ЗМЗ-53 (а) и ЗМЗ-24Д (б) при нормальных зазорах между гильзой цилиндра и юбкой поршня и установке микрофона с левой стороны двигателя в плоскости коренных опор (сплошная линия) и над крышкой распределительных шестерен (штриховая линия): ЗМЗ-53 — $n = 3200$ об/мин, полная нагрузка; ЗМЗ-24Д — $n = 4500$ об/мин, полная нагрузка

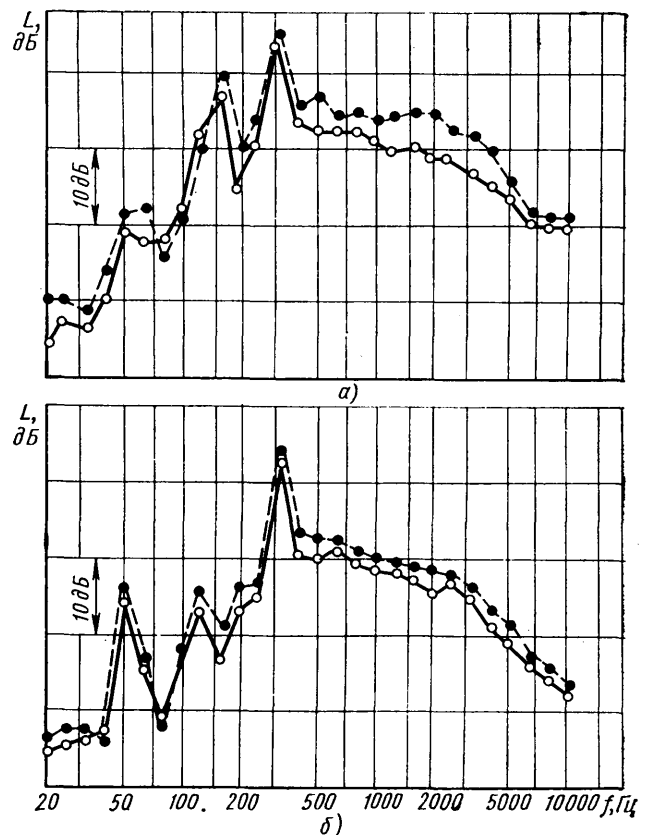


Рис. 2. Спектры шума двигателя ЗМЗ-53 при $n = 3200$ об/мин, полной нагрузке и зазорах между гильзой цилиндра и юбкой поршня 46 (сплошная линия) и 164 мкм (штриховая линия)

дованиях шума двигателя в зависимости от зазоров в его сопряжениях.

По отраслевой нормали ОН 025 304—67 внешний шум автомобиля измеряется при установке микрофона с любой стороны дороги на высоте 1,2 м от уровня дороги и на расстоянии 7,5 м по горизонтали от осевой линии автомобиля (дороги).

Если учесть, что уменьшение шума двигателя в конечном счете приводит к снижению шума автомобиля, то при исследовании шума двигателя точки установки микрофона следует выбирать таким образом, чтобы получать сопоставимые результаты во время работы двигателя на испытательном стенде и на автомобиле. С этой точки зрения целесообразно микрофон устанавливать с боковой стороны двигателя. Однако условия измерения шума двигателя в испытательном боксе и автомобиля в открытом пространстве существенно отличаются. При этом сопоставимые результаты по уровням шума двигателя, измеренного во время его работы на испытательном стенде, и автомобиля можно получить в случае, когда стены испытательного бокса имеют звукопоглощающую облицовку, а балансирующая машина и вспомогательное оборудование вынесены за пределы испытательного бокса. Поэтому необходимость установки микрофона сбоку при исследованиях шума двигателей прежде всего обусловлена тем, что в этом случае получаются наиболее объективные данные по величине шума в зависимости от зазоров в сопряжениях двигателя.

Вибрация двигателей исследуется при установке вибродатчика на корпусные детали или опоры. Ввиду отсутствия единой методики измерения вибраций двигателя существует субъективный подход к выбору места установки вибродатчика. Такое положение затрудняет сопоставимость данных по вибрации различных двигателей, а зачастую и двигателей, одной и той же модели.

Характер спектра вибраций двигателя ЗМЗ-53 изменяется в зависимости от места установки вибродатчика. Это объясняется наличием у каждой детали собственных частот колебаний. Кроме того, вибрация детали зависит от ее массы, конструкции, материала и т. д.

Общие уровни колебательных скорости и ускорения при работе двигателя ЗМЗ-53 на полной нагрузке и $n=2000$ и 3200 об/мин отличаются, в зависимости от места установки вибродатчика, соответственно на 4 и 5 дБ ($n=2000$ об/мин) и 5 и 7 дБ ($n=3200$ об/мин).

Аналогичные результаты получены при измерениях вибрации двигателей ЗМЗ других моделей.

С увеличением как скоростного и нагрузочного режимов работы, так и зазоров в сопряжениях двигателя его вибрации повышаются и через опоры передаются на раму автомобиля, поэтому при исследованиях вибраций вибродатчик необходимо устанавливать на опоры двигателя, что позволит оценить уровни вибраций, передаваемых на раму автомобиля. Кроме того, вибродатчик необходимо устанавливать на блок цилиндров, так как с увеличением скоростного и нагрузочного режимов двигателя повышаются нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма, которые прежде всего воспринимаются блоком цилиндров. Известно, что с увеличением зазоров в подшипниках коленчатого вала и между гильзой цилиндра и юбкой поршня двигателя передача усилий в указанных сопряжениях приобретает ударный характер. Повышенные в связи с этим нагрузки также передаются на блок цилиндров. Наилучшая количественная и качественная оценка влияния зазоров в сопряжениях на вибрации двигателя получается при установке вибродатчика на блок цилиндров. В качестве дополнительных точек для установки вибродатчика можно указать на головку блока цилиндров или впускной трубопровод.

При исследованиях вибраций двигателя необходимо устанавливать на стенде с помощью амортизаторов, применяемых на автомобиле.

Амплитудно-частотная характеристика испытательного стенда зависит от жесткости амортизаторов и веса колеблющейся системы, поэтому при исследованиях виброакустических показателей двигателей необходимо определять амплитудно-частотную характеристику испытательного стенда.

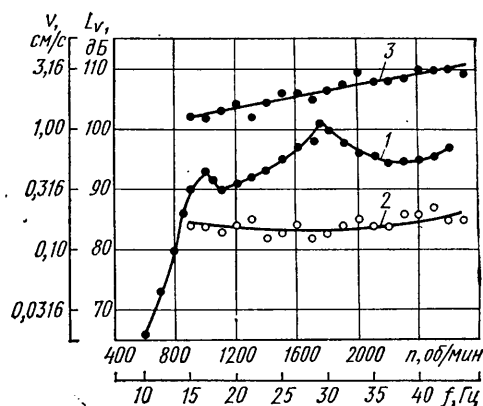


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики испытательных стендов для двигателей ЗМЗ-53 и ЗМЗ-24Д

Двигатель ЗМЗ-53 устанавливают на раму автомобиля с помощью четырех резино-металлических амортизаторов, а двигатель ЗМЗ-24Д — с помощью трех. Измерения твердости и жесткости резино-металлических амортизаторов для обоих двигателей показывают, что они имеют большой разброс по указанным параметрам. Поэтому амортизаторы необходимо подбирать таким образом, чтобы их твердость и жесткость были одинаковыми для левых и правых опор.

У двигателей ЗМЗ-53 и ЗМЗ-24Д одним из основных источников вибраций является их дисбаланс в сборе. Кроме того, у двигателя ЗМЗ-24Д наибольшие вибрации возникают из-за неуравновешенных сил инерции второго порядка. Поэтому для определения амплитудно-частотных характеристик испытательных стендов за возбуждающую силу была принята сила инерции от дисбаланса двигателя в сборе, действующая с частотой $n/60$. Для двигателя ЗМЗ-24Д указанная характеристика определялась также для случая, когда за возбуждающую силу принималась неуравновешенная сила инерции второго порядка, действующая с частотой $2n/60$. Амплитудно-частотные характеристики были определены методом следающего фильтра при холостом ходе двигателя. Частота вращения коленчатого вала изменялась ступенчато через 100 об/мин и в каждом случае включался соответствующий фильтр. Полученные амплитудно-частотные характеристики испытательных стендов приведены на рис. 3. Принималось, что колебательная система имеет одну степень свободы.

Из рис. 3 видно, что при работе двигателя ЗМЗ-53 на испытательном стенде имеются две резонансные частоты вращения коленчатого вала (кривая 1). На кривой 2, соответствующей случаю, когда за возбуждающую силу была принята сила инерции от дисбаланса двигателя ЗМЗ-24Д в сборе, и на кривой 3, когда за возбуждающую силу была принята сила инерции второго порядка, — резонанса не наблюдается. Из приведенных данных следует, что во время работы двигателей на испытательном стенде имеются резонансные явления, поэтому при исследованиях виброакустических показателей двигателей необходимо определять амплитудно-частотные характеристики испытательного стенда и частоты вращения коленчатого вала выбирать так, чтобы исключить возможность резонансных колебаний.

Таким образом, проведенные исследования показывают, что величины виброакустических показателей двигателей зависят от места установки микрофона и вибродатчика, а также от амплитудно-частотной характеристики испытательного стенда. Наилучшие результаты по шуму получаются при установке микрофона сбоку двигателя. Вибрации необходимо измерять при установке вибродатчика на блоке цилиндров и опоры двигателя. Изложенные вопросы при едином решении требуют стандартизации.

Определение кинематических параметров шин для изучения динамики транспортных машин

Канд. техн. наук Х. Т. ТУРАЕВ, д-р физ.-мат. наук Н. А. ФУФАЕВ, В. И. ШИШКИН
НИИ ПМК при ГГУ им. Н. И. Лобачевского, Горьковский автозавод

ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ динамики транспортных колесных машин наряду с величинами коэффициентов упругости и увода шин [1, 2] необходимо знать величины кинематических параметров шин. Кинематические параметры α , β , γ шины являются коэффициентами пропорциональности между кривизной линии качения колеса и боковой деформации шины ξ , угловой деформации шины φ и углом наклона колеса χ [3].

Рассмотрим методику и результаты экспериментального определения кинематических параметров четырех шин различных размеров: 7,35—14; 6,70—15; 165—15 (шины обычной конструкции), а также 7,35—14 типа Р (в дальнейшем будем их обозначать соответственно буквами А, Б, В, Г).

Уравнения движения колеса с шиной на стенде с беговым барабаном имеют вид [4]:

$$m\ddot{x} - a\xi - \sigma N\chi + F = 0;$$

$$A\ddot{\theta} - \frac{Cv}{r}\dot{\chi} - b\varphi + M_0 = 0;$$

$$A\ddot{\chi} + \frac{Cv}{r}\dot{\theta} + (ar + \sigma N)\xi + N(\sigma r + \rho)\chi + M_\chi = 0; \quad (1)$$

$$\dot{\chi} - r\dot{\chi} + \xi + v\theta + v\varphi = 0;$$

$$\dot{\theta} + \dot{\varphi} - \alpha v\xi + \beta v\varphi + \gamma v\chi = 0,$$

где θ — угол поворота колеса относительно вертикальной оси;
 x — абсцисса центра колеса;
 A — момент инерции колеса относительно его диаметра;
 C — полярный момент инерции колеса;
 m — масса колеса со ступицей;
 r — радиус качения колеса;
 v — скорость качения колеса;

F, M_0, M_χ — сила и моменты, возникающие в конструкции стенда, которые измеряются датчиками.

Для определения кинематических параметров следует имитировать колебательное движение колеса по заданному закону движения, в частности по закону

$$\dot{x} = 0, \quad \chi = \varepsilon \cos \omega t, \quad \theta = \varepsilon \cos(\omega t + 90^\circ), \quad (2)$$

где ω — угловая скорость вращения колеса.

Качение колеса на стенде по заданному закону (2) осуществляется путем крепления колеса к фланцу ступицы через переходную наклонную шайбу [5]. При таком креплении торец диска и само колесо расположены под заданным углом ε к оси вращения. При установившемся движении колеса

$$F = F_0 \cos(\omega t + \delta_\chi); \quad M_0 = M_1 \cos(\omega t - \delta_1); \quad (3)$$

$$M_\chi = M_2 \cos(\omega t - \delta_2),$$

где $\delta_\chi, \delta_1, \delta_2$ — сдвиги фаз между углом χ и соответственно F, M_0, M_χ .

Из первого уравнения системы (1), учитывая равенства (2) и (3), находим величину боковой деформации шины

$$\xi = K_2 \cos(\omega t + \delta_\chi) - K_1 \cos \omega t, \quad (4)$$

где $K_1 = \sigma N \varepsilon / a$; $K_2 = F_0 / a$.

Затем, подставляя производную по времени от выражения боковой деформации ξ шины и угла наклона колеса χ в четвертое уравнение системы (1), получим значение угловой деформации шины

$$\varphi = -\frac{\dot{\xi}}{v} = \frac{1}{r} [K_2 \sin(\omega t + \delta_\chi) - K_1 \sin \omega t] \quad (5)$$

и, следовательно,

$$\dot{\varphi} = -\frac{\ddot{\xi}}{v} = \frac{1}{r} [K_2 \cos(\omega t + \delta_\chi) - K_1 \cos \omega t]. \quad (6)$$

Подставляя найденные величины $\xi, \varphi, \dot{\varphi}$ соответственно из равенств (4), (5), (6) в пятое уравнение системы (1), получим после некоторых преобразований

$$[(\alpha r^2 - 1)K + (\gamma r - 1)\varepsilon r + \beta rB] \cos \omega t + [(\alpha r^2 - 1)B + \beta rK] \sin \omega t = 0,$$

где $K = K_1 - K_2 \cos \delta_\chi$; $B = K_2 \sin \delta_\chi$.

Это равенство применяется для всех значений времени t при условии

$$(\alpha r^2 - 1)K + (\gamma r - 1)\varepsilon r + \beta rB = 0, \quad (7)$$

$$(\alpha r^2 - 1)B + \beta rK = 0.$$

Данные уравнения вместе с соотношениями [2]

$$x_1 = \frac{\alpha}{\beta}, \quad x_3 = \frac{\gamma}{\alpha} \quad (8)$$

могут служить для определения величин кинематических параметров α, β, γ шин.

Поскольку проводились различные физические эксперименты, каждый из которых дал результат с определенной погрешностью, полученная система четырех линейных уравнений для определения трех неизвестных α, β, γ может оказаться несовместной. Однако, если учесть, что величины x_1 и x_3 обычно получаются с меньшей погрешностью, чем соотношения (7), то для определения величин α, β, γ с наименьшей погрешностью целесообразно решать совместно систему уравнений (8) и одно из уравнений (7). Разрешая полученную систему уравнений относительно α, β, γ и используя ранее принятые обозначения, получим следующие формулы для определения величин кинематических параметров шины:

$$\alpha = x_1 \beta; \quad \gamma = x_3 \alpha; \quad (9)$$

$$\beta = \frac{\varepsilon(ar + \sigma N) - F_0 \cos \delta_\chi}{r \{x_1 r [\varepsilon(ax_3 + \sigma N) - F_0 \cos \delta_\chi] - F_0 \sin \delta_\chi\}}.$$

Таким образом, в процессе эксперимента достаточно измерить величину нормальной нагрузки N на колесо, амплитуду F_0 боковой силы реакции F , сдвиг фаз δ_χ между боковой силой реакции F и углом наклона колеса χ , а также радиус качения колеса r , чтобы затем по формулам (9) определить значения кинематических параметров шины.

На стенде с беговым барабаном Горьковского автозавода [5] качение колеса осуществлялось со скоростью $v = 23$ км/ч по заданному закону (2) при различных значениях нормальной нагрузки N на колесо, внутреннего давления воздуха p_w в шинах и амплитуды колебаний ε . В ходе испытаний боковая сила реакции F , момент сил M_0 относительно вертикальной оси и нормальная сила реакции N , которая равна нормальной нагрузке на колесо, записывались на ленту осциллографа. Одна из полученных осциллограмм приведена на рис. 1. Величина сдвига фаз δ_χ между боковой силой реакции F и

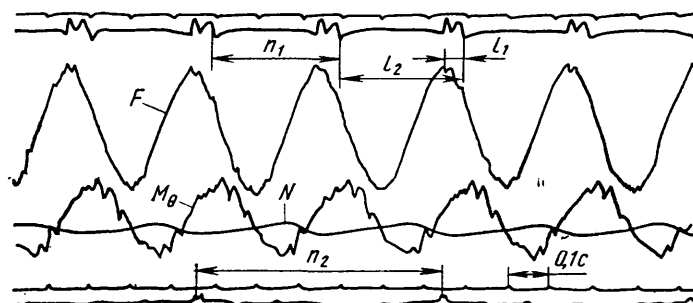


Рис. 1. Образец осциллограмм исследованных процессов

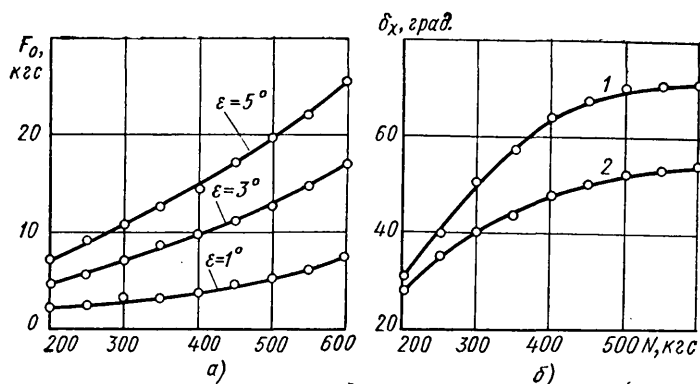


Рис. 2. Зависимость амплитуды F_0 боковой силы реакции (а) и сдвига фаз δ_χ от нормальной нагрузки N на колесо (б):

1 — шина 6,70—15; 2 — шина 7,35—14

углом наклона колеса χ , а также радиус качения колеса r определяются по формулам¹

$$\delta_\chi = \frac{2\pi l_1}{l_2}; \quad r = \frac{n_1}{n_2} R, \quad (10)$$

где l_1 — расстояние между последовательными максимумами боковой силы реакции F и угла наклона колеса χ ;
 l_2 — расстояние между двумя ближайшими максимумами угла наклона колеса χ ;
 R — радиус бегового барабана;
 n_1, n_2 — соответственно число оборотов барабана и колеса в единицу времени (см. рис. 1).

Результаты эксперимента показали, что боковая сила реакции F опережает по фазе величину χ на угол $\delta_\chi > 0$ и отстает от величины θ на угол $\delta_\theta = 90^\circ - \delta_\chi$. На рис. 2, а приведены графики зависимости $F_0 = F_0(N, p_{wi}, \epsilon)$ для шин Г при $p_w = 1,8$ кгс/см². Согласно результатам испытаний эти графики зависимости нелинейны. При значениях амплитуды колебаний колеса $\epsilon = 1 \div 5^\circ$ с увеличением нормальной нагрузки N на колесо амплитуда F_0 боковой силы реакции увеличивается, а с возрастанием внутреннего давления воздуха p_w в шинах — уменьшается.

На рис. 2, б приведены графики зависимости величины сдвига фаз δ_χ от нормальной нагрузки N на колесо для значений $\epsilon = 3^\circ$ и $p_w = 1,8$ кгс/см². Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением N величина δ_χ увеличивается и, следовательно, значение δ_θ уменьшается. На величины δ_χ и δ_θ изменение внутреннего давления воздуха для значений $p_w = 1,4 \div 2,6$ кгс/см² значительно не влияет. Сдвиг фаз δ_χ для шин обычной конструкции оказывается больше, чем для шин типа Р. Например, при нормальных нагрузках $N = 300 \div 600$ кгс для шины Г типа Р величина $\delta_\chi = 40 \div 53^\circ$, а для шин обычной конструкции $\delta_\chi = 50 \div 70^\circ$.

В результате определения радиуса качения колеса следует, что величина r с возрастанием N уменьшается, а с увеличением p_w от 1,4 до 2,6 кгс/см² незначительно увеличивается.

Значения кинематических параметров α, β, γ шин были определены по формулам (9) с помощью ЭВМ с точностью в среднем до 10% при различных значениях нормальной нагрузки N внутреннего давления воздуха p_w и амплитуды колебаний ϵ . Для значений ϵ , находящихся на интервале $1^\circ \leq \epsilon \leq 5^\circ$, получены одни и те же величины α, β, γ . Следовательно, в области значений ϵ , для которых зависимость $F_0 = F_0(\epsilon; N; p_w)$ линейна, достаточно определить кинематические параметры шины лишь при одном фиксированном значении ϵ , взятом в этой области.

На рис. 3 приведены графики зависимости кинематического параметра α шины А от нормальной нагрузки N на колесо при различных значениях внутреннего давления воздуха в шинах. Согласно результатам испытаний зависимость $\alpha = \alpha(N, p_{wi})$ нелинейна, и с возрастанием нормальной нагрузки N на колесо величина кинематического параметра α шины уменьшается. Заметим, что в интервале изменения нормальной нагрузки N от 200 до 400 кгс (которая близка к номинальной нагрузке) величина кинематического параметра α шин уменьшается с

большим темпом, чем в интервале изменения N от 400 до 600 кгс. Например, при номинальном внутреннем давлении воздуха в шинах в первом случае отношение приращения кинематического параметра α шин А, Б, В и Г к приращению нормальной нагрузки на колесо при $N = 400$ кгс соответственно равны 0,55; 0,27; 0,17 и 0,4 м⁻²/кгс, а во втором случае — при $N = 600$ кгс соответственно равны 0,16; 0,19; 0,03 и 0,11 м⁻²/кгс. Следовательно, эффективность влияния нормальной нагрузки на величину кинематического параметра α шины с возрастанием N снижается.

Зависимость $\alpha = \alpha(p_w, N_i)$ для шин А, Б при значениях $N = 200 \div 600$ кгс, а для шин В и Г при $N = 400 \div 600$ кгс — линейна. С возрастанием внутреннего давления воздуха p_w в шинах величина кинематического параметра α шин увеличивается, причем при меньших значениях нормальной нагрузки по сравнению с номинальной нагрузкой она возрастает с большим темпом, чем при нормальных нагрузках, близких к номинальной и выше ее. Следовательно, эффективность влияния внутреннего давления воздуха в шине на величину кинематического параметра α зависит от значения нормальной нагрузки N на колесо.

Сравнение величины кинематического параметра α шины А с величинами α других шин показывает, что при номинальных значениях N и p_w величина кинематического параметра α шины А соответственно на 44 и 22% меньше, чем величина кинематического параметра шин Б и В, и на 4% больше, чем величина α шины Г типа Р.

Таким образом, величина кинематического параметра α шины, обладающей большой боковой жесткостью, больше, чем величина кинематического параметра α шины с меньшей боковой жесткостью.

На рис. 4 приведены графики зависимости кинематического параметра β шины А от нормальной нагрузки N на колесо. Графики зависимости $\beta = \beta(N, p_{wi})$ нелинейны, и с возрастанием нормальной нагрузки N на колесо величина кинематического параметра β шин уменьшается. Однако эффективность влияния нормальной нагрузки N на величину β шин с возрастанием N также снижается. Графики зависимости $\beta = \beta(p_w, N_i)$ шин практически линейны. Величина кинематического параметра β шин с возрастанием внутреннего давления воздуха в шинах увеличивается.

При номинальных значениях N и p_w величина кинематического параметра β шины А соответственно на 6; 35; 32% меньше, чем величина кинематического параметра β шин Б, В и шин Г типа Р. Этот результат объясняется тем, что величины коэффициента $\chi_1 = \alpha/\beta$ увода шины А при тех же значениях N и p_w на 37% меньше и соответственно на 11 и 30% больше, чем величины коэффициентов $\chi_1 = \alpha/\beta$ увода шин Б, В и Г.

Согласно полученным данным зависимость $\gamma = \gamma(p_w, N_i)$ линейна и с возрастанием внутреннего давления воздуха величина кинематического параметра γ шин несколько уменьшается. Зависимость $\gamma = \gamma(N, p_{wi})$ нелинейна и с увеличением N величина γ незначительно возрастает. При номинальных значениях N и p_w величина кинематического параметра γ шин находится в интервале $1,5 \text{ м}^{-1} \leq \gamma \leq 2 \text{ м}^{-1}$.

В качестве примера использования полученных экспериментальных данных был рассмотрен вопрос о влиянии параметров шин на устойчивость движения управляемых колес легкового автомобиля, снабженного шинами А, Б, Г. Согласно методике, изложенной в работе [5], с помощью ЭЦВМ были получены результаты, приведенные на рис. 5—7.

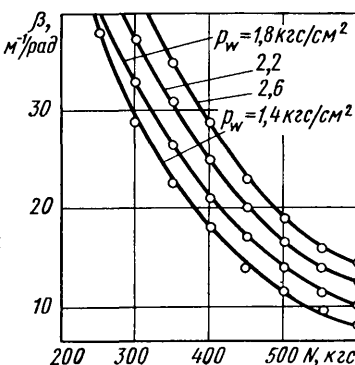


Рис. 3. Зависимость кинематического параметра α шины 7,35—14 от нормальной нагрузки N на колесо

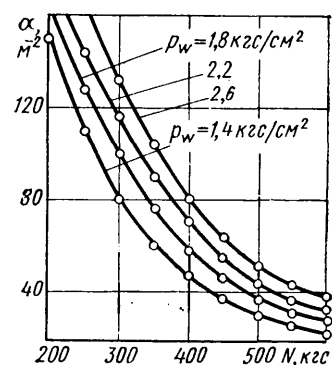


Рис. 4. Зависимость кинематического параметра β шины 7,35—14 от нормальной нагрузки N на колесо

¹ Вместо осциллограммы угла χ использовался отметчик χ_{\max} .

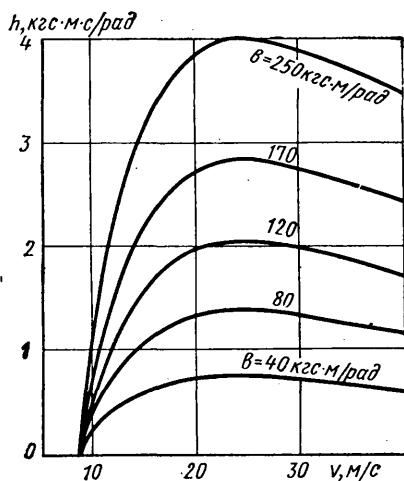


Рис. 5. Зависимость границы области устойчивости движения управляемых колес легкового автомобиля от коэффициента b угловой жесткости шины 7,35—14

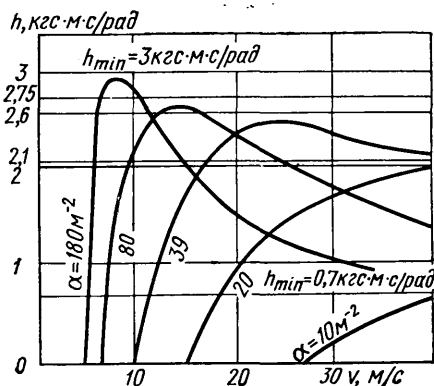


Рис. 6. Зависимость границы области устойчивости движения управляемых колес легкового автомобиля от кинематического параметра α шины 7,35—14 ($\gamma_0 = -2^\circ$)

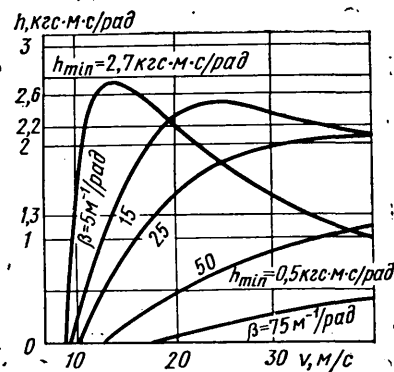


Рис. 7. Зависимость границы области устойчивости движения управляемых колес автомобиля от кинематического параметра β шины 7,35—14 ($\gamma_0 = -2^\circ$)

На рис. 5 даны зависимости границы области устойчивости от коэффициента b угловой жесткости шины в случае, когда угол продольного наклона шкворней $\gamma_0 = 0$. На этом рисунке и последующих приведены зависимости границы области устойчивости от параметров шины для случая, когда управляемые колеса автомобиля снабжены шинами А. Подобные результаты для случая, когда управляемые колеса автомобиля снабжены шинами Б и Г, носят такой же качественный характер. Область устойчивости на плоскости (v, h) находится справа от оси $v = 0$ и выше кривой $h = h(v)$ (h — коэффициент демпфирования в системе рулевого управления).

Из рис. 5 следует, что с уменьшением величины коэффициента b область устойчивости расширяется и при $b = 0$ охватывает весь первый квадрант плоскости (v, h) . Этот результат, согласующийся с экспериментом, объясняется тем, что при $b \rightarrow 0$ суммарный стабилизирующий момент относительно осей шкворней $R_\theta = 2[b\varphi + \gamma_0(ar + \delta N)\xi]$ в случае $\gamma_0 = 0$ также стремится к нулю (и тем самым прекращается приток энергии в колебательную систему). Следовательно, суммарный стабилизирующий момент относительно осей шкворней является одной из основных причин, влияющих на устойчивость движения управляемых колес автомобиля.

При номинальных значениях N и p_0 коэффициент b угловой жесткости шины А соответственно в 1,8 и 1,6 раза больше, чем коэффициент b шин Б, Г [1].

На рис. 6—7 построены зависимости границы области устойчивости от кинематических параметров α и β шины, из которых следует, что при $\gamma_0 < 0$ с уменьшением α и с возрастанием β

область устойчивости расширяется и, следовательно, уменьшается величина коэффициента h_{\min} необходимого потребного демпфирования в системе рулевого управления для устойчивости движения управляемых колес автомобиля. При уменьшении значения α и возрастания β величина опасной скорости $v_{оп}$ в смысле минимального запаса устойчивости движения увеличивается и выходит за пределы рабочих скоростей движения автомобиля. Следовательно, на величину $v_{оп}$, кроме угловой жесткости системы рулевого управления и момента инерции колес относительно осей шкворней, влияют также кинематические параметры шины α и β .

Исследование коэффициента α боковой жесткости шины на устойчивость движения управляемых колес автомобиля показывает, что с возрастанием коэффициента α область устойчивости при положительных значениях угла γ_0 продольного наклона шкворня сужается, а при $\gamma_0 < 0$ расширяется.

Кинематический параметр γ и коэффициенты упругости σ , ρ шины почти не влияют на устойчивость движения управляемых колес автомобиля, и при этих расчетах их можно практически не учитывать.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тураев Х. Т., Фуфаев Н. А., Шишкин В. И. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 9.
2. Келдыш М. В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. Труды ЦАГИ, № 564, 1945.
3. Тураев Х. Т. Методика определения кинематических параметров и коэффициентов упругости пневматика. Изв. высш. учеб. зав. «Радиофизика», т. XIV, № XI, 1971.
4. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1971, № 12 (Авторское свидетельство № 299765).
5. Тураев Х. Т., Фуфаев Н. А. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 9.

Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих в сцеплении при его быстром включении

И. И. МАЛАШКОВ, Е. А. ЗЕЛЬЦЕР, канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ

НАМИ

В ИЗВЕСТНЫХ работах [1—3] высказано предположение о дополнительном динамическом осевом усилии, возникающем вследствие воздействия движущейся массы нажимного диска на ведомый при быстром включении сцепления. Введено понятие о динамическом моменте трения, который по величине превышает статический и обуславливает величину максимального динамического момента в трансмиссии автомобиля [4]. В теоретических и экспериментальных работах, проведенных под руководством И. С. Цитовича, было показано, что при определенном значении момента трения сцепления максимальные динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля обусловлены соотношением между временем нарастания момента

сцепления и периодом собственных колебаний трансмиссии. Экспериментальными исследованиями [5] установлено, что процесс замыкания элементов сцепления носит четко выраженный колебательный характер при его резком включении.

Как показали дальнейшие исследования, проведенные в НАМИ, существует ряд дополнительных факторов, значительно влияющих на величину динамических нагрузок в трансмиссии и позволяющих уточнить протекание процесса взаимодействия деталей сцепления во время его быстрого включения.

Представим трансмиссию автомобиля типа 4×2 с двигателем в виде приведенной четырехмассовой динамической системы

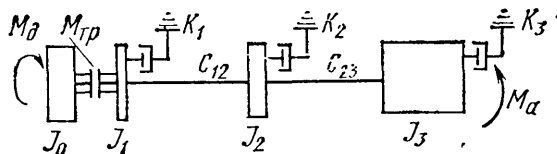


Рис. 1. Приведенная динамическая система трансмиссии автомобиля

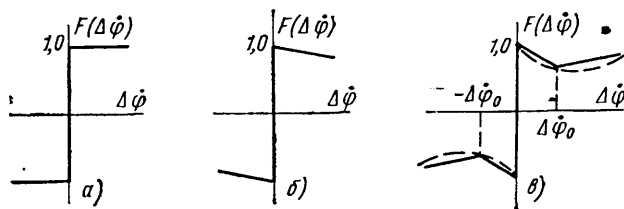


Рис. 2. Схематизированные кинетические характеристики трения

мы, имеющей два звена и одно сцепление. В данном случае расчетная модель не включает в себя второе сцепление, обычно изображающее буксование ведущих колес на опорной поверхности. Результаты исследований [6], показали, что максимально возможные по величине динамические нагрузки возникают в трансмиссии при отсутствии буксования ведущих колес.

Указанная приведенная система трансмиссии автомобиля приведена на рис. 1. С учетом момента двигателя и инерционного момента его вращающихся частей и маховика движение приведенной системы трансмиссии автомобиля при включении сцепления в общем виде выражается следующим образом:

$$J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_d - M_{тр};$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + K_1 \dot{\varphi}_1 = M_{тр};$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + K_2 \dot{\varphi}_2 = 0; \quad (1)$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + K_3 \dot{\varphi}_3 = -M_a,$$

где J_0 — приведенный момент инерции маховика и вращающихся деталей двигателя;
 J_1 — приведенный момент инерции ведомого диска сцепления с первичным валом в сборе, деталей коробки передач и барабана ручного тормоза;
 J_2 — приведенный момент инерции ведущих колес с шинами в сборе, деталей главной передачи, дифференциала в сборе и полуосей;
 J_3 — приведенная масса автомобиля;
 C_{12} — приведенная жесткость валов карданной передачи и полуосей;
 C_{23} — приведенная тангенциальная жесткость шин;
 K_1, K_2, K_3 — коэффициенты демпфирования приведенных масс;
 $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ — углы перемещения приведенных масс;
 $\dot{\varphi}_0, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3$ — скорости угловых перемещений приведенных масс;

$\ddot{\varphi}_0, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$ — ускорения приведенных масс;

M_d — момент двигателя по скоростной характеристике;
 $M_{тр}$ — момент трения сцепления;
 M_a — момент дорожного сопротивления движению автомобиля.

В реальной трансмиссии автомобиля на переходном режиме движения момент трения представляет собой результат взаимодействия поверхностей трения фрикционных накладок ведомого диска с металлическими поверхностями ведущих элементов (маховика и нажимного диска) при изменении нормального усилия прижатия, скоростей скольжения, эффективного момента двигателя, коэффициента трения и т. д.

Исходя из этого, необходимо при моделировании процессов трения учитывать зависимость силы трения скольжения не только от времени, но и от относительной скорости скольжения. Таким образом, момент трения, являющийся функцией времени и скорости скольжения, можно выразить

$$M_{тр} = M(t) F(\Delta\dot{\varphi}), \quad (2)$$

где $M(t)$ — функция, выражающая изменение момента трения сцепления по времени при его включении;

$F(\Delta\dot{\varphi})$ — функция, выражающая зависимость момента трения сцепления от скорости скольжения.

Наиболее распространено схематизированное представление трения (рис. 2, а) как силы, величина которой не зависит от скорости, но меняет знак при изменении направления движения (кулоново трение):

$$F_a(\Delta\dot{\varphi}) = \text{sgn } \Delta\dot{\varphi}. \quad (3)$$

Однако вид кинетической характеристики трения может быть различным. В частности, момент трения может уменьшаться с ростом скорости скольжения (рис. 2, б) из-за изменения фрикционных свойств во время нагрева. При этом функция $F(\Delta\dot{\varphi})$ имеет вид

$$F_b(\Delta\dot{\varphi}) = (1 - k|\Delta\dot{\varphi}|) \text{sgn } \Delta\dot{\varphi}. \quad (4)$$

В более общем случае [7] характеристика сухого трения может иметь вид, показанный на рис. 2, в штриховой линией. При этом сила трения имеет как падающий участок до определенного значения скорости скольжения, так и возрастающий. Такая характеристика может быть упрощена [8] для описания ее двумя уравнениями прямой линии

$$F_v(\Delta\dot{\varphi}) = [(1 - k'|\Delta\dot{\varphi}_0|) + k''(|\Delta\dot{\varphi}| - |\Delta\dot{\varphi}_0|)] \text{sgn } \Delta\dot{\varphi}. \quad (5)$$

В уравнениях (4) и (5) коэффициенты k, k' и k'' характеризуют наклон прямых кинетических характеристик трения.

Включением в систему уравнений (1) зависимости момента трения от скорости скольжения обеспечивается учет влияния фрикционной характеристики на характер колебаний. На практике указанная зависимость может иметь самый различный характер. Одним из основных факторов, влияющих на кинетическую характеристику трения, является температура. Поскольку связующее вещество пропитывает и соединяет между собой отдельные частицы ингредиентов, его термостойкость определяет основные свойства материала [9] и, следовательно, вид фрикционной характеристики.

Как показали расчеты, кинетическая характеристика трения определенным образом влияет как на величину динамической нагрузки, так и на характер изменения угловых скоростей ведущей и ведомой масс (рис. 3 и 4). При определенной форме кинетической характеристики можно получить динамические моменты, по величине равные или даже меньшие статического. Кривые на рис. 3 и 4 обозначены соответственно принятым схемам кинетических характеристик трения, приведенных на рис. 2.

В настоящее время еще не существует способов создания фрикционных материалов с заранее заданными свойствами. Вместе с тем кинетические характеристики существующих материалов даже одного и того же шифра отличаются значительной нестабильностью. Характерной особенностью большинства материалов фрикционных накладок является уменьшение

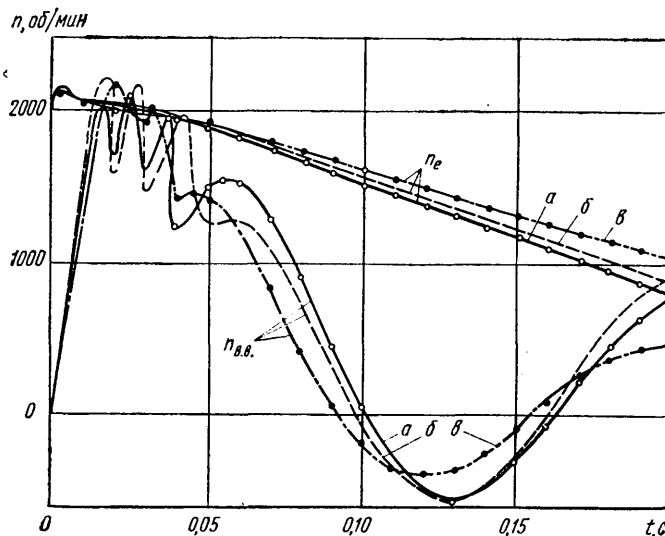


Рис. 3. Влияние кинетической характеристики трения в сцеплении на изменение угловой скорости ведомой и ведущей частей сцепления

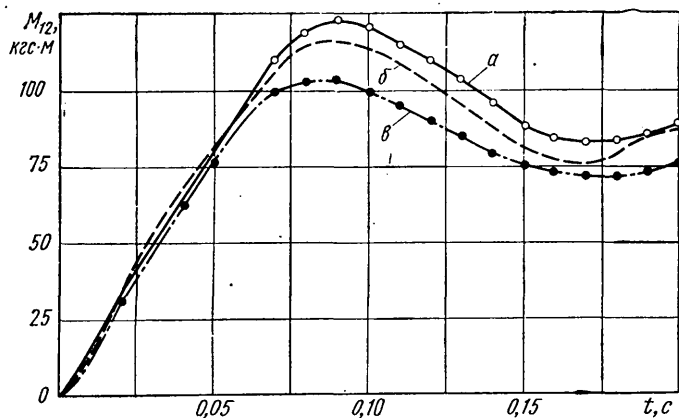


Рис. 4. Влияние кинетической характеристики трения в сцеплении на изменение динамических моментов в трансмиссии автомобиля

коэффициента трения с ростом скорости скольжения. Как показали расчеты, это приводит к уменьшению динамических моментов (рис. 4, кривая θ).

Таким образом, при одной и той же величине статического момента трения сцепления динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля могут быть различными в зависимости от кинетических характеристик трения фрикционного материала при всех прочих равных условиях.

Введение в систему уравнений движения приведенных масс момента сил сухого трения, меняющего знак в зависимости от направления скорости скольжения, влияет на расчетные динамические нагрузки.

Наши исследования показали, что мгновенное приложение возмущающего момента к трехмассовой системе, эквивалентной трансмиссии автомобиля без учета вращающихся частей двигателя (т. е. в расчетной схеме приведенная масса J_0 отсутствует), вызывает реактивные моменты в звеньях по величине гораздо большие, чем при воздействии момента с учетом сил сухого трения.

Кривая 1 (рис. 5) относится к изменению момента M_{12} при мгновенном воздействии на трехмассовую систему возмущающего момента M_0 . При этом максимальный динамический момент близок к удвоенной величине возмущающего момента.

В случае учета кулонова трения при том же номинальном значении возмущающего момента M_0 величина динамических нагрузок уменьшается (кривые 2 и 3). Зависимость момента M_{12} при воздействии момента сил сухого трения с учетом вращающихся частей и момента двигателя, изменяющегося по скоростной характеристике, показана кривой 2. Кривая 3 относится к случаю, когда на трехмассовую систему воздействует только момент сил сухого трения.

Различие в значениях динамических моментов в двух последних случаях объясняется тем, что в одно и то же время соотношение скоростей ведущей и ведомой масс в процессе буксования зависит от того, принимается ли во внимание действие эффективного момента двигателя или нет. Вследствие

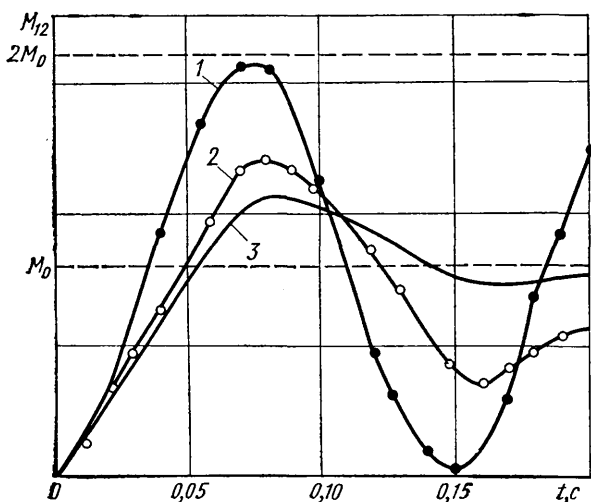


Рис. 5. Влияние действия момента двигателя и сил сухого трения на динамические нагрузки

этого изменение направления действия момента трения происходит разное число раз и в различные моменты времени.

Используя функцию $M(t)$, можно учесть и темп включения сцепления, задавая определенную закономерность нарастания момента трения. В частности, при экспоненциальном увеличении момента трения сцепления уравнение (2) преобразуется следующим образом:

$$M_{\text{тр}} = M_0 (1 - e^{-t/t_0}) \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1), \quad (6)$$

где M_0 — статический момент трения сцепления;
 t_0 — постоянная времени, характеризующая скорость изменения момента трения сцепления.

В уравнении (6) используется простейший вид фрикционной характеристики, когда величина момента трения не зависит от скорости скольжения [см. равенство (3)].

При одних и тех же начальных оборотах коленчатого вала двигателя максимальная величина угловой скорости ведомого вала увеличивается с ростом темпа приложения момента трения сцепления. Одновременно наблюдается и увеличение максимальных динамических нагрузок в звеньях приведенной динамической системы. Угловая скорость ведомого вала при определенных значениях темпа включения сцепления начинает превышать скорость вращения маховика двигателя. Таким образом, меняется направление скорости скольжения в сцеплении.

При этом направление скорости меняется несколько раз и носит колебательный характер. Как показали расчеты, дальнейшее увеличение скорости приложения момента трения сцепления не приводит к росту динамических нагрузок.

На рис. 6 показано изменение максимального динамического момента в зависимости от скорости нарастания момента трения сцепления, менявшегося по закону, заданному уравнением (6). Для всех приведенных случаев начальные обороты коленчатого вала двигателя приняты равными 2140 в минуту (224 рад/с).

Из рис. 6 видно, что с увеличением $\frac{1}{t_0}$ динамические нагрузки растут, причем эта зависимость выражена в большей степени при значительном номинальном моменте трения. В области, характеризуемой наличием действия сил сухого трения в сцеплении, величина динамических нагрузок не зависит от скорости приложения момента трения сцепления и практически остается постоянной. В этом и состоит предохранительная функция сцепления по отношению к трансмиссии. Указанный уровень максимальных моментов превышает номинальное значение момента трения сцепления, что объясняется колебательными свойствами трансмиссии автомобиля. При этом большому значению номинального момента трения сцепления соответствует более высокий уровень установившихся максимальных нагрузок в трансмиссии автомобиля.

Экспериментальная часть работы проводилась на автомобиле общим весом 10 т (грузоподъемностью 5,5 т). Динамические нагрузки при резком включении сцепления измерялись по методике, изложенной в работе [10]. Трогания автомобиля осуществлялись на сухом горизонтальном участке дороги с бетонным покрытием при включенной второй передаче. Во время испытаний на осциллографной ленте фиксировались окружные скорости коленчатого вала двигателя и вторичного вала коробки передач, крутящий момент на полуоси и время протекания процесса. Комплект аппаратуры состоял из тензоусилителя ТА-5, шлейфового осциллографа К 12-21, электрочасов МЧ-62.

Особенность данного эксперимента заключалась в тщательном исследовании изменения угловых скоростей деталей сцепления при трогании автомобиля с большей точностью, чем это

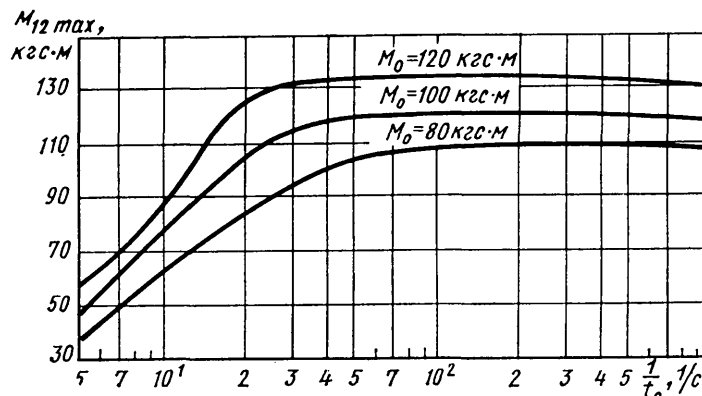


Рис. 6. Зависимость динамических моментов от скорости изменения момента трения сцепления и его номинальной величины

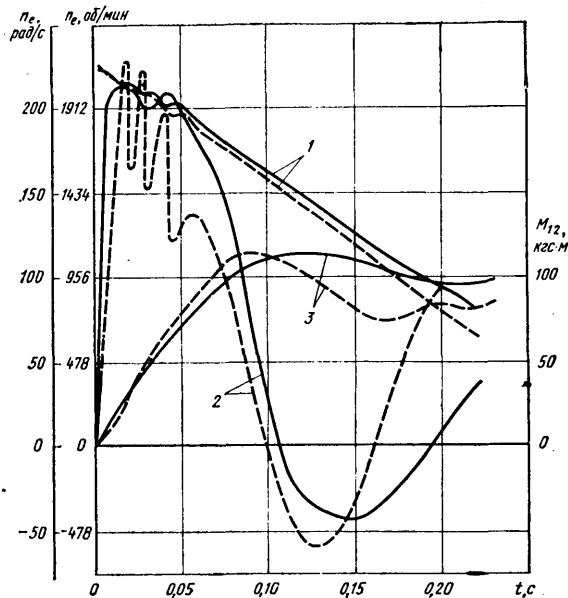


Рис. 7. Изменение угловых скоростей деталей сцепления и динамического момента в трансмиссии автомобиля при быстром включении сцепления («броском» педали)

делалось до сих пор. Практически достигалось это тем, что исследуемый процесс записывался на осциллографическую бумагу с большой скоростью протяжки — 250 мм/с.

При этом фиксировалось время прохождения каждой $1/4$ оборота коленчатого вала двигателя и $1/8$ оборота вторичного вала коробки передач. Значения скоростей вращения маховика и вторичного вала в процессе испытаний фиксировались дискретно. Наибольшее мгновенное значение относительной скорости при таком способе измерения может быть и не зафиксировано, если эта скорость наблюдалась в течение более короткого времени, чем прохождение точкой $1/8$ оборота вторичного вала. Однако для данного исследования важна качественная сторона явления, т. е. установление факта превышения угловой скорости ведомого вала над скоростью ведущего.

Было обнаружено, что в начальный период резкого включения сцепления окружная скорость ведомого вала быстро возрастает и в определенный момент превышает скорость коленчатого вала двигателя, т. е. происходит пробуксовка сцепления при изменении направления скорости скольжения. Это явление происходит за короткое время (до 0,03 с) при малой скорости скольжения. Затем в результате меняющегося соотношения между упругими и инерционными моментами в трансмиссии автомобиля и моментом трения сцепления начинается быстрое увеличение скорости скольжения, вызванное значительным уменьшением скорости ведомого вала.

Такое протекание процесса наиболее выражено при быстром включении сцепления, когда начальные обороты коленчатого вала двигателя составляют 1600—2200 об/мин (167—230 рад/с). Для иллюстрации этого явления на рис. 7 показано изменение по времени оборотов маховика двигателя (кривая 1) и первичного вала коробки передач (кривая 2), а также изменение момента на полуоси (кривая 3), приведенного к первичному валу, при включении сцепления «броском». На том же рис. 7 показаны расчетные зависимости (штриховые линии) от времени тех же параметров при резком включении сцепления. Расчеты движения масс эквивалентной системы трансмиссии автомобиля по уравнениям (1) осуществлялись на ЭЦВМ «Минск-22». Начальные обороты коленчатого вала двигателя принимались теми же, что и в эксперименте.

Значения приведенных масс и жесткостей приняты следующими:

$$\begin{aligned} J_0 &= 9,86 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 & J_1 &= 0,566 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \\ J_2 &= 0,717 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 & J_3 &= 35,2 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \\ C_{12} &= 1130 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м/рад} & C_{23} &= 7550 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м/рад} \end{aligned}$$

Коэффициенты демпфирования $K_1=0,10 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; $K_2=K_3=0,20 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ приняты по величине такими же как в трансмиссии автомобиля при резком включении сцепления и одновременном выключении зажигания двигателя, которое осуществляется с целью устранения влияния газовых сил двигателя.

Изменение момента двигателя принято по частичной характеристике двигателя, определенной во время стендовых испытаний двигателя при том же угле открытия дроссельной за-

слонки, что и при «бросках» сцепления на автомобиле. Уравнение частичной характеристики, использовавшееся в расчете, имело следующий вид:

$$M_d = A \dot{\varphi}_0^3 + B \dot{\varphi}_0^2 + C \dot{\varphi}_0 + D, \quad (7)$$

где $A=0,000282 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^3$; $B=-0,2111 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $C=37,96 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; $D=562 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м}$.

Как показали результаты расчетов динамических нагрузок в случае изменения момента двигателя по внешней характеристике двигателя, различие в получаемых величинах не превышает 10% при начальных оборотах коленчатого вала двигателя выше 1500 об/мин (157 рад/с). В расчетах динамических нагрузок при меньших значениях указанных оборотов следует использовать уравнения частичной характеристики двигателя.

Приведенный к первичному валу момент дорожного сопротивления принят равным $M_a=3,7 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ для сухого бетонного покрытия при включенной второй передаче.

Момент трения сцепления принимался изменяющимся в процессе включения сцепления по уравнению (4). При этом кинетическая характеристика задавалась падающей (рис. 2, в): при увеличении скорости скольжения от 0 до 2400 об/мин (251 рад/с) уменьшение момента трения составляло 10%.

Как известно, при резком включении сцепления на прямой передаче в коробке передач возможно буксование только сцепления, поскольку его момент трения значительно меньше момента сцепления автомобильных колес с дорогой. Результаты испытаний показали, что на прямой передаче динамические моменты в трансмиссии автомобиля не зависят от величины начальных оборотов коленчатого вала двигателя, а определяются моментом трения сцепления.

В трансмиссии развивается колебательный процесс, вызванный приложением к ней момента трения сцепления. Как показали эксперименты, при «бросках» педали сцепления на пятой передаче динамический момент, приведенный к первичному валу, составил в среднем 192 кгс·м. Исходя из результатов работы И. С. Цитовича [11], можно считать, что момент трения сцепления равен половине максимального момента в трансмиссии автомобиля на прямой передаче. Поскольку влияние демпфирования на величину первой амплитуды колебаний динамического момента на пятой передаче относительно мало, в приведенных расчетах момент трения сцепления принят $M_0=100 \text{ кгс} \cdot \text{м}$.

В уравнении (6) величина $\frac{1}{t_0}$, характеризующая скорость нарастания момента трения при включении сцепления, принята равной 100. На рис. 8 приведены расчетная (штриховая линия) и экспериментальная (сплошная линия) характеристики динамического нагружения трансмиссии автомобиля, имеющих указанные выше параметры. При этом для расчета динамических нагрузок использованы указанные выше исходные данные.

Изложенные результаты исследований показали, что величины динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля при прочих равных условиях зависят от ее колебательных свойств. С увеличением темпа включения сцепления эти нагрузки увеличиваются. Однако наблюдаемое увеличение динамических нагрузок происходит до определенного предела, обусловленного действием сил сухого трения в сцеплении (несмотря на дальнейшее увеличение темпа включения). Наличие действия указанных сил при быстром включении сцепления «броском» педали установлено экспериментально. Поэтому при расчете динамических моментов в трансмиссии автомобиля следует учитывать действие сил сухого трения, определяющее относительное движение ведущих и ведомых частей сцепления. Величина динамических нагрузок при прочих равных условиях зависит от кинетической характеристики трения фрикционного материала. С уменьшением момента трения при увеличении скорости скольжения динамические моменты уменьшаются.

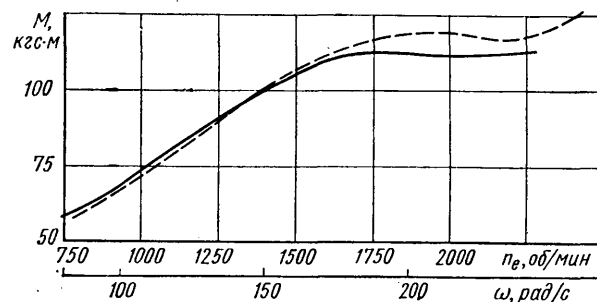


Рис. 8. Расчетная и экспериментальная характеристики динамического нагружения трансмиссии автомобиля

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукин П. П. Исследование максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля. Труды МАМИ, вып. 1, 1954.
2. Лунев И. С., Силин А. А., Семенов В. М. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1955, № 4.
3. Семенов В. М. Дифференциальные уравнения, отражающие силовые процессы в сцеплении и трансмиссии автомобиля при трогании с места. Труды НАМИ, вып. 46, 1962.
4. Москалев В. Н. Анализ максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля. Труды НАМИ, вып. 45, 1962.
5. Стефанович Ю. Г., Лунев И. С. Исследование процессов динамики нагружения трансмиссии автомобиля. Труды треть-

его совещания по основным проблемам теории механизмов и машин. Сб. статей, М., Машгиз, 1963.

6. Иванов С. Н. и др. Результаты экспериментального определения динамических нагрузок в трансмиссии автомобилей. Труды НАМИ, вып. 45, 1962.
7. Костерин Ю. И., Крагельский И. В. Релаксационные колебания в упругих системах трения. Трение и износ в машинах. Сб. АН СССР, № 12, М., 1958.
8. Görlich D., „Automobil Industrie“, 1970, 15, № 1.
9. Костерин Ю. И. Механические автоколебания при сухом трении. М., Изд-во АН СССР 1960.
10. Стефанович Ю. Г. К определению динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля. Труды НАМИ, вып. 45, 1962.
11. Цитович И. С. Динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля. «Машиностроитель Белоруссии». Минск, БССР, НТО Машпром, вып. 2/3, 1957.

УДК 629.113.012.5

Влияние параметров режима качения на установившуюся температуру шины

В. Е. КАЧУГИН, Ю. Н. МОРУГОВ
НАМИ

ТЕПЛОВОЕ состояние шин при работе влияет прежде всего на срок их службы, на безопасность работы, а также на такие свойства автомобиля, как расход топлива и управляемость [1].

Панбольшее распространение получили теоретические и экспериментальные исследования теплового состояния шин лишь в последнее десятилетие [2, 3 и др.].

Авторами экспериментальным путем были определены зависимости установившейся температуры стандартных шин размером от 165—330 до 320—508 двух моделей легковых автомобилей и четырех — грузовых от параметров режима качения на барабанном стенде НАМИ, без обдува. Диаметр барабана стенда — 1592 мм.

Шины грузовых автомобилей были с универсальным шашечным рисунком протектора, а легковых — с дорожным. Измерялась избыточная температура* в брекере по углу ϕ (рис. 1, сплошные линии) и по центру ϕ_c (штриховые линии) игольчатой термопарой при остановках шины через определенные интервалы времени. Температура перед измерением определялась с помощью экстраполяции участков кривых охлаждения и до-

бавления расчетной погрешности игольчатой термопары, оцененной по работе [4]. Каждая точка температур $\vartheta_{уст}$, $\vartheta_{уст}^{**}$ на графиках (рис. 1) соответствует одному определенному режиму испытания с параметрами $p_w^{нач}$, G , v (начального внутреннего давления в холодной шине, нагрузки и скорости), проведенному до установления теплового равновесия. Одновременно измерялись сила сопротивления качению P_f и рабочее внутреннее давление в шине p_w . Поскольку по оценкам с погрешностью менее 1% можно принять, что воздух в камере нагревается при постоянном объеме, то избыточная температура воздуха камеры $\vartheta^{км}$ практически пропорциональна приросту внутреннего давления в шине Δp_w и обратно пропорциональна абсолютному начальному давлению:

$$\vartheta^{км} = (t_b + 273^\circ) \frac{\Delta p_w}{p_w^{нач} + 1},$$

** Установившиеся значения всех величин снабжены индексом «уст».

* Над температурой окружающей среды.

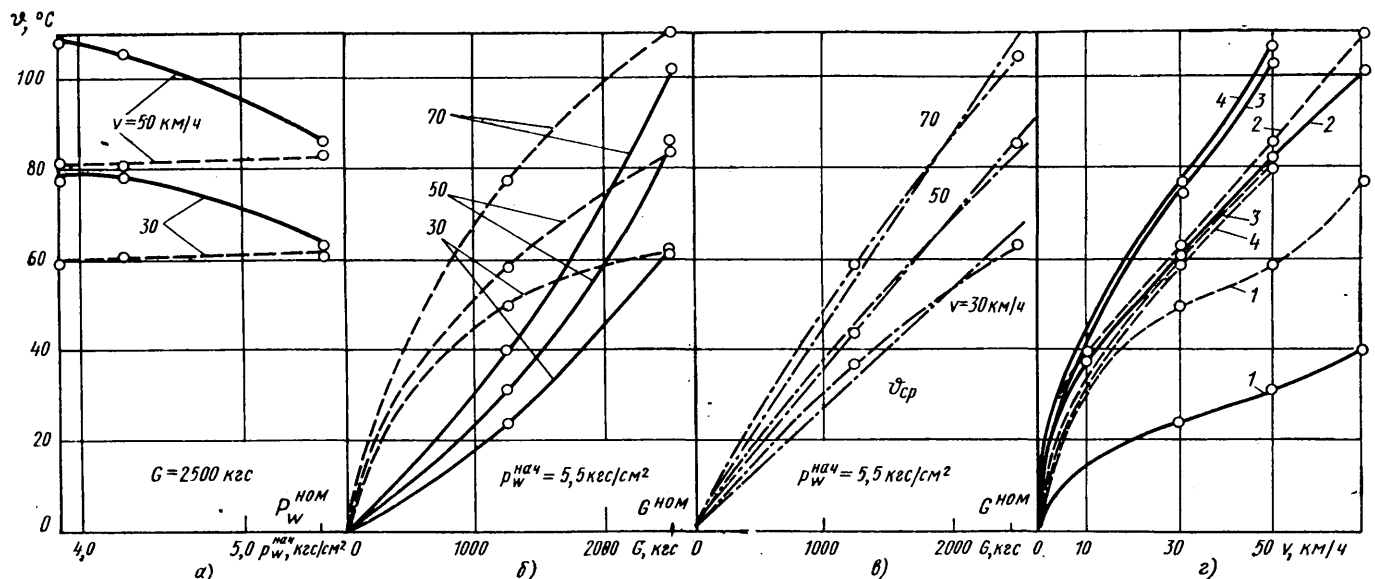


Рис. 1. Зависимость установившейся избыточной температуры шины размера 320—508 от начального внутреннего давления (а), нагрузки (б, в) и скорости (в):

1 — $p_w^{нач} = 5,5 \text{ кгс/см}^2$, $G = 1250 \text{ кгс}$; 2 — $p_w^{нач} = 5,5 \text{ кгс/см}^2$, $G = 2500 \text{ кгс}$; 3 — $p_w^{нач} = 4,25 \text{ кгс/см}^2$, $G = 2500 \text{ кгс}$; 4 — $p_w^{нач} = 3,85 \text{ кгс/см}^2$, $G = 2500 \text{ кгс}$.

где t_w — температура воздуха в помещении в $^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta p_w = p_w - p_w^{\text{нач}} (p_w, p_w^{\text{нач}} - \text{в атм}).$$

Поэтому на графиках Δp_w справа приведены также шкалы $\Phi_{\text{нм}}$, полученные пересчетом по данной формуле. Температура воздуха в помещении поддерживалась равной $20 \pm 2^{\circ}\text{C}$.

На рис. 1, а, б, в, г приведены в качестве примера результаты испытаний лишь для одной шины размером 320—508, так как характер зависимостей у испытуемых шин практически одинаков.

Результаты испытаний показали, что при понижении начального внутреннего давления (рис. 1, а) от номинального значения до $0,7 p_w^{\text{ном}}$ увеличивается максимальная избыточная температура испытуемых шин в 1,14—1,33 раза. При этом также увеличивается неравномерность распределения температуры беговой дорожки в поперечном направлении

Размер шины	Увеличение $\Phi_{\text{уст}}/\Phi_{\text{уст}}^{\text{нм}}$
165—330	1,44—1,61
220—508	1,21—1,61
240—508	1,21—1,48
260—508	0,95—1,33
320—508	1,03—1,32

Таким образом, температура беговой дорожки в поперечном направлении увеличивается на 20—40% для шин грузовых автомобилей и на 12% — для легковых. Установлено также, что указания определяются соотношением начального давления и нагрузки на шину, т. е. в основном величиной относительного прогиба шины, и почти не зависит от скорости. При уменьшении внутреннего давления уменьшается нагруженность центральной зоны и всего каркаса. Однако интенсивного изменения температуры в центре не происходит. Это объясняется тем, что соответствующее уменьшение работы деформаций в центральной зоне меньше, чем ее увеличение в зонах угла, где объем деформированного материала, количество видов активно выраженных деформаций и их величина больше. Поэтому интенсивное увеличение температуры в зонах угла приводит также к увеличению ее в центральной зоне, что компенсирует уменьшение интенсивности собственных источников тепла этой зоны.

При увеличении нагрузки (рис. 1, б) установившаяся температура по углу Φ интенсивно возрастает, а по центру — уменьшается.

Отношение $\Phi_{\text{уст}}/\Phi_{\text{уст}}^{\text{нм}}$ при переходе от нагрузки, равной $G^{\text{ном}}$, к $0,5 G^{\text{ном}}$ уменьшается для перечисленных выше шин соответственно до значений 1,24; 0,62; 0,57; 0,53 и 0,53.

Если условно охарактеризовать теплонапряженность беговой дорожки средней избыточной температурой

$$\Phi_{\text{ср}} = \frac{\Phi + \Phi_{\text{ц}}}{2},$$

то зависимость этой температуры от нагрузки (рис. 1, в) для испытанных шин грузовых автомобилей оказывается близкой к пропорциональной. У шины размера 165—330 интенсивность роста $\Phi_{\text{ср}}$ при больших нагрузках заметно уменьшается, что, по-видимому, связано с особенностями ее конструкции.

Как показывает рис. 1, г, с увеличением скорости установившаяся температура шин интенсивно возрастает.

Характер протекания $\Phi_{\text{уст}}$ в зависимости от начального давления, нагрузки и скорости можно объяснить с помощью результатов аналитического исследования тепловых процессов в шине при установившемся режиме качения [5]. На основании

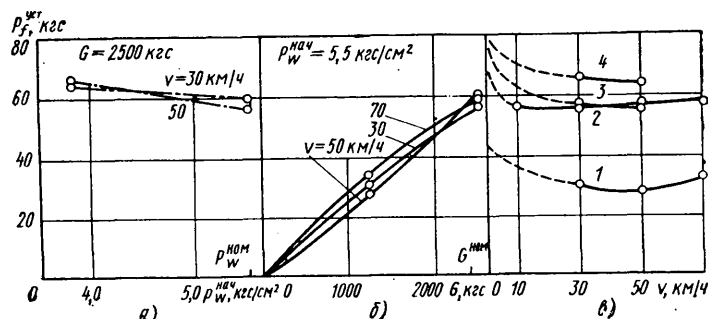


Рис. 2. Зависимость установившейся силы сопротивления качению шины размера 320—508 от начального внутреннего давления (а), нагрузки (б) и скорости (в). (Обозначения те же, что на рис. 1)

полученных в работе [5] выражений структуру зависимости максимальной по глубине беговой дорожки избыточной установившейся температуры от конструктивных параметров и величин, характеризующих режим работы, можно представить в виде

$$\Phi_{\text{уст}}^{\text{max}} = \Phi_{\infty} + N_2 P_f^{\text{уст}} v = N_1 \Phi_A^{\text{уст}} + N_2 P_f^{\text{уст}} v.$$

При этом Φ_{∞} и Φ_A — температуры соответственно внутренней и наружной границ пограничного слоя [5] или, с учетом зависимости величины $\Phi_A^{\text{уст}}$ от $P_f^{\text{уст}}$ и v :

$$\Phi_{\text{уст}}^{\text{max}} \approx P_f^{\text{уст}}(v) (N_1 \sqrt{v} + N_2 v), \quad (1)$$

где $P_f^{\text{уст}}$ — установившаяся сила сопротивления качению.

Коэффициенты N_1 и N_2 являются функциями основных размеров шины и относительных характеристик геометрии рисунка протектора, тепловых характеристик самой шины, окружающего воздуха и дороги, а также несколько зависят от относительного прогиба шины. Кроме того, коэффициент N_1 несколько уменьшается с увеличением скорости. Однако, поскольку роль первого слагаемого $\Phi_{\infty}^{\text{уст}}$, по экспериментальным данным, в несколько раз меньше, чем второго, то зависимостью N_1 от скорости можно пренебречь.

На рис. 2, в приведена зависимость установившейся силы сопротивления качению от скорости. Величина $P_f^{\text{уст}}$ мало изменяется в зоне эксплуатационных значений скорости и в ряде случаев имеет слабо выраженный минимум. При приближении скорости к критической величина $P_f^{\text{уст}}$ резко возрастает. В результате (рис. 3) зависимость $\Phi_{\text{уст}}$ от v в основной части должна иметь тот же характер изменения, что и функция $(N_1 \sqrt{v} + N_2 v)$, которая вблизи нуля ведет себя почти как $N_1 \sqrt{v}$, затем все больше приближается к линейной, пропорциональной v .

В тех случаях, когда на кривой $P_f^{\text{уст}}(v)$ наблюдается минимум, интенсивность роста и сами значения $\Phi_{\text{уст}}(v)$ при соответствующих значениях скорости должны быть несколько меньше, чем по зависимости (1) при $P_f = \text{const}(v)$. Таким образом, поскольку кривизна перемножаемых графиков — встречная, происходит частичное выпрямление графика $\Phi_{\text{уст}}(v)$, что и дает зависимости температуры от скорости [6 и 7], приближающиеся к линейным в эксплуатационном диапазоне скоростей (около 30—80 км/ч для шин грузовых автомобилей 40—100 км/ч — для легковых).

В этом диапазоне скоростей можно использовать ориентировочную полуэмпирическую формулу (вывод ее не дается):

$$\frac{\Phi_{\text{уст}}(v)}{\Phi_{\text{уст}}(50)} \approx 1 + k \left(\frac{v}{50} - 1 \right),$$

где $k \approx 0,6$ для диагональных шин обычного типа, при $p_w = p_w^{\text{ном}}$, $G = G^{\text{ном}}$ (v — в км/ч).

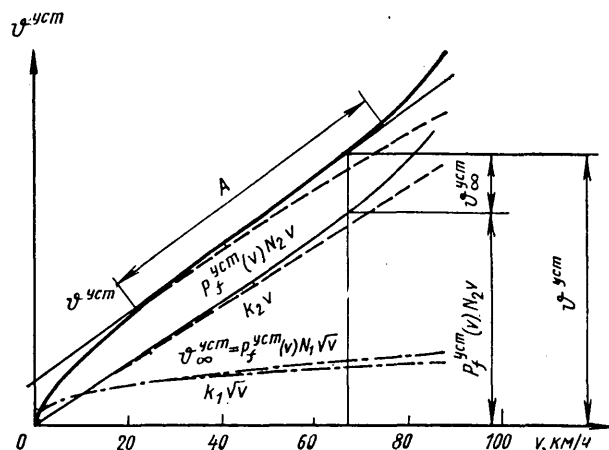


Рис. 3. К объяснению структуры зависимости установившейся температуры шины от скорости качения (А — участок изменения температуры, близкий к линейному)

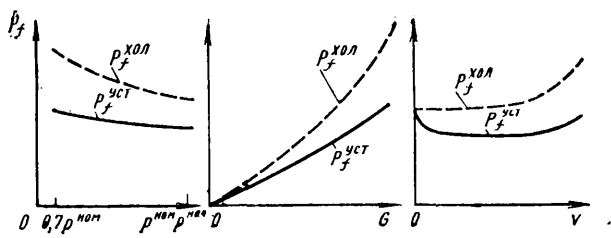


Рис. 4. Сравнение характера зависимости силы сопротивления качению от параметров режима для холодной шины и при установившемся тепловом состоянии

При сохранении скорости, как следует из формулы (1), установившаяся температура (рис. 1, а, в) приблизительно пропорциональна установившейся силе сопротивления качению (рис. 2, а, б).

Характер протекания зависимостей установившейся силы сопротивления качению $P_f^{уст}$ от $P_w^{нач}$, G и v отличается от протекания соответствующих зависимостей $P_f^{хол}$ при одинаковом тепловом состоянии (например, холодной шины) за счет того, что при прогреве

$$P_f^{уст} = P_f^{хол} - \Delta P_f = P_f^{хол} \left(1 - \frac{\Delta P_f}{P_f^{хол}} \right). \quad (2)$$

В этом случае относительное падение сопротивления $\Delta P_f/P_f^{хол}$, как показывает анализ и наши эксперименты, увеличивается с ростом избыточной температуры $\vartheta_{ср}^{уст}$ (сначала $\Delta P_f/P_f^{хол} \sim \vartheta_{ср}^{уст}$). В частности, с ростом нагрузки и уменьшением начального давления (рис. 4) вычитаемое формулы (2) составляет все большую долю от уменьшаемого $P_f^{хол}$, поэтому зависимости $P_f^{уст}$ не только проходят ниже, но и выравниваются по сравнению с $P_f^{хол}$. Кроме того, $P_f^{уст} \sim G$ т. е. и $\vartheta_{ср}^{уст} \sim G$.

Аналогично с увеличением скорости сначала интенсивный рост $\Delta P_f^{уст} \sim \vartheta_{ср}^{уст} \sim \sqrt{v}$ вызывает резкое падение $P_f^{уст}$ по сравнению с $P_f^{хол}$, а в дальнейшем, когда рост $\Delta P_f(\vartheta_{ср}^{уст})$ замедляется, характер зависимости определяется интенсивным увеличением $P_f^{хол}(v)$ при приближении к критической скорости.

Зависимость величины падения силы сопротивления качению от температуры формируется под действием двух факторов: падения гистерезисных потерь в резине и одновременного повышения давления воздуха в камере с ростом температуры шины. Значения двух указанных факторов, как показывает специальная оценка, получаемая путем анализа экспериментальных зависимостей, соизмеримы и составляют примерно 20—50% от ΔP_f (табл. 1).

Таблица 1

Параметры	Размер шины				
	165—330	220—508	240—508	260—508	320—508
$P_w^{нач}$	2,0	4,0	5,0	5,3	5,5
$\Delta P_f/P_f$ в %	22	39	—	49	52
$\Delta P_w^{уст}/P_w^{нач} + 1$	0,19	0,18	0,23	0,23	0,27

Примечание. $\Delta P_f/P_f$ — условная доля падения силы сопротивления качению за счет ΔP_w ; скорость $v=80$ км/ч для шины 165—330 и $v=50$ км/ч — для шин остальных размеров; $G=G^{ном}$.

В шинах с более высоким начальным внутренним давлением значение увеличения внутреннего давления оказалось выше. Сама величина ΔP_f обычно не превышает $0,2—0,5 P_f^{хол}$.

Прирост внутреннего давления составляет около 27% от абсолютного начального давления. Характер изменения этого

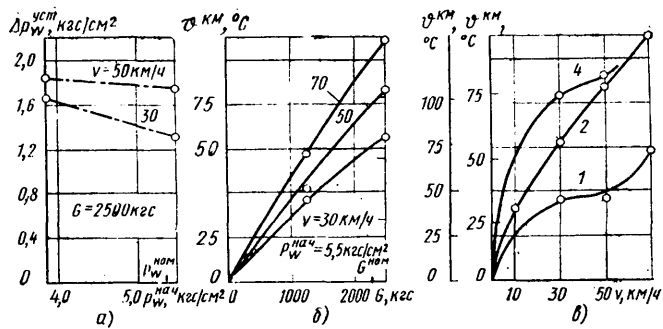


Рис. 5. Зависимость прироста рабочего внутреннего давления в шине размера 320—508 от начального внутреннего давления (а), нагрузки (б) и скорости (в) (1, 2, 4 — то же, что на рис. 1)

прироста (температуры в камере) в зависимости от параметров режима аналогичен характеру изменения температуры в брекере покрышки (рис. 5).

При номинальных значениях начального внутреннего давления и нагрузки, а также при скорости 50 км/ч для испытанных шин грузовых автомобилей и 80 км/ч — для легковых соотношения между температурами $\vartheta_{ср}^{уст}$, $\vartheta_{км}$ и максимально измеренной температурой $\vartheta_{м}$ определяются отношениями, приведенными в табл. 2.

Таблица 2

Размер шины	$\vartheta_{км}/\vartheta_{ср}^{уст}$	$\vartheta_{км}/\vartheta_{м}$
165—330	0,95	0,80
170—380	0,67	0,57
220—508	0,93	0,84
240—508	0,97	0,88
260—508	0,73	0,73
320—508	0,90	0,88

Вопросы корреляции результатов испытаний на барабанном стенде и в дорожных условиях очень сложны и разработаны слабо. Однако, как показывает анализ, при более низком уровне избыточной температуры на дороге (за счет интенсивного обдува и отсутствия кривизны опоры) характер основных зависимостей должен сохраниться.

Таким образом, снижение начального внутреннего давления в шине до $0,7 P_w^{ном}$ вызывает повышение максимальной избыточной температуры покрышки при испытаниях на барабанном стенде без обдува в 1,14—1,33 раза. Перегрузка шины увеличивает среднюю теплонапряженность беговой дорожки, практически пропорционально величине нагрузки, причем максимальная температура (по углу ϑ) растет еще более интенсивно (до 6—18°C на каждые 10% перегрузки). В этих случаях возможно превышение критического значения температуры и последующего разрушения шины.

С увеличением скорости движения автомобиля установившаяся температура шины возрастает интенсивно по нелинейной зависимости, которая в диапазоне основных эксплуатационных скоростей (примерно 30—80 км/ч для шин грузовых автомобилей и 40—100 км/ч — для легковых) приближается к линейной, полученной другими исследователями.

Показано, что характер зависимости установившейся температуры воздуха в камере от параметров режима аналогичен характеру зависимости от них температуры покрышки. Температура в камере составляет около 65—95% от средней температуры брекера и 55—90% от его максимальной температуры (все — избыточные). Пропорциональный температуре прирост рабочего внутреннего давления составляет до 18—27% от абсолютного начального внутреннего давления при $P_w^{нач} = P_w^{ном}$, $G=G^{ном}$ и скорости 50 км/ч для шин грузовых автомобилей и 80 км/ч — для легковых.

Величина падения сопротивления качению шин при прогреве обычно не превышает 0,2—0,5 от величины силы сопротивления качению холодной шины. Выявлено, что не менее половины этого падения происходит за счет уменьшения гистерезисных потерь, остальное — за счет прироста рабочего внутреннего давления.

Характер зависимостей установившейся температуры от начального давления, нагрузки и скорости хорошо объясняется с помощью результатов проведенного ранее аналитического исследования и согласуется с результатами экспериментов других исследователей.

1. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. М., Авто-
трансиздат, 1960.
2. Гальченко И. И. Об энергетических затратах и факторах,
влияющих на долговечность шин. Труды ВИМ, т. 36, 1964.
3. Copant F. S. — «Tire Temperatures, Rubber Chemistry and
Technology», 1971, v. 44, № 2, pp. 397—439.
4. Шершнев А. А., Михайлов Э. Б. Погрешность игольчатой
термопары при измерении температуры тел низкой теплопро-
водности. — В сб. «Прикладная гидромеханика и теплофизика»,
вып. 2. Красноярск, 1971.

5. Качугин В. Е., Кнороз В. И. Аналитическое исследование
теплового состояния автомобильной шины при установившемся
режиме качения. Труды НАМИ, вып. 120. М., 1970,
стр. 113—131.
6. Гуслицер Р. Л., Глускина Л. С. — «Каучук и резина»,
1969, № 9.
7. Габашвили А. А. Механика машин. Инженерная механика
полимеров. ИМАШ АН ГССР, Тбилиси, 1970.

УДК 629.113.001.4

О сопротивлении усталости осей полуприцепов при наличии сварных швов

Д-р техн. наук С. С. ДМИТРИЧЕНКО, канд. техн. наук А. П. ДАВЫДОВ,

Л. Б. АКНИТОВА, И. И. КОБЫЛЯНСКИЙ
НАТИ, Одесский автосборочный завод

ИЗУЧЕНИЕ вида и характера поломок в эксплуатации осей автомобильных большегрузных прицепов и полу-
прицепов, а также результаты их полигонных и стендовых
испытаний показали, что сварные швы фланцев существенно
снижают сопротивление осей усталости [1]. В связи с этим
при отработке конструкции унифицированной оси полуприце-
пов Камского автомобильного комплекса в НАТИ совместно
с Одесским автосборочным заводом были проведены стендо-
вые испытания на усталость натурных полых осей (рис. 1).
Испытания проводились с целью изучения влияния сварных
швов на сопротивление усталости различных вариантов полых
осей (табл. 1) и рекомендации эффективных технологических
мероприятий по повышению их долговечности.

Таблица 1

Вариант оси	Характеристика оси	Посадка	Количество испытанных образцов
1	С непрочными сварными швами соединения фланца с трубой	A_3/X_3	30
2	То же	$A_4/X_{3,2}$	6
3	С наклепанными сварными швами	$A_3/X_{3,2}$	8
4	Со сварными швами, подвергнутыми аргоно- дуговой обработке	A_3/X_3	6
5	Труба 114×18 (в состоянии поставки)	—	6

Материал труб — сталь 40Х, фланцев — сталь 35. Полу-
автоматическая сварка во всех случаях выполнялась по се-
рийной технологии двухпроходными швами постоянным то-
ком с обратной полярностью с применением флюса АН-348А
и проволоки Св.08 диаметром 2 мм. Сварочный ток был
400 А, напряжение дуги — 30 В, скорость сварки — 36 м/ч.
Испытания проводились на гидропульсаторах ЦДМ-200 заво-
да «Верхшопрофмашинен» (ГДР) по схеме плоского изги-
ба при постоянном коэффициенте асимметрии цикла 0,5 [1].
Все варианты за исключением варианта 2, испытывались на
четырёх-пяти уровнях нагружения. Оси варианта 2 испыты-
вались при амплитуде напряжений в зоне фланца 7,5 кгс/мм².

Результаты испытаний осей, за исключением варианта 2,
представлены на рис. 2, а осей варианта 2 — в табл. 2 в срав-
нении с результатами испытаний осей варианта 1 на том же
уровне нагружения.

Таким образом, увеличение среднего зазора между трубой
и фланцем с 0,13 до 0,37 мм снизило среднюю долговечность
в 1,6 раза.

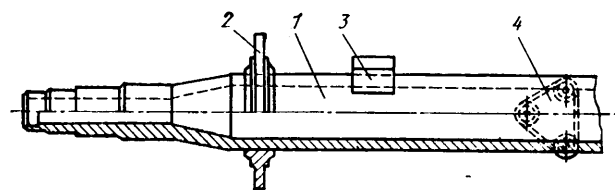


Рис. 1. Ось полуприцепа:

1 — труба; 2 — фланец; 3 — подушка рессоры; 4 — подушка
тормозной камеры

Оси вариантов 1 и 2 разрушались в околошовной зоне внут-
реннего шва приварки фланца к трубе. Этим швам свойствен-
ны основные дефекты сварных узлов массового производства
(испровары, подрезы, газовые поры, резкий переход к трубе).
Макро- и микроисследование швов выявило подваликовые тре-
щины, закалочные структуры в зоне термического влияния
(со стороны трубы) и крупные шлаковые включения в шве.
Подваликовая трещина на поверхности зоны термического
влияния (рис. 3, а) является очагом появления трещины
(рис. 3, б). Сопротивление усталости снижено наличием
в структуре этой зоны ~95% мартенсита (рис. 3, в).

Предел выносливости оси со сварными швами примерно
в 2 раза ниже предела выносливости трубы оси в состоянии
поставки (для варианта 5 он равен 10 кгс/мм², а для вариан-
та 1 — 5 кгс/мм²).

Одним из путей повышения усталостной прочности сварных
соединений является совершенствование технологии произ-
водства. Особое внимание должно уделяться подготовке сва-
риваемых деталей, флюсов, присадочной проволоки и стабиль-
ности заданных режимов. При массовом производстве этот
путь не всегда эффективен. Другой путь — применение до-
полнительных недорогих технологических мероприятий с це-
лью снижения влияния качества сварки на усталостную проч-
ность. Вполне очевидно, что оба пути не исключают, а допол-
няют друг друга.

Исследовано несколько технологических мероприятий по
повышению усталостной прочности сварного соединения флан-
ца с трубой оси. Наиболее эффективными оказались наклеп
и аргоно-дуговая обработка сварного шва и околошовной
зоны. Наклеп выполнен методом чеканки по рекомендациям
работы [2] специальным пневматическим инструментом: ра-
диус бойка 3 мм, степень наклепа (отношение диаметра от-
печатка к диаметру бойка) — 0,45.

В результате аргоно-дуговой обработки по методике ИЭС
им. Патона [3] вместо шва с повышенным усилением образо-
вался вогнутый шов с плавным переходом к трубе и удовлет-
ворительным проплавлением в зоне термического влияния
(рис. 3, г). Аргоно-дуговая обработка вызвала образование
слоя шва с глубокой зоной термического влияния, струк-
тура которой (рис. 3, д) состоит из 20—30% мартенсита,
игольчатого троостита с прожилками. На поверхности тру-

Таблица 2

Долговечность в тыс. циклов	
варианта 1	варианта 2
905	766
600	423
510	398
501	273
401	167
	153

Примечание. Сред-
няя долговечность варианта 1
составила 584 тыс. циклов, а
варианта 2—365 тыс.

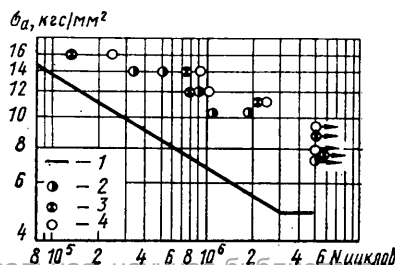


Рис. 2. Результаты испы-
таний на усталостную проч-
ность:
1 — осей варианта 1 (кривая
усталости при вероятности
разрушения 0,5); 2 — осей
варианта 2; 3 — осей вариан-
та 4; 4 — осей варианта 5

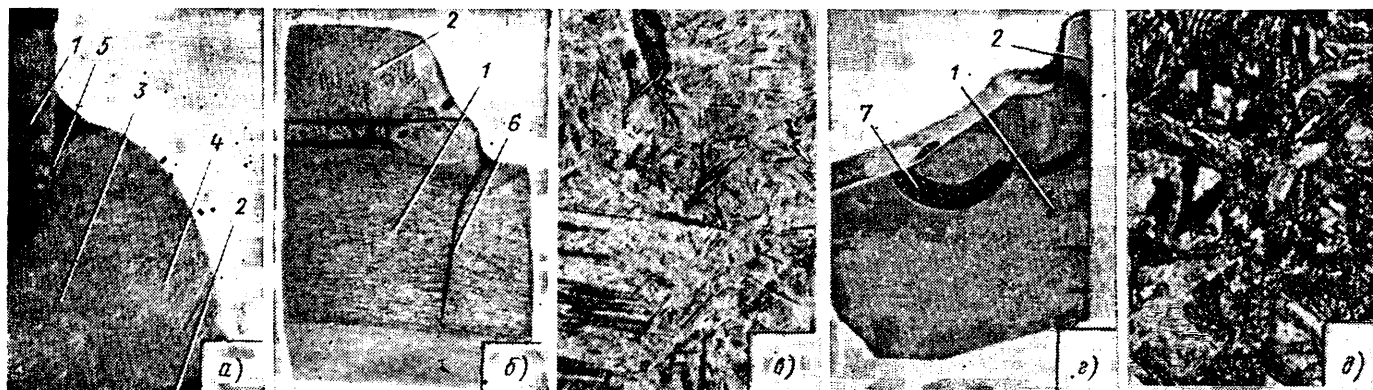


Рис. 3. Макро- и микроструктуры сварных швов осей: а — сварное соединение до испытаний; б — то же, после испытаний; в — структура зоны термического влияния на трубе оси (участок перегрева с преобладанием мартенсита) $\times 500$; г — сварное соединение после аргоно-дуговой обработки; д — структура зоны термического влияния после аргоно-дуговой обработки, $\times 500$; 1 — труба; 2 — фланец; 3 — шов первого прохода; 4 — шов второго прохода; 5 — подваливовая трещина; 6 — трещина усталости, развившаяся от подваливовых трещин; 7 — зона термического влияния

бы в зоне термического влияния мартенсит отсутствует, а структура состоит из сорбита и феррита, значительно повысившего деформационную способность металла.

При испытаниях осей вариантов 3 и 4 все разрушения происходили по основному материалу вдали от сварных швов.

Учитывая простоту технологического процесса и стабильность получаемых результатов, рекомендовано внедрить в производство процесс аргоно-дуговой обработки швов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Давыдов А. П. и др. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 12.
2. Кудрявцев И. В. — В сб. «Повышение долговечности деталей машин методом поверхностного наклепа». М., Машиностроение, 1965.
3. Анис А. Е., Иващенко Г. А. — «Автоматическая сварка», 1967, № 10.

УДК 629.113-592.6

Исследование эффективности гидродинамического тормоза-замедлителя

Д-р техн. наук З. Л. СИРОТКИН, канд. техн. наук А. В. ЗОТОВ, А. С. ЛОСЬМАКОВ, А. Н. ВОЛЧКОВ

Белорусский автозавод

ПРАКТИКА эксплуатации грузовых автомобилей большой грузоподъемности, не оборудованных тормозами-замедлителями в начальной стадии выпуска, показала, что обычные фрикционные колодочные тормоза при длительной работе, особенно во время спуска в грузе, быстро изнашиваются. Кроме того, тормоза нагреваются до высокой температуры, разрушая при этом не только тормозные барабаны, но и шины автомобиля, и значительно снижая эффективность торможения. Все это создает угрозу безопасной работе автомобиля, а также значительно повышает стоимость эксплуатации автомобиля.

Многолетняя практика по созданию автомобилей большой грузоподъемности подтвердила эффективность применения тормозов-замедлителей.

На автомобилях, оснащенных гидромеханической передачей, целесообразно устанавливать гидродинамические тормоза-замедлители, имеющие с трансмиссией объединенную гидравлическую систему, поскольку работа обоих агрегатов может совмещаться.

Гидродинамический тормоз-замедлитель такого типа устанавливается с 1968 г. на всех автомобилях-самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 27 и 40 т.

Объединенный с гидромеханической передачей тормоз-замедлитель не только обеспечивает постоянную скорость движения автомобиля на затяжных спусках, но и относительно просто отводит выделяемое при торможении избыточное тепло, поглощающееся имеющимися на автомобиле охладителями.

Рабочая полость тормоза-замедлителя 1 (рис. 1) создается корпусами 2, крышкой 3 и ротором 4. Тормоз-замедлитель управляется механизмом 5 золотникового типа, устанавливаемым на корпусе 2.

Корпус 2 и крышка 3 тормоза-замедлителя имеют с внутренней стороны радиальные криволинейные лопатки, загнутые против направления вращения ротора (назад), зеркально повторяющие форму друг друга и образующие статор. Ротор 4 оборудован аналогичными, но открытыми лопатками, загнутыми в обратную сторону.

Тормоз-замедлитель вступает в работу по мере заполнения его полости рабочей жидкостью из гидромеханической переда-

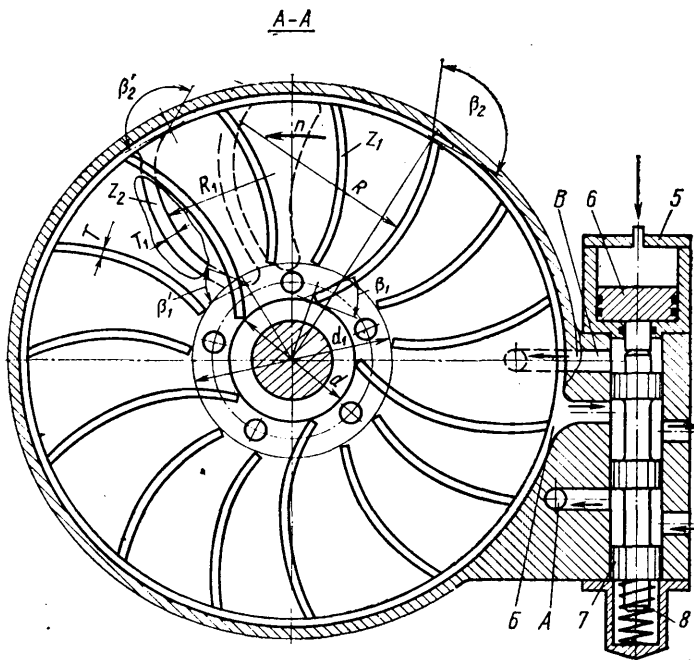
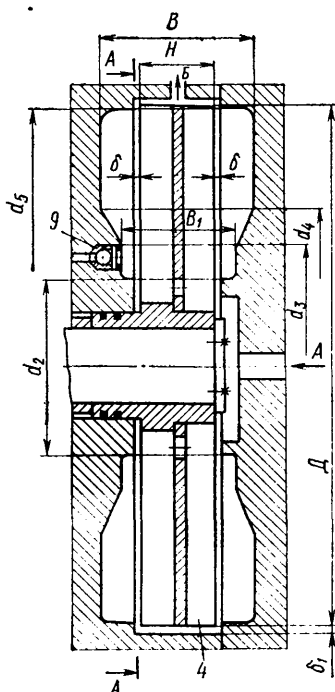
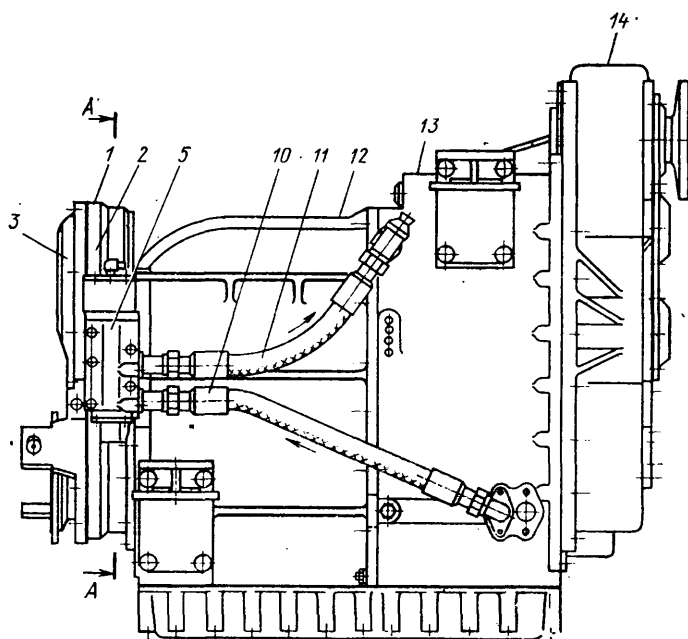
чи; управление тормозом-замедлителем — пневматическое с помощью педали, расположенной в кабине автомобиля.

При включении золотникового механизма тормоза-замедлителя открывается входной канал А, по которому рабочая жидкость попадает в рабочую полость, а затем из выходного канала В поступает в гидравлическую систему гидромеханической передачи.

При вращении ротора по мере заполнения рабочей полости тормоза-замедлителя жидкостью вследствие ее циркуляции на роторе возникает тормозной момент, который плавно нарастает по времени до номинального значения после включения тормоза-замедлителя, так как рабочая полость заполняется жидкостью постепенно, в зависимости от производительности насоса, обеспечивающего заполнение рабочей полости. Рабочая полость тормоза-замедлителя опорожняется его ротором после включения золотникового механизма. При этом поршень 6 с золотником 7 под действием пружины 8 перемещается в верхнее положение и соединяет полость В через выходной канал В со сливным каналом, и таким образом происходит выход тормоза-замедлителя из режима торможения. С целью сокращения времени выхода из этого режима при выключении тормоза-замедлителя в районе диаметров d_2-d_3 (рис. 1) лопаточной системы корпуса 2 установлен обратный клапан 9 шарикового типа, обеспечивающий сообщение с атмосферой при опорожнении полости (предотвращение вакуума). С целью сокращения времени входа в режим торможения при включении тормоза-замедлителя рабочая жидкость подводится одновременно в полость корпуса и в полость крышки через отверстия ротора, расположенные в районе диаметров $d-d_1$ (рис. 1). Следовательно, время входа в режим торможения и время выхода из режима торможения обуславливаются соответственно временем заполнения и временем опорожнения рабочей полости тормоза-замедлителя.

Тормоз-замедлитель типа БелАЗ имеет благодаря установке ротора на первичном валу гидромеханической передачи три режима торможения, т. е. по числу ступеней в коробке передач. На стенде исследована тормозная характеристика тормоза-замедлителя $M_T=f(n_T)$ и определено время входа в режим торможения и выхода из него

$$t_{\text{вых}}^{\text{вх}} = f(n_T) = f(\omega_1 \omega).$$



Эти качества ротора весьма ценны для использования лопастной системы типа БелАЗ на транспортных средствах, где время выключения его имеет важное значение (без дополнительных средств).

Прибором «Путь—время—скорость» при дорожных испытаниях определялись начальная и конечная скорости движения автомобиля, а затем расчетным путем — величины замедления автомобиля во время включения тормоза-замедлителя:

$$j_z = j_a - j_c = \frac{v_t - v_0}{t} - j_c,$$

где j_a — суммарное замедление при движении автомобиля на уклоне вследствие механических потерь в трансмиссии и ходовой части и от действия тормоза-замедлителя в м/с^2 ;

j_c — замедление автомобиля при свободном выбеге в м/с^2 ;

v_0 — начальная скорость движения автомобиля в момент включения тормоза-замедлителя в м/с ;

v_t — конечная скорость в момент выключения тормоза-замедлителя в м/с ;

t — время, в течение которого начальная скорость упала до конечной, в с.

Тормозной момент на роторе тормоза-замедлителя определяется тогда, исходя из зависимости

$$M_T = \frac{G j_z r \eta}{g i_{\text{общ}}} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где G — вес автомобиля (с грузом или без него) в кг;

r — радиус качения колеса в м;

g — ускорения силы тяжести в м/с^2 ;

i — общее передаточное число включенной передачи, равное произведению передаточного числа главной передачи и соответствующей передачи коробки передач;

η — к. п. д. трансмиссии.

Рис. 1. Гидромеханическая передача с гидромеханическим тормозом-замедлителем:

1 — тормоз-замедлитель; 2 — корпус тормоза-замедлителя; 3 — крышка тормоза-замедлителя; 4 — ротор тормоза-замедлителя; 5 — механизм управления тормозом-замедлителем; 6 — поршень; 7 — золотник механизма управления; 8 — пружина; 9 — клапан; 10 — шланг подвода масла к тормозу-замедлителю; 11 — шланг отвода масла из тормоза-замедлителя; 12 — коробка передач; 13 — гидротрансформатор; 14 — согласующий редуктор

На рис. 2 и 3 приведены тормозная характеристика и график времени входа в режим торможения и выхода из него двух вариантов I и II ротора тормоза-замедлителя. Ротор I имеет лопасти, оканчивающиеся радиально, загнутые к центру по направлению вращения; ротор II имеет лопасти, криволинейные по радиусу, загнутые по направлению вращения ротора, т. е. вперед. На время входа в режим торможения и выхода из него, а также на тормозной момент тормоза-замедлителя значительно влияют: торцевые δ и диаметральный δ_1 зазоры, криволинейность ротора и статора с углами β_1 и β_2 , производительность питающих насосов ω , место подвода и отвода рабочей жидкости в тормоз-замедлитель, а также место расположения обратного клапана для предотвращения вакуума в полости тормоза-замедлителя при его выключении. Эти параметры в процессе отработки конструкции узла на стенде корректировались, поэтому в окончательном виде несколько отличаются от параметров первого опытного образца тормоза-замедлителя (рис. 1).

Ротор лопастного типа I и ротор II имеют значительные насосные свойства, обеспечивающие сравнительно быстрое опорожнение полости тормоза-замедлителя при выключении его. Например, ротор II может прокачать рабочую жидкость через значительное сопротивление в системе 0,4—0,6 кгс/см^2 .

Исходя из полученной в результате стендовых и дорожных испытаний величины тормозного момента

$$M_T = \lambda_T \rho D^5 n_T^2 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

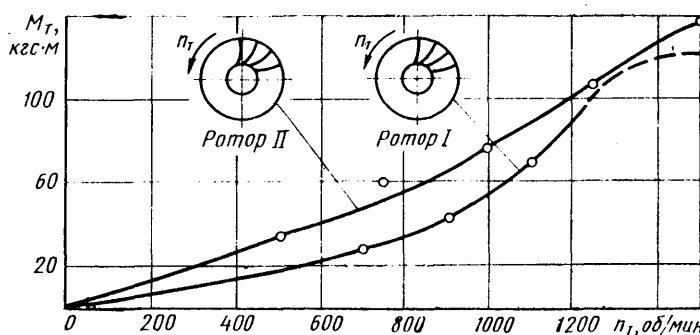


Рис. 2. Тормозная характеристика гидродинамического тормоза-замедлителя двух лопастных колес I и II

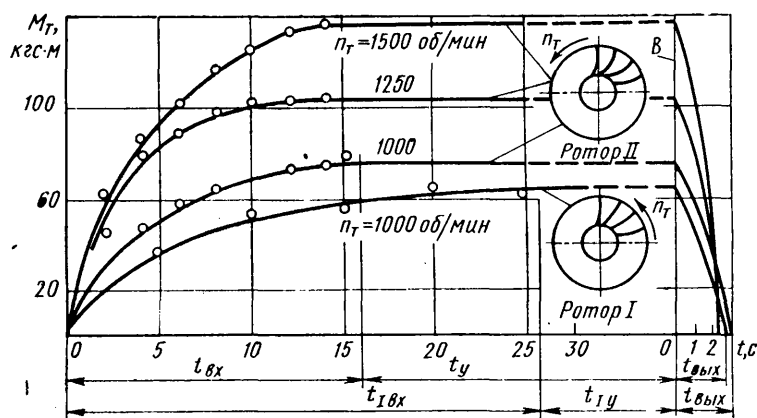


Рис. 3. График времени входа в режим торможения и выхода из режима торможения колес I и II тормоза-замедлителя при $n_T = 1000$ об/мин; $t_{вх}$ и $t_{18х}$ — время входа в режим торможения ротора II и I; t_y и $t_{1у}$ — установившийся режим торможения ротора II и I; $t_{вых}$ и $t_{2у}$ — время выхода из режима торможения ротора II и I; B — выключение тормоза замедлителя

где ρ — плотность рабочей жидкости в кг/м³;

D — активный диаметр тормоза-замедлителя в м;

n_T — число оборотов вала ротора тормоза-замедлителя в минуту,

определяем коэффициент пропорциональности тормозного момента λ_T , позволяющий вести достаточно достоверные расчеты тормоза-замедлителя такого типа (в мин²/об²·м).

Коэффициент пропорциональности λ_T по данным НАМИ может изменяться от $2,5 \times 10^{-6}$ до 36×10^{-6} для различных типов лопаточных систем тормоза-замедлителя (для БелАЗ $\lambda_T \approx 6,3 \times 10^{-6}$ мин²/об²·м). Эксперименты показали, что даже незначительное изменение лопаточной системы тормоза-замедлителя ведет к значительному изменению λ_T и, следовательно, влияет на тормозную характеристику тормоза-замедлителя. Поэтому при проектировании тормоза-замедлителя тип лопаточной системы желательно сохранять, а для изменения тормозного момента, используя метод подобия, наиболее целесообразно изменять активный диаметр тормоза-замедлителя, поскольку он в пятой степени влияет на тормозной момент.

Стендовые и дорожные испытания показали, что тормоз-замедлитель с указанными параметрами обладает значительной эффективностью при сравнительно небольшой металлоемкости и трудоемкости изготовления. Тормозной момент, возникающий на роторе тормоза-замедлителя, обеспечивает грузному автомобилю постоянную скорость движения на спусках на всех трех передачах, приемлемую для нормальной работы в условиях затяжных спусков с уклонов до 10%.

Основные параметры тормоза-замедлителя БелАЗ с лопаточной системой лопастного типа с двойным симметричным кругом циркуляции приведены ниже:

Ротор:	
активный диаметр колес D в мм	400
ширина колеса H в мм	48
количество лопаток z_1 в шт.	15
тип лопаток	Криволинейный по радиусу $R=166$ мм с углами $\beta_1=28^\circ$, $\beta_2=112^\circ$
диаметр лопаток d в мм	100
то же d_1 в мм	145
толщина лопаток T в мм	4
Активная ширина B в мм	113
Торцовые зазоры между ротором и статором δ в мм	2,5
Диаметральный зазор между ротором и статором δ_1 в мм	4
Количество лопаток статора z_2 в шт.	16
Тип лопаток статора	Криволинейный по радиусу $R_1=86$ мм с углами $\beta_1=13^\circ$, $\beta_2=60^\circ$
Диаметры лопаточной системы статора в мм:	
d_2	168
d_3	236
d_4	296
d_5	394
Толщина лопатки статора T_1 в мм	8
Рабочий объем тормоза-замедлителя w в л	9,8
Расход рабочей жидкости через тормоз-замедлитель w' в л/мин	От 80 до 180 в зависимости от скорости вращения питающих насосов
Вес тормоза замедлителя (установленного на гидромеханическую передачу) в кг	85

Действие тормоза-замедлителя наступает через 2—3 с после его включения и уже через 7 с достигает величины более чем 90% от максимального значения тормозного момента, что яв-

ляется вполне приемлемым для работы в карьерных условиях. Плавное нарастание тормозного усилия при включении тормоза-замедлителя благотворно влияет на динамику автомобиля в долговечность элементов его трансмиссии и ходовой части.

Выход тормоза-замедлителя из режима торможения после его выключения происходит за 2—4 с, что также вполне удовлетворительно.

При работе тормоз-замедлитель выделяет значительное количество тепла, что приводит к проблеме отвода и рассеивания его в окружающую среду посредством охладителей (радиаторов, теплообменников). Во время стендовых испытаний при установившемся тепловом режиме, когда все металлические детали, связанные с рабочей жидкостью, прогреты и имеют стабильную температуру при вполне определенной температуре окружающей среды, за сравнительно короткий промежуток времени (теплом, идущим на нагрев металлических частей, пренебрегаем) тепловой баланс системы тормоз-замедлитель — охладитель имеет следующий вид:

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{полг}} + Q_{\text{расс}} + Q_{\text{изб}} \text{ ккал/ч,}$$

где $Q_{\text{выд}}$ — количество тепла, выделяемое тормозом-замедлителем, определяется по уравнению

$$Q_{\text{выд}} = 632 N_T = \frac{632 M_T n_T}{716,2} \text{ ккал/ч,}$$

где N_T — тормозная мощность тормоза-замедлителя в л. с.;

$Q_{\text{полг}}$ — тепло, поглощаемое охладителем;

$Q_{\text{расс}}$ — тепло, рассеиваемое деталями, соприкасающимися с рабочей жидкостью стенками корпуса тормоза-замедлителя, трубопроводами и др. элементами, поглощается окружающей средой;

$Q_{\text{изб}}$ — избыточное тепло, приводящее к повышению температуры в тормозе-замедлителе до предельно допустимой величины и ограничивающее область использования автомобиля в эксплуатации.

При этом

$$Q_{\text{полг}} = C_M \gamma_M w' (t_K - t_0), \quad (1)$$

где C_M — теплоемкость рабочей жидкости гидромеханической передачи при соответствующей температуре в ккал/кг·град;

γ_M — удельный вес рабочей жидкости в кг/м³;

w' — расход рабочей жидкости через тормоз-замедлитель или охладитель в м³/ч;

$(t_K - t_0)$ — перепад температур рабочей жидкости в охладителе в °C.

Величина $(t_K - t_0)$ — физически ограниченная. В соответствии с заводской инструкцией рекомендуемая температура рабочей жидкости: начальная $t_0 = 70 \div 90$, конечная — $t_K = 110^\circ\text{C}$, максимально допустимая (кратковременная) — $t'_K = 120^\circ\text{C}$.

Для гидромеханической передачи $(t_K - t_0) = 20 \div 30^\circ\text{C}$ и, так как $\gamma_M = \text{const}$; $C_M = \text{const}$; $(t_K - t_0) = \text{const}$, получим $Q_{\text{полг}} = f(w')$.

На основании этого выражения можно сделать вывод, что расход жидкости через тормоз-замедлитель должен удовлетворять условию поглощения тепла рабочей жидкостью тепловой энергии тормоза-замедлителя. По данным БелАЗ $Q_{\text{расс}}$ составляет 20—30% от $Q_{\text{выд}}$ при температуре окружающей среды 34°C. Избыточное тепло $Q_{\text{изб}}$, которое идет на нагрев масла емкости гидросистемы, целесообразно при расчете теплообменников принимать равным нулю. Максимально допустимое избыточное тепло определяется из расчета времени наиболее длительного спуска на режиме работы тормоза-замедлителя по уравнению (при условиях указанных выше)

$$T = \frac{Q_{\text{емк}}}{Q_{\text{изб}}} = \frac{C_M \gamma_M w'' (t_K - t_0)}{Q_{\text{изб}}} \text{ ч,}$$

где w'' — емкость рабочей жидкости в системе тормоз-замедлитель — охладитель в м³;

$(t_K - t_0)$ — максимально допустимый перепад температур рабочей жидкости между входом и выходом в охладитель.

Рассеиваемое тепло $Q_{\text{расс}}$ определяется из баланса тепла на основании экспериментальных данных, достаточных для выявления численных значений остальных членов указанного баланса при установившемся тепловом режиме, когда $Q_{\text{выд}} = Q_{\text{полг}} + Q_{\text{расс}}$ и при $Q_{\text{изб}} = 0$, т. е. когда температура рабочей жидкости, а также соприкасающихся с ней деталей постоянна при работающем тормозе-замедлителе. Вместе с тем

теплопоглощающую способность охладителя (радиатора) можно определить по уравнению Ньютона

$$Q_{\text{полг}} = \alpha F \Delta t \text{ ккал/ч,} \quad (2)$$

где α — коэффициент теплоотдачи в ккал/м²·ч·град;

F — площадь радиатора в м²;

Δt — температурный напор в °С.

При этом

$$\Delta t = (t_{\omega} - t_f),$$

где t_{ω} — средняя температура стенки радиатора в °С;

t_f — средняя температура жидкости в °С.

Теоретически определить теплопоглощающую способность радиатора без экспериментальных данных представляет значительную трудность. Сопоставляя экспериментально полученные результаты по уравнениям (1) с данными уравнениями (2), можно определить важные параметры α и Δt для прикладных расчетов.

Одной из важных проблем при внедрении гидродинамического тормоза-замедлителя является отвод избыточного тепла, выделяемого этим агрегатом. На Белорусском автозаводе проводились теоретические, стендовые и дорожные исследования теплового режима тормоза-замедлителя.

Исследования показали, что для автомобиля 30—40 т выделение тепла на тормозном режиме составляет 160—200 тыс. ккал/ч; установка воздушно-масляных радиаторов для отвода такого количества тепла потребует значительных габаритов и веса цветного металла и экономически нецелесообраз-

на. Наиболее приемлемой является установка водомасляного теплообменника, подключенного к системам охлаждения двигателя, поскольку у такого теплообменника эффективность в 6—8 раз выше, чем у воздушно-масляного при одинаковом весе. Водомасляный теплообменник, подключаемый в водяную систему охлаждения двигателя, не приводит к перегреву двигателя, поскольку при работе тормоза-замедлителя с двигателя снимается нагрузка. Кроме того, это обеспечивает стабильность теплового режима двигателя (двигатель не переохлаждается) при длительном спуске автомобиля и тем самым повышает долговечность двигателя. Немаловажным является то, что долговечность водомасляного теплообменника значительно выше воздушно-масляных радиаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беленький Ю. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 12.
2. Гапоян Д. Т. Гидромеханические коробки передач с гидротормозом. М., НИИавтосельхозмаш, 1965.
3. Краснощеков Е. А. Задачник по теплопередаче. Л., Госэнергоиздат, 1963.
4. Сироткин З. Л. и др. — «Автомобильный транспорт», 1969, № 6.
5. Киселев В. И. Насосы, компрессоры, вентиляторы. М., Металлургиздат, 1961.
6. Сироткин З. Л., Волчков А. И. — «Промышленный транспорт», 1973, № 4.

УДК 629.113.001.2+401.7

О влиянии толщины дисков на их долговечность

Канд. техн. наук Н. А. ЗУБАРЕВ, В. А. ПУТИН

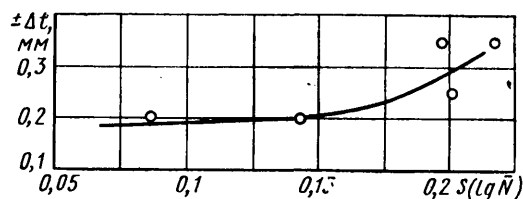
Уральский филиал НИИАТ, Челябинский политехнический институт

РАССМОТРИМ результаты исследований влияния толщины исходного материала (листовой стали) дисков автомобильных колес на рассеивание их долговечности. Диски колес испытывались на усталость по методике, приведенной в работе [1]. Полученные результаты обрабатывались статистически с использованием метода линейной корреляции.

Оценка степени рассеивания долговечности дисков на любом из режимов стендовых испытаний выполнена по результатам сравнения величины основного отклонения логарифма долговечности от среднего значения. Этот параметр дает возможность объективно оценить степень рассеивания отдельных значений долговечности от величины ожидаемого среднего.

Данные испытаний и статистической обработки приведены в таблице, из которой видно, что уменьшение допуска на тол-

щину диска приводит к меньшему рассеиванию долговечности, так как $S(\lg \bar{N})$ уменьшается при сохранении неизменными других параметров, за исключением допуска на толщину дисков. Поскольку можно считать установленным, что на любом из выбранных нагрузочных режимов распределение долговечности дисков колес не противоречит логарифмически нормальному закону [2], наличие указанной тенденции при увеличении разброса дисков по толщине приводит к существенному уменьшению их гамма-процентного ресурса.



Зависимость величины основного отклонения логарифма долговечности дисков колес $S(\lg \bar{N})$ от их исходной толщины Δt

Графическое изображение результатов испытаний в координатах Δt — $S(\lg \bar{N})$ (см. рисунок) показывает, что при исходной толщине дисков $t \pm 0,2$ мм наблюдается резкое снижение $S(\lg \bar{N})$, обеспечивающее значительное повышение надежности дисков колес в эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Школьников М. Б., Зубарев Н. А., Хорев П. П. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 1.
2. Зубарев Н. А., Зорин В. В. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 3.

Колесо	Материал диска	Толщина диска в мм	Величина допуска на толщину в мм	Общее количество испытанных колес в шт.	Нагрузка при испытании в кгс · м	Эмпирическое рассеивание долговечности	$S(\lg \bar{N})$
8,37 V—20 (для автомобилей КраЗ)	Сталь 15 кп	10,5—10,9	$\pm 0,2$	35	1940 1700 1450	2,9 3,4 2,5	0,143
То же	То же	10,3—10,8	$\pm 0,25$	14	1940 1700 1450	2,4 3,5 1,9	0,200
5,00 S—20 (для автомобилей Урал-355М)	Сталь МСтЗ кп	9,6—10,3	$\pm 0,35$	19	900 760 600	4,8 2,9 5,3	0,216
7,0—20 (для автомобилей ЗИЛ-130)	Сталь 15кп	10,8—11,2	$\pm 0,2$	12	1550 1250 940	1,5 1,9 1,5	0,086
То же	То же	10,4—11,2	$\pm 0,35$	12	1550 1250 940	3,3 2,0 4,5	0,197

Методика прогнозирования проходимости транспортных средств по морфологическим показателям

Канд. техн. наук И. А. БЕСКИН, Л. А. РОГОВА, С. В. ФЕДОРОВ

Братский филиал Иркутского политехнического института

РЕЗУЛЬТАТЫ первого этапа исследований, направленных на поиск траекторий движителей автомобилей высокой проходимости, обладающих оптимальными морфологическими показателями при движении на возможно большем диапазоне грунтовых поверхностей, изложены в работе [1].

Для проведения второго этапа исследований была рассчитана и изготовлена масштабная вещественная модель движителя с широким диапазоном морфологических показателей (рис. 1). По своим линейным размерам модель не выходила из рекомендуемых [2] для бездорожного транспорта соотношений 1:4, а по удельным весовым данным и нагрузочным характеристикам соответствовала величинам, принятым и реализованным в полноразмерных конструкциях. Форма модели при деформациях напоминает овал Кассини, поэтому она условно названа кассноидом.

Кассноид представляет собой эластичный стальной обод с нанесенными на него миллиметровыми делениями. Этот обод соединен со ступицей системой спиц, изготовленных из пружинной стали. Заделка спиц как на ободе, так и на ступице — жесткая, причем точки крепления смещены по отношению друг к другу на угол более 90°. Это позволяет распределять прилагаемую к ступице нагрузку по значительной дуге обода. Спицы собраны в группы в двух продольных параллельных плоскостях, причем направление пролегания спиралей в каждой из плоскостей взаимно противоположно, чем обеспечивается симметричность по отношению к скручивающим нагрузкам.

Для эксперимента была сконструирована и изготовлена стендовая установка (рис. 2), представляющая собой грунтовый канал, размеры которого позволяли проводить измерения при прокатывании кассноида не меньше, чем на один оборот, а крепление позволяло изменять угол наклона продольной оси канала на $\pm 15^\circ$. В ходе эксперимента канал заполнялся средами, моделирующими различные естественные и искусственные грунтовые поверхности. Подбор среды был осуществлен в соответствии с рекомендациями [2], выражающимися в соблюдении пяти коэффициентов свойств грунта:

$$\frac{C_m}{C_p} = \frac{1}{\lambda}; \quad (1)$$

$$\mu_m = \mu_p; \quad (2)$$

$$\frac{r_m}{r_p} = \frac{1}{\lambda}; \quad (3)$$

$$\theta_m = \theta_p; \quad (4)$$

$$\frac{v_m}{v_p} = \frac{1}{\lambda^{1/2}}; \quad (5)$$

где θ — коэффициент внутреннего трения грунта;
 C — коэффициент связности грунта;
 r — статический радиус кассноида;

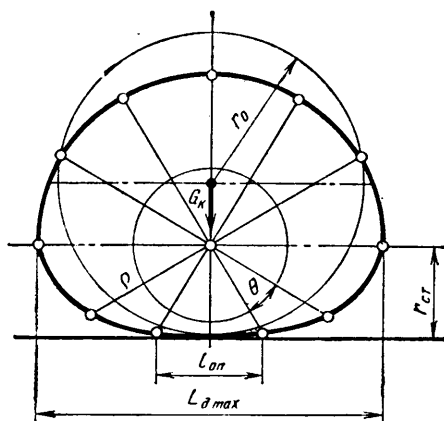


Рис. 1. Схематическое изображение кассноида ($L_{a \max}$ — наибольшая длина колеса)

v — скорость относительного перемещения;
 λ — коэффициент масштаба при моделировании;
 μ — коэффициент трения между грунтом и кассноидом (индекс «м» относится к модели, а индекс «р» — к прототипу).

Для соблюдения условий (1)–(5) в соответствии со сложившейся практикой были использованы как естественные, так и синтетические грунты — моделирующие грунтовые поверхности (МГП):

— МГП-1 — поверхность, обладающая большой жесткостью и по отношению к кассноиду практически недеформируемая; она может рассматриваться как модель бетонной дороги или льда;

— МГП-2 — поверхность, имитирующая слабо деформируемый грунт на твердом основании; может рассматриваться как модель грунтовой дороги в период весенней распутицы при неоттаившем подстилающем слое грунта;

— МГП-3 — поверхность, деформируемость которой больше, чем у МГП-2; может рассматриваться как заснеженный зыбник при накатке его движущимися автомобилями;

— МГП-4 — поверхность, деформируемость которой больше, чем у кассноида; может рассматриваться как тундровый покров летом или как снег, глубиной больше дорожного просвета автомобиля зимой.

В целях контроля и тарирования наряду с синтетическими применялись и естественные грунты:

— МГП-5 — мелкозернистый песок в водонасыщенном состоянии (плавун);

— МГП-6 — мелкозернистый песок с $\theta = 31^\circ$ в воздушно-сухом состоянии;

— МГП-7 — свежевыпавший снег объемным весом 0,24 г/см³ при температуре $-6,5^\circ\text{C}$;

— МГП-8 — мелкозернистый песок при влажности 10%;

— МГП-9 — вода.

Данный набор моделирующих грунтовых поверхностей позволил с достаточной равномерностью покрыть на диаграмме $q_{ср} = f(K_d)$ все поле, характеризующее взаимодействие кассноида с грунтами.

К исследуемому кассноиду прилагались весовая, тяговая и моментная нагрузки в диапазонах, соответствующих принципам масштабного моделирования.

Измерялись следующие величины: статический радиус $r_{ст}$, радиусы-векторы r , длина поверхности контакта кассноида с грунтом $l_{оп}$, вертикальная и горизонтальная силы, приложенные к оси кассноида, крутящий момент, приложенный к оси кассноида, угол наклона грунтового канала θ .

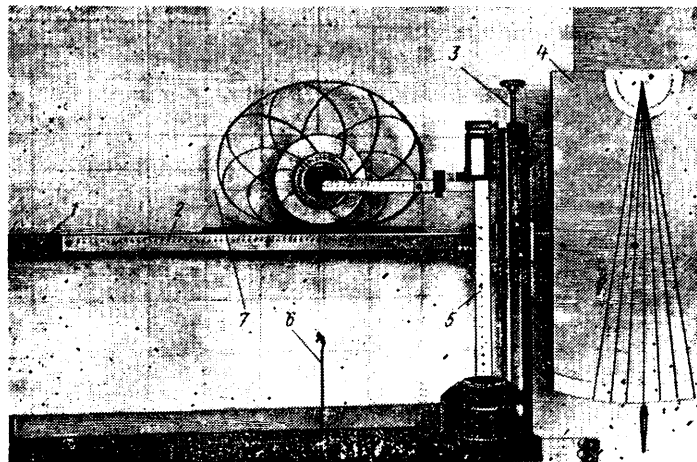


Рис. 2. Кассноид и стендовая установка:

1 — грунтовый канал; 2 — масштабная линейка; 3 — винт понирусного устройства измерения угла наклона продольной оси грунтового канала; 4 — отвес и шкала для измерения углов наклона; 5 — понирусное устройство для определения линейных размеров; 6 — траверса приложения нормальной нагрузки; 7 — масштабная сетка

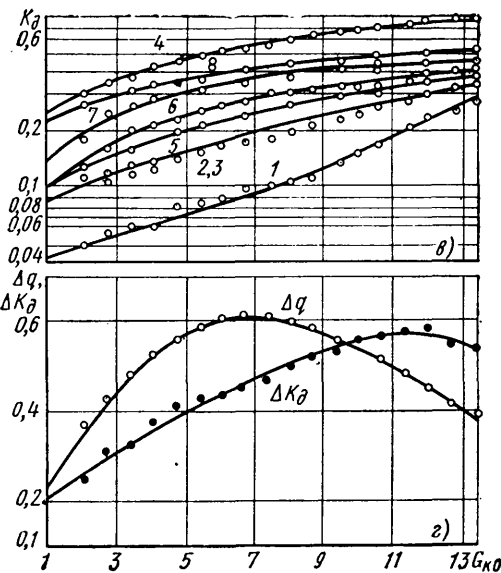
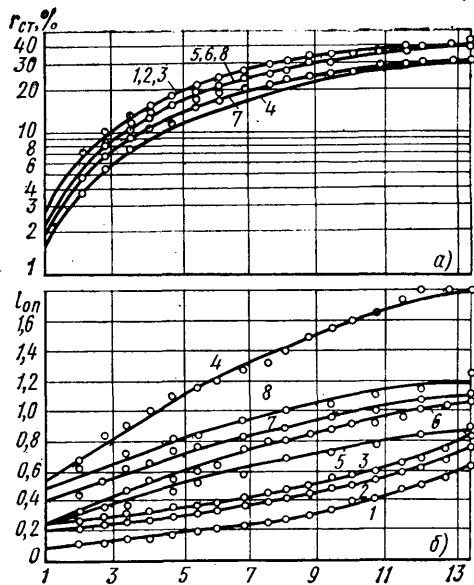


Рис. 3. Зависимости относительного изменения статического радиуса колеса (а), относительного изменения опорной поверхности кассиоида (б), коэффициента использования длины K_d (в) и разностных диапазонов изменения средних удельных давлений и коэффициентов использования длины (г) от величины нормальной нагрузки: 1 — МГП-1; 2 — МГП-2; 3 — МГП-3; 4 — МГП-4; 5 — МГП-5; 6 — МГП-6; 7 — МГП-7; 8 — МГП-8

В качестве производных величин при эксперименте были выбраны: площадь опорной поверхности кассиоида, среднее удельное давление на грунт, коэффициент сопротивления качению, коэффициент использования длины $K_d = \frac{2l_{оп}}{2,1L_{дmax}}$.

определяемый согласно работе [1]. При этом принималось, что длина транспортного средства, имеющего кассиоиды в качестве движителя, равна удвоенному наибольшему размеру кассиоида в продольном направлении плюс 10%-ный зазор между кассиоидами.

Эксперимент проводился прежде всего на МГП-1, как практически недеформируемой и позволяющей определять собственные свойства кассиоида под воздействием прилагаемых нагрузок G_k . Измерения на всех остальных МГП позволили судить о свойствах как самого кассиоида, так и взаимодействующей с ним МГП, т. е. о свойствах системы движитель—грунт.

Результаты экспериментов на вещественной модели. Полученные в ходе эксперимента результаты приведены на рис. 3. Из рис. 3, а, б выявляется важное свойство кассиоида: по мере возрастания нагрузки G_k тем меньше сокращение величины статического радиуса $r_{ст}$, чем больше деформируем грунт, а длина опорной поверхности $l_{оп}$ (в долях от r_0) возрастает в обратной зависимости — чем больше деформируем грунт, тем быстрее возрастает $l_{оп}$. Еще более четко это явление прослеживается на рис. 3, в для K_d .

В отмеченных зависимостях проявляется универсальность и автоматичность кассиоида — его свойство резко снижать $q_{ср}$ и увеличивать K_d по мере возрастания деформируемости грунтов и падения их несущей способности. Это свойство в малой степени присуще обычным движителям: оно может служить критерием универсальности движителя и его пригодности для движения по широкому спектру грунтов.

Охарактеризовать универсальность движителя можно диапазонами средних удельных давлений Δq (полагая, что оказываемое движителем на грунт среднее удельное давление не может превосходить несущей способности грунта) и коэффициентов использования длины K_d в зависимости от прилагаемой нагрузки G_k (рис. 3, г). Оба диапазона имеют явно выраженные максимумы, из которых первый (для Δq) приходится на $G_k=6$, а второй (для ΔK_d) на $G_k=12$. Очевидно, что интервал нагрузок между максимумами диапазонов является оптимумом, в котором преимущества данного кассиоида проявляются особенно остро.

Можно также считать, что вертикальные статические нагрузки на данный кассиоид должны находиться в пределах 6—9 единиц его собственного веса, а оставшийся запас нагрузки до 12 G_k позволит воспринять вертикальные колебания на неровностях грунта.

Эксперименты показали, что разработанные методы масштабного моделирования кассиоида на грунтовой канале с применением как естественных, так и синтетических моделей грунтовых поверхностей позволили выявить зависимости между величинами прилагаемых к кассиоиду нагрузок и возникающих при этом деформаций кассиоида грунта и системы, компонентами которой они являются. Разработанная мас-

штабная модель кассиоида, стенд и использованная методика позволили провести эксперимент в необходимом диапазоне нагрузок и не налагали ограничений на исследование.

Анализ результатов. Рассмотрим зависимости $q_{ср}=f(K_d)$ (рис. 3)*. Мы видим, что для недеформируемой (МГП-1) и малодеформируемых (МГП-2, 3) поверхностей полученные кривые имеют явно выраженный максимум: приходящийся примерно на $\frac{2}{3}$ радиальной нагрузки. Для остальных МГП подобного максимума в явной форме не наблюдается. Отсюда следует, что по мере роста деформируемости грунтов взаимодействие с ними кассиоида описывается все более пологими кривыми, причем каждое приращение Δq вызывает все возрастающие приращения ΔK_d (сравните с рис. 3, г).

Для более подробного рассмотрения этого обстоятельства, имеющего, на наш взгляд, принципиальное значение, соединим между собой точки на кривых $q=f(K_d)$, соответствующие равным приложенным нагрузкам G_k , и назовем образовавшиеся в результате подобной операции кривые линиями равных нагрузок — изофорами. Если кривые $q=f(K_d)$ близки к параболам, то изофоры — к гиперболам. Следовательно, по мере возрастания деформируемости грунта при одной и той же нагрузке на ступицу кассиоида его «флотация» [2] и возможности реализации тяговых качеств возрастают все более значительно. Это явление вызвано тем, что нагрузки от ступицы к ободу передаются не через радиально расположенные спицы или жесткий диск (как в обычных колесах), а через спиральные пружины: концы которых смещены и жестко прикреплены к ободу по касательной. Поэтому они передают на эластичный обод не столько радиальные, сколько тангенциальные усилия. Эластичный обод под действием этих усилий как бы «выстиляется», весьма существенно увеличивая длину контактирующей с грунтом части.

Параболы для МГП-1 и МГП-4, а также гиперболы (изофоры) для $G_k=1,0$ и $G_k=13$ ограничили исследованную в настоящей работе область взаимодействия (рассматривалось только вдавливание кассиоида в МГП под воздействием радиальных сил) кассиоида К-1 с принятыми при эксперименте моделями грунтовых поверхностей. Обозначим эту область буквами К, Л, М, Н, П (рис. 4) и рассмотрим, насколько она

* Объем статьи не дает возможности в полной мере проанализировать результаты исследования.

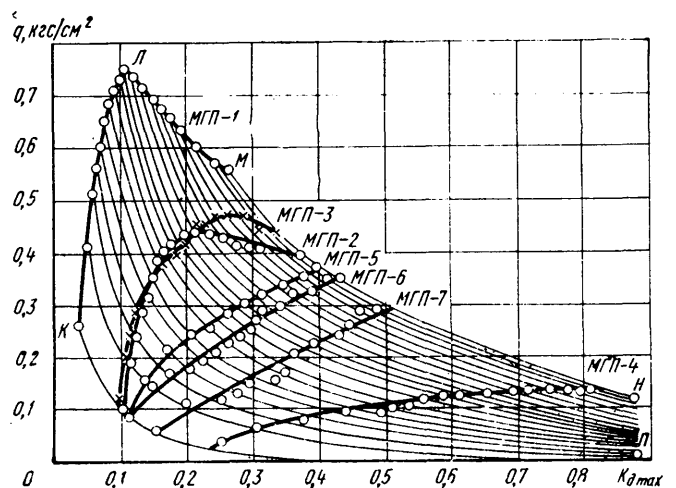


Рис. 4. Итоговая номограмма для прогнозирования проходимости

полна и нельзя ли ее расширить при других условиях эксперимента.

Нижняя часть рассматриваемой области ограничена линией $P-K$ — изофорой $G_K=1$. Очевидно, что ниже нее никакая кривая проходить не может, ибо радиальная нагрузка, прилагаемая к оси кассиоида, не может быть меньше его собственного веса. Точка P соответствует движению по воде погруженного по ступицу кассиоида (МГП-9). Эта точка также является предельной, так как увеличения водоизмещения самого кассиоида можно достигнуть лишь расширением обода, а при этом неизбежно изменится среднее удельное давление q и, следовательно, положение всей области $KLMNP$. Из уравнения

$$q_{cp} = \frac{G_K}{85 K_d} - 0,02, \quad (6)$$

описывающего семейство изофор, видно, что при малых значениях $G_K \approx 1$ получаются отрицательные величины q_{cp} . В связи с этим свободный член в уравнении (6) отражает предварительный натяг при монтаже спиральных спиц. Поэтому правильное было бы рассматривать всю систему координат на рис. 3 смещенной на 0,02 вниз по оси y .

Левая часть области ограничена кривой KL , представляющей собой восходящую ветвь функции $q_{cp}=f(K_d)$ для МГП-1. Поскольку МГП-1 выбрана из условий недеформируемости, то очевидно, что кривая KL отражает свойства данного конкретного кассиоида, его упругую характеристику. Левее и выше ее могут лишь располагаться кривые, характеризующие свойства более жестких движителей (например, автомобильных шин). Таким образом, для данного кассиоида левая граница рассматриваемой области также определена достаточно однозначно.

Верхняя точка L рассматриваемой области представляет собой экстремум функции $q_{cp}=f(K_d)$ для МГП-1 и для данного кассиоида определена соотношением жесткостей спиц и обода. Поэтому в процессе эксперимента эта точка может считаться зафиксированной. Отметим, что область $KLMNP$ имеет единственный максимум. Это означает, что при неизбежных колебаниях, возникающих во время движения транспортного средства по неровной местности, наибольшие давления, оказываемые движителем на грунт, ограничены самой конструкцией кассиоида. Следовательно, не будет разбивания грунтовой дороги, а наоборот, произойдет ее накачивание и выравнивание. Кроме того, при наездах кассиоида на препятствия (даже жесткие) удельные нагрузки на обод будут также ограничены, что может способствовать повышению долговечности конструкции.

Правая верхняя граница области описана линией LMN , на начальном участке совпадающей с послеэкстремальным участком кривой для МГП-1, а в последующем — с изофорой $G_K=13$.

Как было указано выше, увеличение радиальных нагрузок сверх определенного (в данном случае — тринадцатикратного по отношению к собственному весу кассиоида) предела, эффекта не дает. Поэтому правая верхняя граница области $KLMNP$ может быть определена достаточно четко для каждой исследуемой или эксплуатируемой конструкции.

Крайняя правая точка N исследуемой области по своему физическому смыслу соответствует $K_{d \max}$ и поэтому не может превышать значения $K_d=1$. Практически, значений $K_d > 0,88$ из-за необходимости обеспечивать поворот автомобиля достичь не удастся. Следовательно, точка N достаточно четко фиксируется по абсциссе, а ордината ее (при прочих равных условиях) определяется шириной обода данного кассиоида.

В проведенном исследовании нижняя граница отсекается параболой для МГП-4 — поверхности, деформируемость которой выше, чем у исследуемого кассиоида. Подобное ограничение логично, но не предельно. Поскольку плавание по воде нельзя исключить из режимов движения автомобилей высокой проходимости, то очевидно, что нижняя часть границы области NK должна определяться величиной архимедовой силы водоизмещения, действующей на погруженную в воду часть объема кассиоида (при условии его герметизации). Для исследованной модели величина архимедовой силы достигает $G_{K0}=1,0$ только при $K_d=0,87$. Следовательно, необходимо учитывать водоизмещение не только кассиоида, но и корпуса автомобиля. При плавании по воде форма $K-1$ не будет отличаться от окружности, поэтому в качестве водоходного движителя преимуществ перед круглым колесом он иметь не будет.

Изложенное выше показывает, что можно ограничить область $KLMNP$ на графике $q_{cp}=f(K_d)$, внутри которой предполагаются все типы грунтовых поверхностей (от недеформируемых до воды). С ними может взаимодействовать данный кассиоид. Если принять определенное соотношение между

результата взаимодействия движителя с грунтом, то этот график можно назвать графиком опорной проходимости по различным грунтам. Размеры, величина и положение области $KLMNP$ характеризуют универсальность движителя — способность его обеспечить проезд по тем или иным типам грунтов.

По изложенной методике подобные области могут быть построены не только для кассиоида, но и для любого другого движителя; они могут служить критериями проходимости и использоваться для сопоставительной оценки.

Можно рассмотреть и обратную задачу: при движении транспортного средства с эталонными кассиоидами, заранее протарированными на различных грунтах по измеренным значениям q_{cp} и K_d строятся кривые, которые позволяют определить проезжаемость грунта (или маршрута) как некую обобщающую характеристику, подобно тому, как измеряется октановое число бензина на эталонном двигателе. По полученным результатам можно составлять транспортные «карты проезжаемости», выбирать маршруты и время для проезда тех или иных транспортных средств. Чем больше область типа $KLMNP$ для данного транспортного средства, чем больше разность $K_{d \max} - K_{d \min}$, тем выше диапазон возможностей по реализации ценных качеств движителя. Расположенные области $KLMNP$ в поле координат позволяет судить о том, для движения по каким грунтам предназначено данное транспортное средство, где его показатели будут оптимальны.

Изложенное выше позволяет утверждать, что разработанная методика и результаты ее экспериментальной проверки на вещественной модели дали способ прогнозирования опорной проходимости транспортных средств и оценки проезжаемости грунтов при решении транспортных задач по бездорожью.

Проверка полученных результатов на математической модели. Анализ показал, что полученные для различных МГП экспериментальные кривые могут аппроксимироваться следующими математическими зависимостями (для простоты обозначим $q_{cp}=y$, а $K_d=x$):

$$y_1 = 193,9 x_1^3 - 111,0 x_1^2 + 18,97 x_1 - 0,25; \quad (7)$$

$$y_2 = 193,9 x_1^3 - 8,70 x_2^2 + 4,80 x_2 - 0,20; \quad (8)$$

$$y_7 = 193,9 x_1^3 - 1,46 x_7^2 + 1,67 x_7 - 0,07; \quad (9)$$

$$y_5 = 193,9 x_1^3 - 1,23 x_5^2 + 1,41 x_5 - 0,04; \quad (10)$$

$$y_8 = 193,9 x_1^3 - 1,10 x_8^2 + 1,36 x_8 - 0,14; \quad (11)$$

$$y_6 = 193,9 x_1^3 - 0,80 x_6^2 + 1,35 x_6 - 0,25; \quad (12)$$

$$y_4 = 193,9 x_1^3 - 0,33 x_4^2 + 0,55 x_4 - 0,09. \quad (13)$$

Уравнения (7)–(13) описывают процесс взаимодействия одного и того же кассиоида с различными моделями грунтовых поверхностей, составлены относительно одних и тех же переменных q_{cp} и K_d и поэтому представляют собой систему.

Отыскание общего решения любого из уравнений (7)–(13) можно облегчить следующим образом — представить себе входящие в систему уравнения в каноническом виде:

$$Y_i = a_0 + a_1 X + a_2 X^2 + \dots + a_n X^n. \quad (14)$$

и отметим следующие закономерности:

1) знаки коэффициентов a_i при переменной X в нечетных степенях (первой и третьей) — положительные, а в четных (нулевой и второй) — отрицательные;

2) абсолютные значения коэффициентов a_i (кроме случая $i=0$) падают по мере возрастания деформативности грунта, причем при $i=3$ это падение происходит скачкообразно до нуля, а при остальных значениях — монотонно. Общая величина падения абсолютных значений коэффициентов a_i в пределах системы достигает нескольких порядков;

3) по мере возрастания деформативности грунта наблюдается выравнивание абсолютных значений a_1 и a_2 , причем вначале $|a_1| < |a_2|$ примерно после биссекторного угла квадрата соотношение $|a_1|$ и $|a_2|$ меняется на обратное.

Приведенные выше закономерности могут оказаться полезными при аналитическом выражении коэффициентов a_i , т. е. при решении как прямой — отыскания функции типа (14) для данного грунта, так и обратной — определения проезжаемости грунта по известной функции — задаче.

Коэффициенты a_i могут быть также найдены по полученной экспериментальной кривой графоаналитическим методом. Как

известно, график функций типа (8)—(13) представляет собой параболу с вертикальной осью симметрии

$$X = -\frac{a_1}{2a_2}. \quad (15)$$

Если парабола обращена максимумом вверх (как это имеет место в данном случае), то знак перед коэффициентом a_2 — минус. Ордината экстремума определяется по выражению

$$Y_{\max} = \frac{4a_2a_0 - a_1^2}{4a_2}. \quad (16)$$

Величина коэффициента a_0 находится по пересечению параболы с осью Y . Пересечения с осью X дают выражения

$$X_{1,2} = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_2a_0}}{2a_2}. \quad (17)$$

Приведенных выше уравнений достаточно для нахождения конкретного значения коэффициентов a_i .

Как уже упоминалось, уравнения (7)—(13) должны одновременно удовлетворять условию (6), которое можно записать в следующем виде:

$$Y_i = \frac{A}{X_i} - C, \quad (6')$$

где

$$A = \frac{G_{\text{ко}}}{85} \text{ и } C = 0,02,$$

т. е. каждой паре координат X_i, Y_i должна удовлетворять находящаяся на изофоре (6') точка с теми же координатами. Иными словами, конкретные морфологические показатели данного транспортного средства в определенный момент времени и нагрузки находятся пересечением параболы типа (14) с гиперболой типа (6'). Из уравнения (6') видим, что оно определяется величиной коэффициента A , физический смысл которого — радиальная нагрузка, прикладываемая к оси кассиона в долях его собственного веса, деленная на постоянное для данного кассиона число (в данном случае — на 85). Следовательно, для реального транспортного средства величина A зависит от собственного веса и полезной нагрузки (вертикаль-

ные компоненты радиальной нагрузки) и силы тяги (горизонтальная компонента). Отсюда следует, что значением коэффициента A можно управлять в процессе движения транспортного средства (изменением полезной нагрузки или режима движения). Таким образом, мы получаем возможность перехода в пределах области $KLMNP$ с одной изофоры на другую в поисках оптимальной эффективности движения нашего транспортного средства, т. е. можем в значительно больших пределах, чем при любом другом движителе, оптимизировать проходимость.

Отсюда вытекает, что даже кассионд простейшей конструкции, типа $K-1$ является в достаточной степени универсальным движителем, могущим обеспечить выполнение транспортных задач по широкому спектру грунтов. Ведущиеся в настоящее время эксперименты с кассиондом $K-2$, базирующиеся на принципах механики волновых передач [3], могут оказаться перспективными в еще большей степени.

Из изложенного видно, что для теоретического и экспериментального определения проходимости машины по тем или иным грунтам необходимо и достаточно провести морфологический анализ ее показателей по предложенной методике. Методика эта не содержит ограничений, накладываемых конструкцией движителя или свойствами грунта, т. е. является в достаточной степени универсальной.

На данном этапе исследований мы попытались показать, что движитель некруглой формы позволяет рассчитывать на значительно лучшую проходимость по слабым грунтам, чем это может обеспечить круглое колесо, попробовали дать количественную и качественную оценку явления и его причин. Тем самым объективное вещественное моделирование подтвердило выводы, полученные в результатах работ, изложенных в предыдущей статье на основании знакового математического моделирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рогова Л. А., Бескин И. А. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.
2. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность — машина. Пер. с англ. М., «Машиностроение», 1973.
3. Зиновьев В. А., Левитский Н. И., Рубцов В. К. Волновые передачи. ВЗПИ. В сб. трудов № 60, М., 1970.



УДК 629.113:621.73

Особенности кузнечного производства Волжского автозавода им. 50-летия СССР

А. М. КИСЕЛЕВ, Н. А. ЦВЕТКОВ

НИИТавтопром, Волжский автозавод им. 50-летия СССР

КУЗНЕЧНОЕ производство является важным звеном в комплексе заготовительных цехов Волжского автозавода. Оно состоит из двух подразделений: основного кузнечного и ремонтного.

Структура и организация производства предусматривают возможность непрерывного обновления, развития и перспективного расширения производства с учетом частой смены модели автомобиля. По технической оснащенности и энерговооруженности труда, по принципам организации и управления производством кузнечный корпус завода находится на уровне передовых отечественных и зарубежных предприятий.

Техническая подготовка производства, его планирование, материальное обеспечение и контроль качества осуществляются централизованно соответствующими подразделениями металлургического производства, подчиненными директору производства. Ремонт технологической оснастки и оборудования,

все внутрицеховые перевозки осуществляются вспомогательными цехами, которые также подчиняются директору. Функции и ответственность каждого подразделения и их взаимосвязь четко регламентированы.

Основной кузнечный цех площадью 45 684 м² размещен в отдельном здании. Цех имеет шесть продольных пролетов шириной 18 м каждый и пять поперечных шириной 24 м в торцовых частях здания. Вдоль западной стороны цеха расположена трехэтажная пристройка площадью 15 000 м², в которой размещены трансформаторные кабины, административные и подсобные помещения. В подвальном помещении пристройки на глубине 4,5 м установлено 12 кондиционерных установок приточной термовентиляции цеха. Схема технологического потока показана на рис. 1.

Штамповочное оборудование в продольных пролетах сгруппировано по типам и размерам. Наиболее производительные

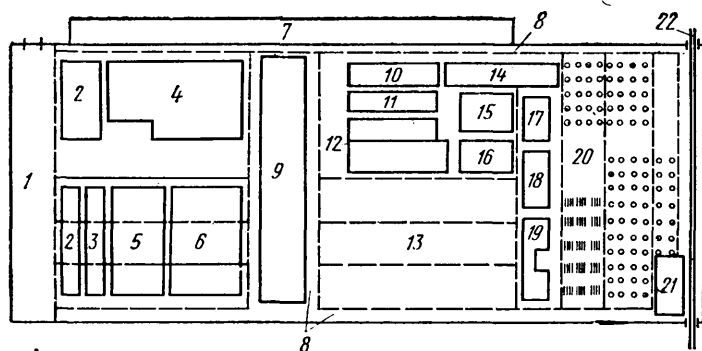


Рис. 1. Схема компоновки кузнечного цеха:

1 — склад готовой продукции; 2 — отдел технического контроля; 3 — участок чеканки; 4 — автоматические линии; 5 — участок очистки; 6 — термические печи; 7 — бытовые помещения; 8 — проезд; 9 — генераторная станция; 10 — обрезающие прессы; 11 — электровысадочные машины; 12 — горизонтально-ковочные машины; 13 — кривошипные горячештамповочные прессы; 14 — участок шлифования; 15 — горячештамповочные пресс-автоматы фирм Хатебур и Пельтцер; 16 — клетевые вальцы; 17 — участок доделки; 18 — прессы для рубки прутков; 19 — пресс-ножницы; 20 — склад металла; 21 — участок отходов; 22 — железнодорожная ветка

машины-автоматы установлены рядом с заготовительным отделением. В центре цеха находится станция генераторов т.в.ч. Кроме того, в цехе установлены пять печей для термообработки поковок, дробеметные установки и чеканочные прессы, две линии изготовления пружин подвески автомобиля, а также линии изготовления штанг стабилизатора поперечной устойчивости и рычага привода регулятора давления задних тормозов. В конце продольных пролетов находится отдел технического контроля, где размещены приборы и установки для контроля готовой продукции. Цех заканчивается поперечным пролетом, где расположен склад готовой продукции площадью 2590 м². В цехе установлено 408 единиц отечественного и зарубежного оборудования.

Для изготовления поковок 57 наименований применяются стали 16 марок. Стальной металлопрокат на завод поставляется металлургическими предприятиями по специальным техническим условиям Министерства черной металлургии СССР. Для их разработки были привлечены коллективы научно-исследовательских институтов и заводов автомобильной и металлургической промышленности. Эти технические условия предусматривают выпуск сталей с более высокими качественными характеристиками и повышенной химической однородностью металла, что достигается благодаря снижению вредных примесей и неметаллических включений, а также меньшей анизотропией механических свойств. Углеродистые и легированные стали имеют пониженное суммарное содержание серы и фосфора ($S+P \leq 0,06\%$). Легированные стали, кроме того, отличаются суженными пределами содержания углерода и поставляются с гарантированной степенью прокаливаемости. В зависимости от вида поковок и способа их изготовления потребляется прокат различного исполнения — горячекатаный, калиброванный, горячекатаный обточенный резцом, шлифованный.

Склад для хранения металлопроката организован по принципиально новой схеме. Поступающий на склад металл разгружается подвесными кран-балками грузоподъемностью 8 т фирмы Пианелли-Траверса (Италия), обеспечивающими доставку металла в любую точку склада. Многоэтажные стеллажи высотой 7 м, где хранятся шлифованные прутки и прутки небольшого сечения, обслуживаются краном-штабелером грузоподъемностью 4 т фирмы Пианелли-Траверса. В заготовительное отделение металл транспортируется теми же кран-балками. Линии изготовления пружин и автоматы для обработки пруткового материала обслуживаются автопогрузчиками с боковой платформой. Все это позволяет более полно использовать площадь склада и сократить трудозатраты. Запас металла на складе рассчитан на работу в течение 50 суток.

Прутки режутся на заготовки заданной длины на механических пресс-ножницах фирмы Фичеп (Италия) с номинальными усилиями 360 и 560 тс на отечественных прессах усилием 160 тс. Каждые пресс-ножницы оснащены приводным рольгангом и автоматическим стеллажом, составляющим автоматическую линию, которая управляется с одного пульта и обслуживается одним рабочим. Производительность линии зависит от количества одновременно отрезаемых заготовок (одна или две), от размеров заготовки, от способа резки (с подогревом или в холодную) и колеблется от 1000 до 3000 шт/ч.

Прутки диаметром более 60 мм перед резкой подогреваются

до температуры 600°C в автоматической проходной газовой трехручьева печи барабанного типа фирмы Хумберт (Италия). Печь является составной частью одной из линий с пресс-ножницами. Производительность печи — до 6000 кг/ч.

Штамповка поковок всей номенклатуры ведется на кривошипных горячештамповочных прессах, горизонтально-ковочных машинах и машинах-автоматах. Поковки изготавливаются двумя способами: облойной штамповкой на кривошипных горячештамповочных прессах и горизонтально-ковочных машинах с последующей горячей или холодной обрезкой заусенцев, а также безоблойной, малоотходной штамповкой (около 40% номенклатуры поковок) на различных специализированных машинах: многопозиционных горячештамповочных пресс-автоматах, автоматических горизонтально-ковочных машинах и др.

Заготовки диаметром 10—100 мм перед штамповкой нагреваются до температуры $1250 \pm 20^\circ\text{C}$ в автоматических индукционных установках фирмы Эльфия (Бельгия). В цехе используются установки двух типов: работающие при напряжении 1000 В частотой 2500 Гц, мощностью 110—1750 кВт и при напряжении 1000 В частотой 8000 Гц, мощностью 40—60 кВт. Последние используются для нагрева заготовок диаметром до 25 мм. Установки проходного типа предназначены для нагрева мерных заготовок (обслуживают кривошипные горячештамповочные прессы), проходного типа — для нагрева прутков (обслуживают автоматы фирм Хатебур и Пельтцер), непроходного типа (тупиковые) — для нагрева концов заготовок (обслуживают горизонтально-ковочные машины), проходные шеевого типа — для нагрева концов заготовок (обслуживают горизонтально-ковочные машины ГKM4", ГKM6" и девятиклетевые вальцы).

Питание индукционных установок электроэнергией производится централизованно от генераторной станции, где установлено 12 горизонтальных генераторов типа ВГФВ мощностью 1500 кВт и частотой 2500 Гц каждый, а также 4 вертикальных генератора типа 2844 фирмы Эльфия мощностью 180 кВт и частотой 8000 Гц каждый. Контроль за работой и управление генераторами осуществляются с центрального пульта.

На кривошипных горячештамповочных прессах с номинальным усилием 700—3000 тс, как правило, штампуется одновременно до четырех поковок (например, крестовина карданного вала, корпус натяжения цепи и т. д.). Широко используются ковочные вальцы. Обрезка поковок производится на двухкривошипных прессах усилием 200—400 тс. Облой обрезается в горячем состоянии с последующей правкой поковки на одном комбинированном или последовательном штампе. Мелкие и тонкие поковки обрезаются в холодном состоянии на прессах усилием 160 тс, сгруппированных в одном месте и оснащенных одним пластинчатым транспортером для уборки отходов.

Поковки изготавливаются методом облойной штамповки на поточных линиях (рис. 2), представляющих цепочку из автоматического нагревателя с бункерной загрузкой, штамповочного и обрезающего прессы. Оборудование расположено поперек пролета в виде ломаной линии и связано между собой переносными цепными транспортерами.

Большинство кривошипных горячештамповочных прессов укомплектовано автоматическими приспособлениями возвратно-поступательного действия для смазки штампов фирмы Ильмат (Италия). Приспособление размещается возле окна боковой стойки прессы и работает по принципу пульверизатора. В качестве смазки применяется водная аммиачная дисперсия коаллоидального графита типа «Аквадаг» (США). Графит в растворе находится во взвешенном состоянии и не осажда-

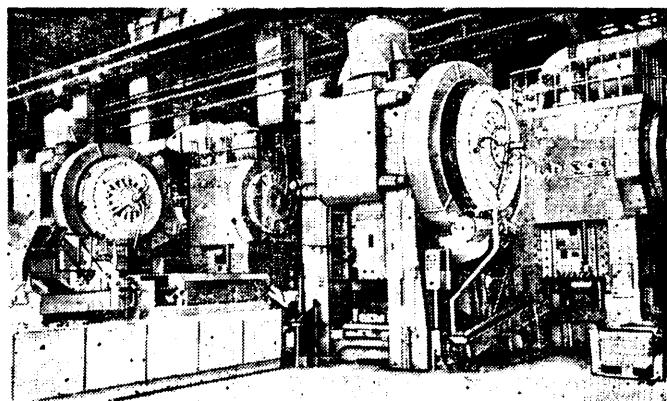


Рис. 2. Поточная линия изготовления поковок на кривошипных горячештамповочных прессах

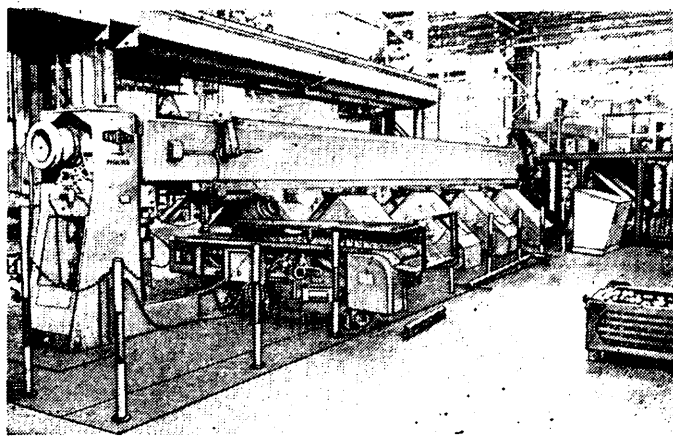


Рис. 3. Автоматические девятиклетевые вальцы фирмы Эумуко

ся на дно бака. Достоинствами смазки являются ее бездымность и хорошая адгезионная способность.

Высокопроизводительные многопозиционные горячештамповочные пресс-автоматы, автоматические девятиклетевые ковочные вальцы, горизонтально-ковочные машины с автоматическим перемещением заготовок по ручьям штампа оснащены автоматическими индукционными нагревательными установками и средствами механизации. Например, поковки полуосей изготавливаются на поточной линии, состоящей из автоматических машин, оснащенных средствами нагрева заготовок, хвостовые части полуосей — на двух автоматических девятиклетевых ковочных вальцах фирмы Эумуко (ФРГ) производительностью 280 шт./ч, где эти детали постепенно обжимаются до требуемого размера по мере прохождения через девять клетей машины (рис. 3). Высадка фланца осуществляется на автоматической горизонтально-ковочной машине фирмы Национал-Кайзер (ФРГ) с вертикальным разъемом матриц. Производительность машины 700 шт./ч.

Для штамповки деталей симметричной формы (шестерен коробки передач, круглых и квадратных в плане фланцев — всего 12 наименований) применяются многопозиционные горячештамповочные пресс-автоматы модели АМ11-30 усилием 200 тс фирмы Хатебур (рис. 4) и усилием 1250 тс модели GF-6 фирмы Пельтцер. Машины оснащены автоматическими индукционными нагревателями проходного типа мощностью соответственно 1250 и 1750 кВт, а также автоматическими стеллажами для хранения прутков и пластинчатыми транспортерами для раздельной выдачи поковок и высадки в тару. Каждый пресс-автомат со средствами нагрева и механизации составляет автоматическую линию, управляемую с одного пульта.

На пресс-автоматах фирм Хатебур и Пельтцер штампуются детали соответственно пяти и семи наименований с производительностью 4200—7200 и 1800—3720 шт/ч. Переналадка машины на новую деталь производится после выполнения двухмесячной программы. Время замены инструмента и переналадки на другую деталь составляет в обоих случаях в среднем 8 ч.

Технологическая оснастка, применяемая в кузнечном производстве, имеет высокую точность изготовления и тщательную отделку. Ее изготовление и ремонт производятся во вспомогательном цехе, который входит в состав металлургического производства и рассчитан на обеспечение потребности в оснастке с учетом частой смены модели автомобиля. Штампы для горячей штамповки изготавливаются из сталей 4Х5МФС и 4Х5В4ФСМ — для кривошипных горячештамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин, из стали 3Х3МЗФ — для автоматов фирм Хатебур и Пельтцер двумя методами: резанием на копировально-фрезерных станках и другим металлорежущим оборудованием, а также электроэрозивной (электроискровой и электрохимической) обработкой. Стойкость штамповой оснастки на Волжском автозаводе в 1,5—2 раза превышает стойкость оснастки на других заводах автомобильной промышленности. Это достигается благодаря применению высококачественных инструментальных сталей с узким диапазоном рассеивания химических элементов, высокому качеству изготовления, многократной термической обработке, азотированию поверхности штампа, а также применению автоматической смазки или охлаждения штампов. В зависимости от метода штамповки, габаритных размеров и сложности конфигурации поковок стойкость штампов составляет: для кривошипных горячештамповочных прессов 10 000—

30 000, для горизонтально-ковочных машин 10 000—25 000, для пресс-автоматов фирм Хатебур и Пельтцер 15 000—50 000 шт.

Благодаря высокой культуре производства и строгому контролю их технологического процесса исключена операция заточки заусенцев на наждачных станках после операции обрезки (за исключением одной поковки — вилки переключения передач). После штамповки большая часть поковок подвергается разным видам термической обработки: улучшению, отжигу, нормализации и изотермическому отжигу в пяти автоматических газовых печах-агрегатах с автоматической регулировкой температуры (рис. 5) фирмы Стейн и Рубэ (Франция). Термообработка поковок производится в поддонах из жаропрочной стали, которые устанавливаются в два ряда и загружаются вручную. Выгрузка и возврат поддонов механизированы и производятся автоматически. Каждую печь обслуживают два человека. Производительность печей для улучшения и изотермического отжига 2000 кг/ч. Около 38% номенклатуры поковок кузнечного цеха (все шестерни, детали коробки передач и рулевого управления) подвергаются изотермическому отжигу. Применение этого прогрессивного вида термообработки позволяет увеличить на 20% скорость резания с соответствующим повышением производительности, уменьшить деформацию деталей после их окончательной химико-термической обработки.

Все поковки очищаются от окалины в дробеметных установках непрерывного и периодического действия фирм Панборн и Банфи (Италия). Установки размещены рядом с термическим отделением в соответствии с технологическим потоком. Стальная дробь (диаметром от 0,5 до 1,4 мм в зависимости от размеров поковок) изготавливается из проволоки на специальных высокопроизводительных автоматах, спроектированных и изготовленных на заводе. В очистном отделении установлены высокопроизводительные до 6 т/ч автоматические универсальные установки непрерывного действия (рис. 6) и специализированные автоматические установки для очистки полуосей, пружин подвески. Все дробеметные установки оснащены сепараторами для очистки дробы от окалины и пылеуловителями. Пылесборная установка, работающая по принципу мокрой очистки, расположена в центре участка. Она состоит из пяти вентиляторов, пяти циклонов и бассейна с водой. Высокая культура производства и надежные средства пылеулавливания позволили разместить очистное отделение в одном помещении с автоматическими линиями.

Рычаги, шатуны, детали рулевого управления подвергаются холодной чеканке на кривошипно-коленчатых прессах фирм Шмерал (ЧССР) и Сантенстаччо (Италия) с номинальными усилиями 1000 тс (три пресса) и 1500 тс (четыре пресса). Процесс чеканки механизирован: применяются шибберные подачи, переключники, шаговые транспортеры.

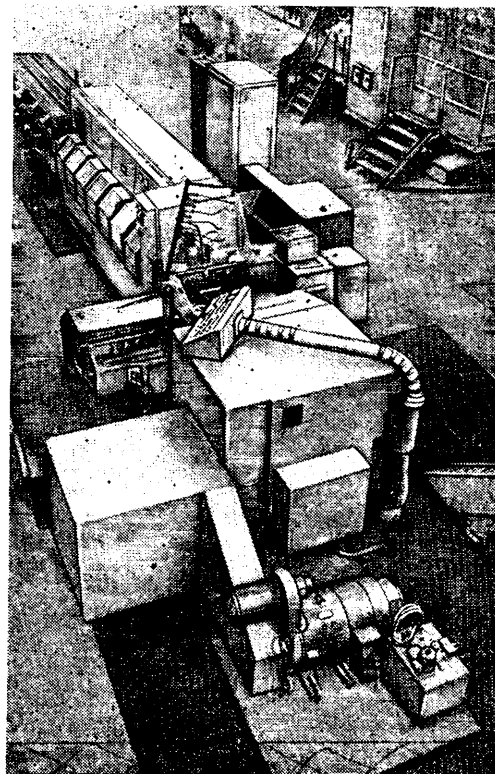


Рис. 4. Горячештамповочный пресс-автомат фирмы Хатебур со средствами нагрева и механизации

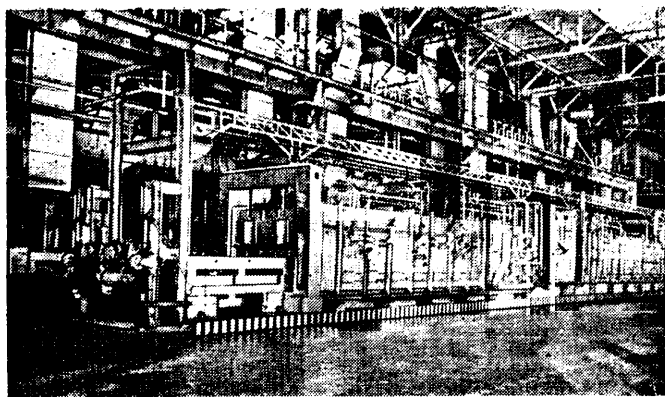


Рис. 5. Автоматическая печь изотермического отжига фирмы Стейн и Рубэ

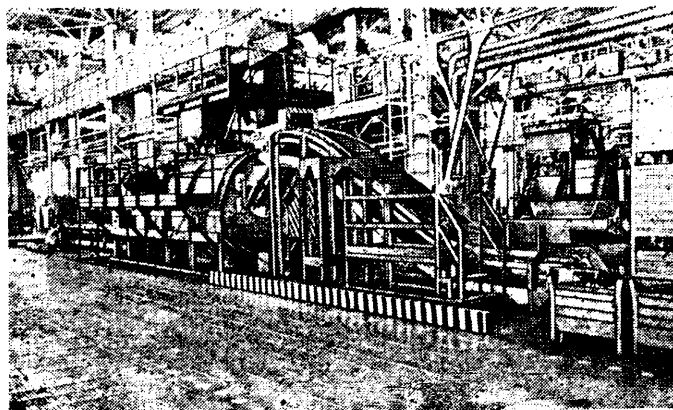


Рис. 6. Автоматическая дробебетная установка непрерывного действия фирмы Пангборн со средствами механизации

Пружины подвески автомобиля, штанги стабилизатора и рычаги регулятора тормозов изготавливаются на четырех многооперационных автоматических и полуавтоматических линиях фирмы ФИАТ с полным циклом изготовления вплоть до сортировки и окраски. Весь процесс отличается высокой производительностью (например, производительность линии пружин 500 шт/ч), широкой механизацией операций, оригинальными конструктивными решениями отдельных машин и звеньев, а также надежностью в работе.

Все поступающие в цех технологические материалы, продукция цеха, а также состояние технологической оснастки и оборудования подвергаются тщательному контролю. Отличительной особенностью организации контроля являются механизация и автоматизация процессов контроля, а также 100%-ный окончательный контроль ответственных деталей (поворотных кулаков, шатунов, деталей рулевого управления) с применением полуавтоматических магнитно-люминесцентных дефектоскопов и автоматов для контроля и сортировки пружин и др.

При анализе оборудования, применяемого на заводе, выявлены следующие конструктивные особенности: повышенная жесткость кузнечного формоизменяющего оборудования, что позволило увеличить точность получаемых поковок; повышенная эксплуатационная надежность, что дает возможность увеличить

межремонтный период и обеспечить безаварийную работу; предельная унификация узлов, деталей и аппаратуры (фрикционные муфты, тормоза, электродвигатели, система смазки, комплектующая электро-, пневмо- и гидроаппаратура), которые поставляются фирмами Сименс, Виккерс, Росс, Трабон и отличаются высокой надежностью и долговечностью.

Комплексное применение прогрессивных технологических процессов, высокий уровень механизации и энерговооруженности труда, а также организации производства обеспечивают получение качественных поковок при высокой производительности труда и низкой трудоемкости изготовления. Проектная трудоемкость комплекта поковок на один автомобиль составляет на заводе 0,882 нормо-часа, а трудоемкость тонны поковок — 10,4 нормо-часа. Широкое использование прогрессивных методов точной штамповки также позволяет снизить норму расхода металла. Коэффициент использования металла, рассчитанный по весу обработанных деталей, составляет 0,63.

Комплекс прогрессивных инженерно-строительных и санитарно-технических решений (свободная планировка оборудования, совершенная приточно-вытяжная вентиляция, изоляция источников шума, хорошие бытовые условия в цехе и др.) создает необходимые предпосылки для высокопроизводительного труда.

УДК 621.575

Вихревой метод автоматической сборки

Д. М. ЛЕВЧУК, канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН

Московский автозавод им. И. А. Лихачева, Московский автомеханический институт

АНАЛИЗ известных методов автоматической сборки показывает, что в их основе лежит жесткая кинематическая схема [1 и 2]. Характерной особенностью этой схемы является то, что не все условия, исключающие заклинивание, выполнимы, и, следовательно, естественные закономерности движений сборочных единиц в процессе сборки можно нарушить, что не позволяет обеспечить высокую надежность работы сборочного оборудования в условиях массового производства.

Сборка соединений происходит в двух последовательных стадиях: относительная ориентация сборочных единиц по поверхностям сопряжения и собственно сопряжение сборочных единиц.

Метод относительной ориентации деталей с помощью вращающегося потока газов учитывает естественные объективно существующие закономерности процесса сборки соединения, не отрывая ориентацию от сопряжения и создавая таким образом единый процесс. Он основан на газодинамических процессах, происходящих во вращающемся потоке газов и воздействующих на сборочную единицу, помещенную в этот поток. Сущность метода заключается в следующем. Сборочная единица помещается в вихревую трубу с зазором порядка 1—5 мм, в которой создается вращающийся поток газов (рис. 1). Под действием сил закрученного потока газов сборочная единица начинает совершать колебательные движения

вихревого характера. Траектория этих движений в пути и во времени зависит от геометрических параметров сборочной единицы и от параметров вихревой трубы и характеристик вихревого потока.

Движение плоских тел типа шайб или коротких валов (рис. 2) можно описать с помощью уравнений Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial e'} \right) - \frac{\partial E}{\partial e} = F_e; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial E}{\partial \varphi'} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi} = M_\varphi.$$

Их решение позволяет получить уравнение свободных колебаний плоского тела, помещенного в вихревую трубу, под действием вихревого потока газов в виде

$$e'' + \left(\frac{G F_2}{m} - \dot{\varphi}_n^2 \right) e = 0, \quad (2)$$

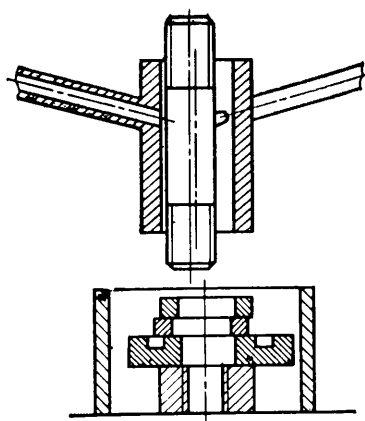


Рис. 1. Принципиальная схема сборки вихревым методом

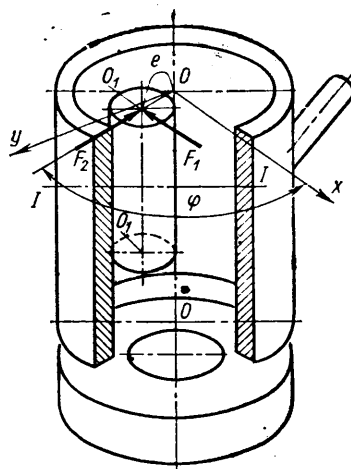


Рис. 2. Схема действия сил на цилиндрическое тело, помещенное в вихревую трубу

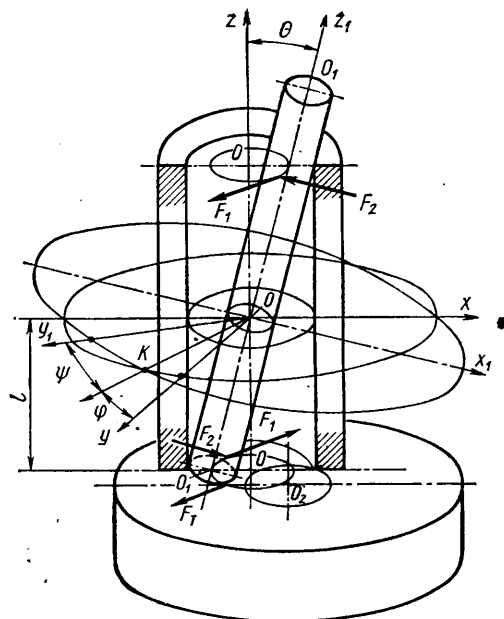


Рис. 3. Принципиальная схема перемещений детали в вихровой трубе

где G_{F2} — нормальная жесткость потока;

m — масса тела или сборочной единицы.

Колебательные движения, описываемые уравнением (2), зависят от величины выражения, заключенного в скобках.

На начальных стадиях процесса происходят свободные гармонические колебания согласно

$$e = -\frac{F_2}{G_{F2}} \cos kt. \quad (3)$$

При увеличении угловой скорости $\dot{\varphi}_n$ и достижении определенных ее значений наступает состояние критического равновесия. Дальнейшее увеличение угловой скорости $\dot{\varphi}_n$ приводит к развитию колебательного движения по развевывающейся спирали согласно

$$e = -\frac{F_2}{G_{F2}} \operatorname{ch}(kt). \quad (4)$$

Таким образом, сборочная единица, помещенная в вихревую трубу, перемещается из первоначального положения в предельное, определяемое геометрическими параметрами вихровой трубы.

Для описания в общем виде движения цилиндрического твердого тела в вихровой трубе под действием вихревого потока газов введем две системы координат: неподвижную $Oxyz$, связанную с вихровой трубой, и подвижную $Ox_1y_1z_1$, связанную с твердым телом (рис. 3). Начало неподвижной и начало подвижной систем координат совпадают с неподвижной точкой O .

Положение твердого тела в заданный момент времени определяется положением подвижной системы координат относительно неподвижной через эйлеровы углы φ, ψ, θ . Обозначим линию пересечения плоскостей xOy и x_1Oy_1 через OK . Эйлеровы углы определяются следующим образом: φ — угол между линией углов OK и осью Oy ; ψ — угол между осью Oy_1 и линией углов OK ; θ — угол между осями Oz и Oz_1 .

Дифференциальные уравнения Лагранжа второго рода и их решение в принятой системе координат позволяют установить движение цилиндрического твердого тела в вихровой трубе на различных этапах развития процесса колебаний. В начальной стадии твердое цилиндрическое тело совершает гармонические колебательные движения относительно положения равновесия согласно уравнению

$$\theta = -\frac{F_2}{G_{F2}e} \sin \left(\sqrt{\frac{J \frac{\omega^2}{2} - J_1 \frac{\omega^2}{4} + 2 G_{F2} e^2}{J_1}} t - \frac{\pi}{2} \right). \quad (5)$$

новесия. При дальнейшем увеличении угловой скорости тело по развевывающейся спирали приближается к внутренней поверхности вихровой трубы в соответствии с уравнением движения

$$\theta = -\frac{F_2}{G_{F2}e} \operatorname{ch} \left(\sqrt{\frac{J \frac{\omega^2}{2} - J_1 \frac{\omega^2}{4} + 2 G_{F2} e^2}{J_1}} t \right), \quad (6)$$

где J и J_1 — моменты инерции цилиндрического тела относительно осей его симметрии.

Исследования показали, что уравнения (5) и (6) справедливы для описания траектории движения цилиндрических твердых тел с соотношением $J_1 > 2J$.

При развившемся вихревом движении твердого тела в потоке газа под действием возникающей силы трения F_T и центробежной силы F_y появляется крутящий момент

$$M_{кр} = F_{Tf}r.$$

Одновременно с перемещением центра O_1 тело вращается вокруг своей оси. За один оборот точки O_1 вокруг точки O произойдет поворот в сторону, противоположную вращению потока на угол

$$\alpha = 2\pi \frac{D_{тр} - D_T}{D_T},$$

где $D_{тр}$ — диаметр вихровой трубы;
 D_T — диаметр цилиндрического твердого тела.

Следовательно, угловая скорость вращения тела вокруг оси O_1-O_1 определяется как

$$\omega_T = \frac{\omega (D_{тр} - D_T)}{2 D_T}.$$

В процессе сборки сборочные единицы входят в контакт друг с другом. При контакте сборочной единицы, помещенной в вихревую трубу, с сопрягаемой сборочной единицей возникает сила трения, существенно влияющая на характер колебательного движения образовавшейся системы сборочных единиц.

Уравнение колебаний системы сборочных единиц имеет вид

$$\theta'' + 2n\theta' + k^2\theta = 0,$$

где n — показатель сопротивления;

k — угловая частота.

При $n < k$ имеем

$$\theta = e^{-nt} \left(\theta_0 \cos k_1 t + \frac{\theta_0 + n \theta_0}{k_1} \sin k_1 t \right).$$

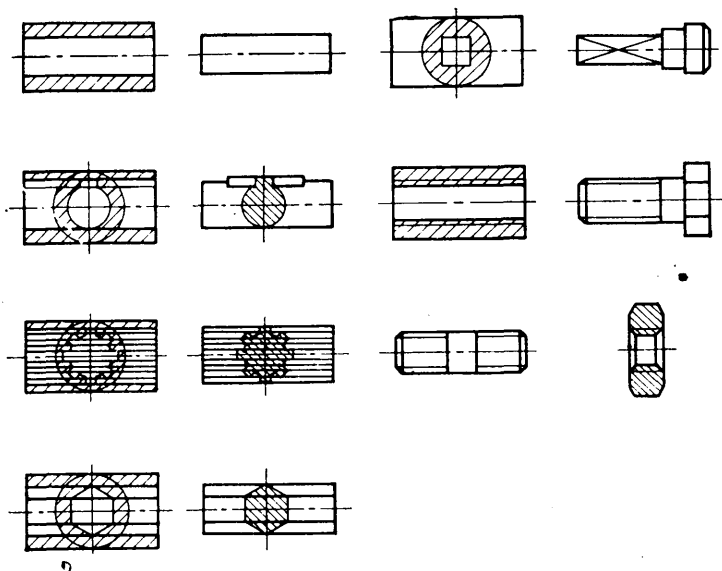


Рис. 4. Сборочные единицы, соединенные вихревым методом

Введя вместо постоянных величин θ_0 и $\frac{\theta'_0 + n\theta_0}{k_1}$ соответственно $A \sin \alpha$ и $A \cos \alpha$, получим уравнение движения в виде

$$\theta = Ae^{-nt} \sin(k_1 t + \alpha). \quad (7)$$

Из сопоставления уравнения (7) с уравнением (5) видно, что отклонения сборочной единицы при наличии сопротивления движению убывают, асимптотически приближаясь к нулю. В колебательном процессе отмечается затухание. Логарифмический декремент этих колебаний

$$\delta = \frac{2\pi}{\sqrt{\left(\frac{k}{n}\right)^2 - 1}}.$$

Для построения кривой движения сборочных единиц в условиях контакта используем фазовую траекторию, определяемую в параметрическом виде двумя уравнениями:

$$\begin{aligned} \theta &= Ae^{-nt} \sin(k_1 t + \alpha); \\ \theta &= Ae^{-nt} [k_1 \cos(k_1 t + \alpha) - n \sin(k_1 t + \alpha)]. \end{aligned}$$

В результате получим семейство кривых, свертывающихся по спирали на начало координат, которое соответствует положению равновесия. При этом наблюдается асимптотическое приближение траекторий к устойчивому фокусу.

Указанные выше зависимости характерны для плоской кривой, подчиняющейся уравнению логарифмической спирали.

Таким образом, сборочные единицы, помещенные в вихревую трубу, при взаимном контакте сближаются сопрягаемыми поверхностями по свертывающейся траектории, близкой к логарифмической спирали.

Для осуществления сборочного процесса достаточно в вихревую трубу поместить одну из сборочных единиц, расположив другую с несовпадением сопрягаемых поверхностей в пределах зоны поиска. Зона поиска определяется геометрией сборочных единиц и сопрягаемых поверхностей, что одновременно составляет исходные данные для определения основных параметров вихровой трубы по установленным зависимостям.

Исследования экспериментальных и опытно-промышленных сборочных устройств, созданных на основе разработанного метода, позволили установить следующее. Применение вращающегося потока газов для автоматизации сборки соединений с гарантированным зазором позволяет успешно решить задачу относительной ориентации сборочных единиц со сложными сопрягаемыми поверхностями (резбовыми, некруглыми, цилиндрическими, без фасок и др.). Метод относительной ориентации с помощью вращающегося потока газов наиболее полно соответствует объективно существующим закономерностям сборки соединений. Он позволяет естественно, без раз-

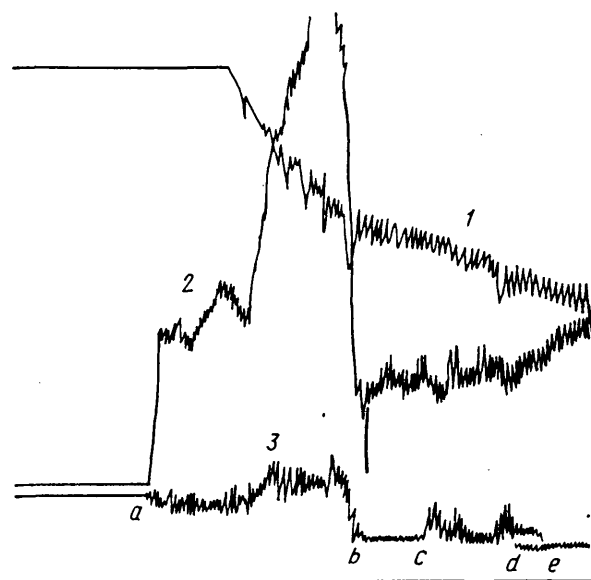


Рис. 5. Осциллограмма сборочного процесса

рыва, перейти от ориентации к непосредственному осуществлению сопряжения в соединении деталей.

С целью визуализации процесса использован метод ускоренной кинофотосъемки в ультрафиолетовых лучах с нанесением люминофора на исследуемые точки и поверхности.

Анализ траекторий движения сборочных единиц обнаруживает хорошее совпадение теоретических выводов с результатами экспериментальных исследований.

Метод относительной ориентации во вращающемся потоке газов характеризуется наличием осевого усилия, создаваемого потоком газов. Исследования, проведенные с помощью тензорезисторов, показали, что осевое усилие знакопеременно и может достигать значительных величин от 0 до 10 кгс в зависимости от входных параметров систем.

Колебания ориентируемой сборочной единицы происходят в широком спектре частот от 16 до 40 000 Гц. Анализ виброграмм показал, что колебания с некоторым смещением по фазе происходят как в радиальном, так и осевом направлениях. Пик частот в октавных полосах от 0 до 200 Гц смещается в сторону увеличения при уменьшении зазора между ориентируемой сборочной единицей и внутренней поверхностью вихровой трубы.

Для определения технологических возможностей метода вращающегося потока газов и определения области его применения исследованы сопрягаемые сборочные единицы широкой номенклатуры, наиболее характерные пары которых представлены на рис. 4.

Осциллографическая запись процесса относительной ориентации и соединения сборочных единиц приведена на рис. 5. Кривая 1 характеризует перемещение системы вихревая труба — деталь, кривая 2 — изменение числа оборотов детали в минуту, кривая 3 — изменение осевого усилия.

Начало процесса характеризуется ростом числа оборотов детали и некоторыми изменениями осевого усилия. В промежуток времени между точками *a* и *b* развивается вихревое движение детали относительно центра вихровой трубы. Одновременно деталь за счет трения воздушного потока о ее поверхность получает однозначное с потоком вращение вокруг своей оси. Далее развитие вихревого движения приводит к контакту детали со стенками вихровой трубы, что сопряжено с ударом, появлением силы трения и крутящего момента, направленного в сторону, противоположную вращению потока газов. В точке *b* скорость вращения детали падает до нуля и затем возрастает.

На участке *b—c* ориентируемая деталь не контактирует с контрдеталью, так как находится во взвешенном состоянии.

На участке *c—d* отмечается контакт сборочных единиц, появление сборочного усилия и скачкообразное изменение числа оборотов. Это объясняется тем, что на участке *c—d* происходит процесс относительной ориентации, сопровождаемый определенным ростом осевого усилия. В точке *d* этот процесс завершается и на участке *d—e* происходит сопряжение деталей. Постепенное снижение осевого усилия на контрдеталь объясняется наличием сил трения по сопряженным поверхностям.

Время относительного ориентирования сборочных единиц

с цилиндрическими поверхностями составляет 0,1—0,2 с, с резьбовыми — 0,2—0,4 с, с некруглыми — 0,3—0,6 с.

Внедренная полуавтоматическая установка для сборки картера редуктора заднего моста автомобиля с бугельными крышками показала высокую надежность разработанного метода в условиях массового производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воронин А. В., Писарев Е. В., Стржемечный М. М. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 9.
2. Воронин А. В., Писарев Е. В., Стржемечный М. М. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 12.

УДК 629.113.002

Поверхностное пластическое деформирование при обработке различных поверхностей

В. Н. БУНТОВ, А. Б. НОВИКОВ, Б. А. ПЕТУХОВ, К. С. АВБАКУМОВ

Ярославский моторный завод

ПРИМЕНЕНИЕ процессов поверхностного пластического деформирования (ППД) способствует разрешению технологических вопросов повышения заданной чистоты поверхностей, которую обычно принятыми способами механической обработки получить весьма затруднительно. Кроме того, за счет упрочнения переходных зон и поверхностей повышаются эксплуатационные качества деталей. Определенный интерес с точки зрения технологических и конструктивных решений представляет применение поверхностного пластического деформирования при обработке цилиндрических, сферических и плоских поверхностей.

Рычаг переключения скоростей коробки передач имеет сферическую головку радиусом $R=10^{+0,04}_{-0,11}$ мм, чистота поверхности которой должна быть $\nabla 7$.

Принятая в настоящее время технология обработки контура детали трудоемка и не обеспечивает стабильного качества как по чистоте, так и по геометрическим параметрам.

Опытные работы по применению обкатки сферы фасонными роликами дали положительные результаты по чистоте и геометрии поверхности.

После обкатывания чистота с $\nabla 4$ — $\nabla 5$ повышается до $\nabla 8$ — $\nabla 9$.

Для ведения процесса была разработана конструкция двухроликовой обкатки с упругими элементами, закрепляемой в поперечном суппорте станка. Таким образом, за одну установку детали от продольного суппорта обтачивается наружный контур рычага, а от поперечного суппорта обкатывается — сфера (рис. 1).

С целью гарантированного проката всей поверхности в зависимости от колебания фактического размера в пределах поля допуска размеры рабочего профиля деформирующих роликов составляют: одного $R=10,11$ и другого $R=10,04$, что соответствует наибольшему и наименьшему предельному размеру детали. Тангенциальный подвод роликов позволяет замкнуть усилие обкатывания в корпусе вильчатой упругой дер-

жавки, при этом значительно снижаются радиальные нагрузки, действующие на деталь и шпиндель станка.

У болтов крепления крышек коренных подшипников блока цилиндров по техническим условиям должна быть чистота стержня и галтелей не менее $\nabla 6$, что диктуется необходимостью обеспечения высокой усталостной прочности детали в процессе эксплуатации. Во время обработки профиля стержня на гидрокопировальных полуавтоматах не удавалось стабильно обеспечить требуемую чистоту.

При выборе чистовой обработки шейки болта предпочтение отдавалось не шлифованию, а обкатыванию, так как при этом достигалась не только требуемая чистота поверхности, но и одновременное повышение эксплуатационных качеств детали за счет упрочнения цилиндрической части и галтелей (рис. 2).

Для обеспечения лучших условий прокатывания ролики выполнялись различного профиля. Один из роликов обкатывал галтели и некоторую часть цилиндра, а второй — оставшуюся часть цилиндрической поверхности. Тарелка пружины клапана двигателя согласно техническим условиям должна иметь чистоту поверхности доньшка не ниже $\nabla 7$. Деталь изготавливается на многшпиндельном токарном автомате из прутка.

После введения процесса поверхностного пластического деформирования вопрос получения требуемой чистоты был успешно разрешен. Совмещение данного процесса с токарной обработкой не увеличивает машинное время автомата.

Аналогичным образом обеспечивается чистота сферического торца шайбы (рис. 3).

За счет введения операций обкатывания поверхностей на автоматах отпадает необходимость в доделочных операциях,

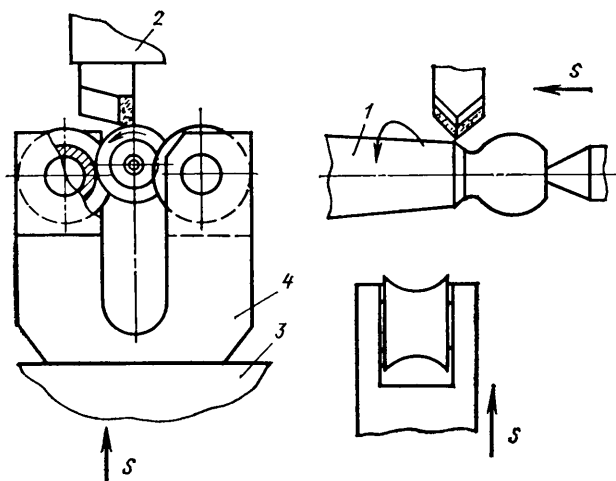


Рис. 1. Обработка сферического конца рычага на гидрокопировальном полуавтомате:

1 — обрабатываемая деталь; 2 — верхний копирующий суппорт; 3 — нижний поперечный суппорт; 4 — инструмент

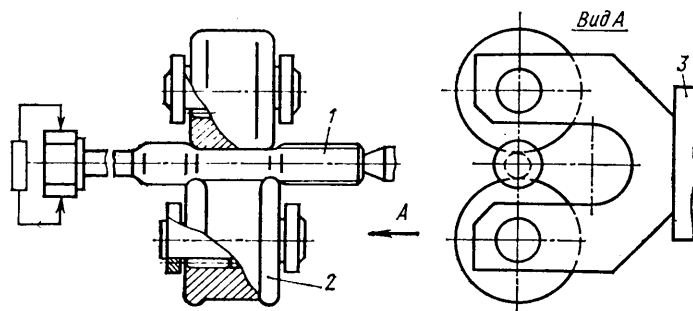


Рис. 2. Обработка двухроликовой упругой обкаткой цилиндрических и радиусных поверхностей на токарном станке: 1 — деталь; 2 — инструмент; 3 — суппорт токарного станка

которые обычно бывают весьма трудоемкими из-за низкой степени механизации работ.

Следует остановиться на использовании резбонакатных станков. На рис. 4 показано обкатывание цилиндрической и радиусной поверхностей ступенчатого валика для достижения чистоты (а) и упрочнения отдельного элемента детали (б).

Чистота $\nabla 9$ на цилиндре и переходной радиусной поверхности валика по ранее действовавшей технологии обеспечивалась на бесцентрово-шлифовальном станке, а переходная часть полировалась шкуркой на токарном станке. Применение обкатывания устранило ручную операцию доводки и стабилизировало получение чистоты поверхностей.

Криволинейная поверхность, образованная двумя радиусами, обкатывалась за счет того, что ось детали во время обка-

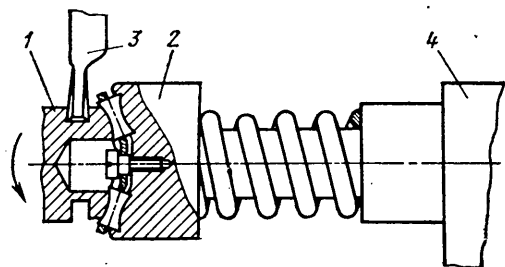
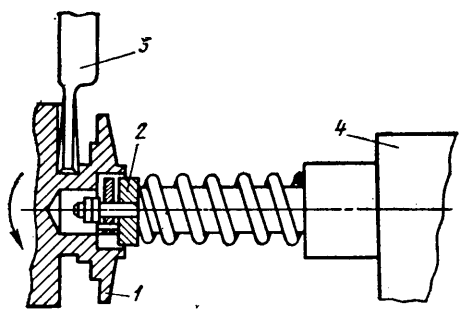


Рис. 3. Обработка поверхностей на многшпиндельных прутковых токарных автоматах торцовыми обкатками: 1 — пруток и обрабатываемая деталь; 2 — обкатка; 3 — отрезной резец; 4 — продольный суппорт автомата

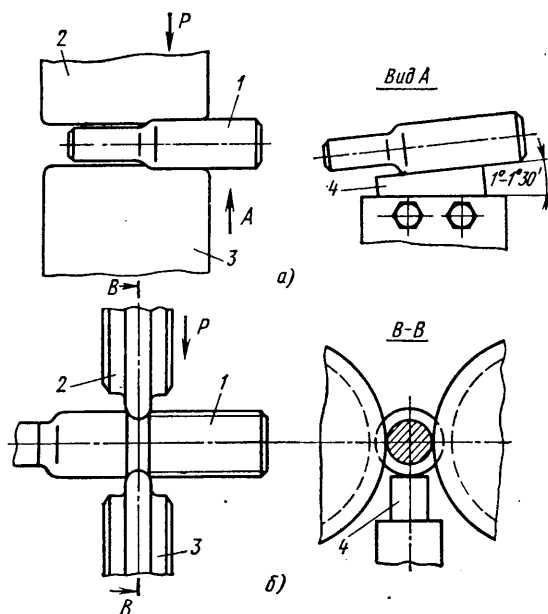


Рис. 4. Обкатывание поверхностей детали на резьбонакатных станках: 1 — обрабатываемая деталь; 2 — подвижный ролик; 3 — неподвижный ролик; 4 — поддерживающий нож

тывания несколько развернута по отношению оси накатных роликов за счет наклона опорного ножа на $1-1^{\circ}30'$. Такой разворот обеспечивает самозатягивание детали и прижим ее к рабочим поверхностям накатных роликов; в противном случае при подобной конфигурации деталь отжимается от радиусных поверхностей накатников.

Для иллюстрации преимуществ процессов поверхностного пластического деформирования по сравнению с обработкой лезвийным инструментом могут служить схемы, приведенные на рис. 5 и 6.

В кожухе сцепления коробки передач предусмотрены отверстия со сферическими поверхностями под шайбы. Запроектированным технологическим процессом предусматривалось выполнение сфер фасонным зенкером.

Однако поиски рациональной геометрии, инструмента и режимов резания не дали положительных результатов по стабильному обеспечению технических условий на чистоту. Введение дополнительной обработки обкатником решило производственную проблему. Операция выполняется на вертикально-сверлильном станке со следующими режимами:

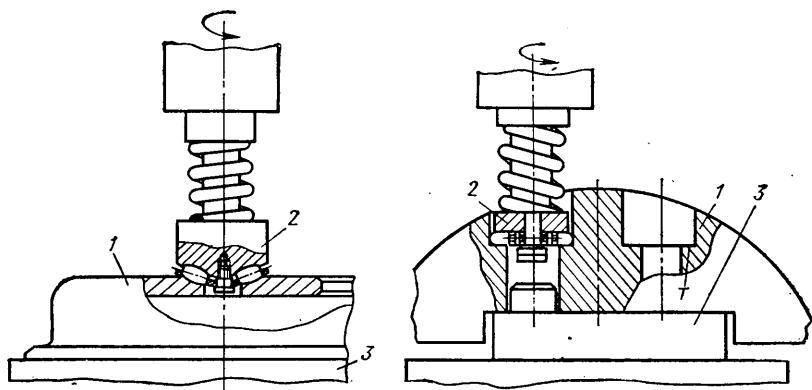


Рис. 5. Обкатывание плоских и сферических поверхностей на вертикально-сверлильном станке: 1 — деталь; 2 — инструмент; 3 — приспособление для легкого поворота детали по отношению к шпинделю станка

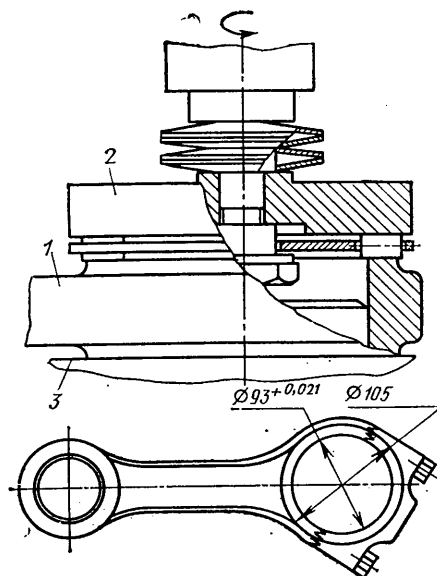


Рис. 6. Обкатывание торцевой плоскости у шатуна дизеля: 1 — деталь; 2 — инструмент; 3 — приспособление для установки детали

$=500$ об/мин, $P=150-200$ кгс, время на обработку одной поверхности 15 с.

Важным условием обеспечения надежной работы двигателя является создание гарантированной плотности соединения при монтаже противовесов на коленчатый вал. Противовесы прикрепляются к коленчатому валу двумя болтами, которые после затяжки с нормированным крутящим моментом завариваются в теле противовеса. Головка болтов должна плотно поджиматься к торцу 1, поэтому важно обеспечить чистоту этого торца не ниже $\nabla 5$.

При обработке на агрегатных многшпиндельных сверлильных станках оказалось затруднительно достигнуть чистоты, заданной техническими условиями.

Поиски более рациональной технологии привели к решению использовать для получения заданной чистоты торцов процесс поверхностного пластического деформирования. Операция осуществлялась трехроликовым торцовым обкатником на вертикально-сверлильном станке. Осевое усилие — 200 кгс, диаметр роликов — 5 мм. Одновременно с чистотой торца повышается твердость поверхности со 155—160 до 180—200 НВ. Последнее обстоятельство особенно важно, так как уменьшает вероятность смятия металла под головкой болта, увеличивая эксплуатационные качества соединения: коленчатый вал — противовес.

Действующий на заводе технологический процесс предусматривает шлифование торца шатуна на двухшпиндельных плоскошлифовальных станках. Однако ввиду нестабильного качества шлифовальных кругов не удавалось получить постоянную чистоту $\nabla 7$. Специалисты лаборатории прогрессивной

технологии завода в результате проведения ряда экспериментов выявили возможность достижения требуемых технических условий с помощью поверхностного пластического деформирования.

На рис. 5 изображена принципиальная конструкция обкатного устройства для обработки поверхностей большой головки шатуна. Обкатка введена дополнительной операцией и

производится после шлифования, чистота поверхности повышается с $\nabla 6$ до $\nabla 8$.

Данный процесс прошел производственную проверку. Полученные результаты позволили отработать оптимальные режимы ($n=275$ об/мин, $P=250$ кгс, время обкатывания на один торец 10 с), которые легли в основу создания высокопроизводительного специального многошпиндельного станка.

УДК 629.113:621.9.047

Технологические и физические основы деформирующе-режущих методов обработки

Канд. техн. наук А. М. КУЗНЕЦОВ

Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

ОСНОВНАЯ часть операций процессов механической обработки построена на использовании методов обработки резанием и холодным пластическим деформированием. Новые методы обработки, сочетающие холодное пластическое деформирование и резание, показали очень высокую эффективность. Например, при протягивании (прошивании) деталей протяжками с чередованием деформирующих элементов и режущих зубьев [1] производительность обработки возросла в 1,5—2 раза, а стойкость инструмента увеличилась в 8—10 раз. Использование опережающего пластического деформирования при точении жаропрочных сталей дало возможность увеличить стойкость резцов в 3—6 раз [2] по сравнению с обычными методами точения.

Рассмотрим технологические и физические основы деформирующе-режущих методов обработки, которые будут способствовать разработке и широкому применению их в автомобилестроении. Значительное повышение эффективности обработки резанием металла, подвергнутого предварительному холодному пластическому деформированию, можно объяснить раскрытием механизма изменения микроструктуры, субмикроструктуры и физико-механических свойств металла в процессе холодного пластического деформирования и последующего резания. Такое раскрытие механизма возможно на основе современных теорий физики и обработки металлов. В результате упрочнения поверхностных слоев металла создается субструктура, способная выдерживать статические и циклические повторяющиеся нагрузки и весьма чувствительная к напряжениям сдвига. Возникающие в процессе резания напряжения сдвига, воздействуя на скопление дислокаций, создают благоприятные условия для зарождения субмикроскопических трещин, которые, переходя в макроскопические, ускоряют отрыв частиц от основного металла.

Образование субструктуры объясняется и современной теорией дислокаций, которые представляют собой дефекты и искажения кристаллической решетки металлов. Основным свойством дислокаций является их высокая подвижность, обуславливающая легкий сдвиг. Под действием касательного напряжения дислокации могут слиться и образовать трещины. Поведение дислокаций таково, что они препятствуют перемещению отдельных частей кристаллов по плоскостям скольжения и для преодоления сопротивления дислокаций при статическом нагружении требуется создавать значительно большие напряжения, чем это необходимо для неупрочненного металла. Следовательно, статическая прочность деформирования поверхностных слоев возрастает. Однако одновременно с ростом количества дислокаций в местах их нагромождений у препятствий образуются субмикроскопические трещины как результат разномещения и взаимодействия дефектов кристаллической решетки.

Эти трещины не проявляют себя при статических нагрузках, а при действии на них напряжений сдвига микроскопические трещины переходят в макроскопические. При определенных условиях холодное пластическое деформирование вызывает образование и развитие трещин. Кроме того, по мере развития трещин все сильнее начинают действовать эффекты концентрации напряжений. До некоторых пор трещина устойчива, однако с дальнейшим ростом степени деформации она достигает критического размера и теряет устойчивость. При последующем срезании такого слоя отдельные микротрещины под действием режущего зуба или самопроизвольно развиваясь создают макротрещину, отделяющую образовавшийся элемент стружки. В этом случае резание будет осуществляться со значительно меньшими усилиями. Кроме того, пластическая деформация способствует измельчению зерен исход-

ного металла, что также благоприятствует улучшению последующего срезания поверхностного слоя и уменьшению сил резания.

На рис. 1 показана экспериментальная зависимость размеров блоков мозаики от величины натяга i , пластического деформирования при протягивании втулок из стали 45. С возрастанием натяга, определяющего степень пластического деформирования, величина блоков мозаики сначала интенсивно убывает, а затем постепенно приближается к определенному пределу.

Эффективность использования предварительного холодного пластического деформирования обуславливается также тем, что пластические свойства металла определяются схемой его нагружения. Чем ближе схема нагружения к условиям всестороннего сжатия, тем выше механические характеристики металла. Осуществляя предварительное холодное пластическое деформирование в условиях простых одноосных нагружений, можно значительно сократить работу по пластической деформации в процессе последующего резания. Важным фактором, обуславливающим эффективность применения предварительного холодного пластического деформирования, является то, что пластическая деформация приводит к значительному изменению физико-химических свойств металлов, особенно адгезионных и диффузионных, определяющих силы резания и износ инструментов.

Учитывая многообразие физико-химических и механических свойств применяемых конструкционных металлов, следует ожидать различного проявления и влияния отмеченных факторов на изменение обрабатываемости резанием. В одних случаях следует ожидать преобладающего влияния таких механических характеристик, как предел текучести и предел прочности. При обработке других металлов большое значение имеют микроструктура, дислокации, диффузионные, адгезионные и другие физико-химические свойства.

Сложность сочетания, взаимодействия и проявления отмеченных выше факторов была подтверждена экспериментальными исследованиями, результаты которых приведены на рис. 2 и 3. Из графиков следует, что кривые зависимости осевого усилия протягивания от величины натяга пластического деформирования различных сталей имеют по две и более экстремальных точек. С увеличением натяга осевое усилие протягивания сначала резко уменьшается, а затем возрастает до определенных величин, после чего вновь уменьшается. Для объяснения характера кривых их сопоставили соответственно с изменением микротвердости от величины натяга (рис. 4). Сопоставление показало, что максимальным значениям силы протягивания соответствуют наибольшие величины микротвердости, а для среза поверхностного слоя минимальной микротвердости требуется наименьшая сила протягивания.

Отмеченное справедливо (см. рис. 4) при обработке сталей марок 20 (а) и 45 (б). Однако указанная закономерность нарушается при обработке стали 12Х2Н4А (в) и совершенно не соблюдается при обработке стали ЭИ347 (г). Поэтому можно считать, что определяющим факто-

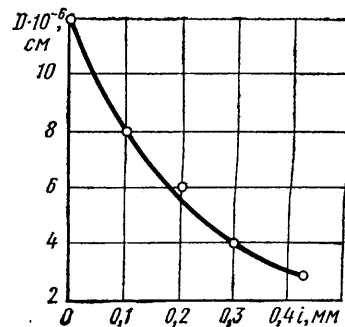


Рис. 1

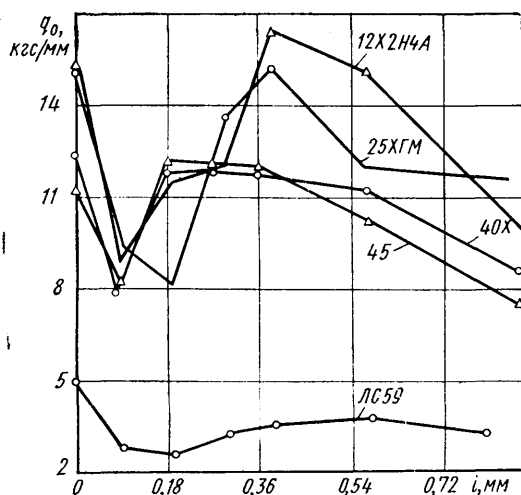


Рис. 2

ром изменения сил протягивания стали ЭИ347 являются ее адгезионные свойства в паре с материалом обрабатывающего инструмента. Указанным объясняется незначительное уменьшение сил протягивания при пластическом деформировании стали ЭИ347 с небольшими натягами. Силы протягивания уменьшаются при росте натягов до 0,09—0,18 мм. Увеличение натягов до 0,35—0,65 мм приводит к росту сил протягивания, причем интенсивность роста зависит от марки обрабатываемого материала. В этом случае вновь наблюдается снижение сил протягивания до величин, меньших, чем при натягах 0,09—0,18 мм. Все это послужило основой для важного научного и практического вывода об использовании перенаклепа материала в качестве положительного фактора для улучшения его обрабатываемости резанием.

Таким образом, повышение эффективности обработки резанием путем применения холодного пластического деформирования основано на использовании следующих положительных факторов и явлений.

1. В результате пластического деформирования обрабатываемого поверхностного слоя создается структура, способная выдерживать значительные статические и циклические повторяющиеся нагрузки и весьма чувствительная к напряжениям сдвига.

2. Пластическая деформация обеспечивает измельчение зерен исходного материала, что создает благоприятные условия для последующего процесса резания.

3. В местах нагромождения дислокаций у препятствий образуются субмикроскопические трещины, которые при действии напряжений сдвига перерастают в макроскопические.

4. По мере развития трещин все сильнее действуют эффекты концентрации напряжений. До некоторых пор трещина остается устойчивой, но с дальнейшим повышением степени деформации она достигает критических размеров и теряет устойчивость. Отдельные микротрещины под действием режущего элемента, или самопроизвольно развиваясь, создают макротрещины, отделяющие образующиеся элементы стружки.

5. Наряду с поперечными трещинами в поверхностном слое образуются продольные трещины, расположенные в плоскостях, параллельных обрабатываемой поверхности. На глубине залегания продольных трещин металл режется со значительно меньшими усилиями, чем на других глубинах.

6. Пластические свойства металла зависят от схемы его нагружения. Пластическая деформация при резании металла происходит в условиях сложного напряженного состояния с преобладанием напряжений сдвига, а деформирование деформирующим элементом осуществляется в условиях одноосного сжатия или растяжения. Вследствие этого достижение одной и той же деформации во втором случае будет обеспечено с затратами значительно меньшей энергии (усилий).

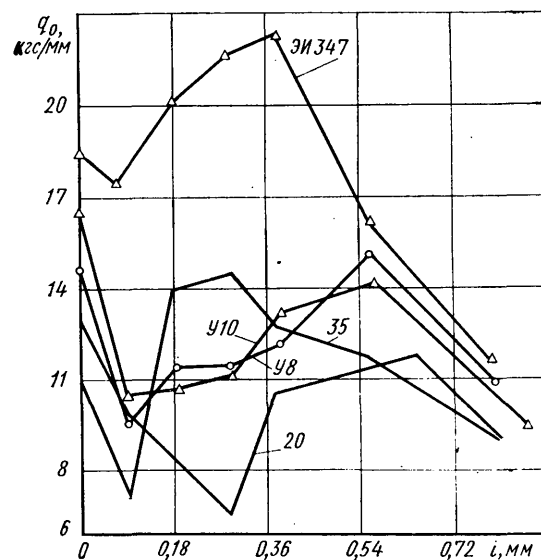


Рис. 3

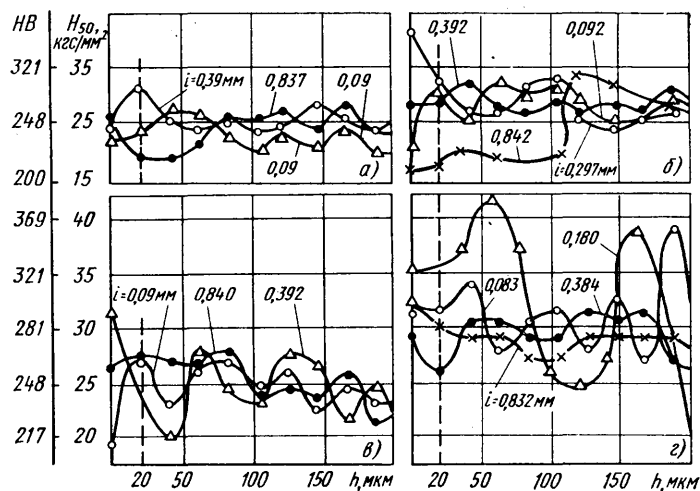


Рис. 4

7. При холодном пластическом деформировании изменяются не только механические, но и физико-химические свойства, особенно адгезионные и диффузионные способности, определяющие величину сил резания и износ инструментов. Предварительное холодное пластическое деформирование труднообрабатываемых материалов обеспечивает уменьшение явлений адгезии при резании и способствует повышению стойкости инструмента и снижению сил резания.

Из изложенного следует, что применение холодного пластического деформирования в сочетании с резанием является высокоэффективным направлением повышения производительности и качества, а приведенные экспериментальные данные могут использоваться для разработки новых деформирующе-режущих методов обработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов А. М., Марин А. З. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 4.
2. Подураев В. Н. и др. — «Вестник машиностроения», 1971, № 4.

Стенды для статических испытаний деталей и узлов автомобилей

НА БРЯНСКОМ автозаводе спроектированы и изготовлены стенды для статических испытаний деталей и узлов. Эти стенды отличаются простотой конструкции и универсальностью, поэтому на них можно испытывать автомобильные детали и узлы любой конфигурации.

На рис. 1 приведена кинематическая схема стенда для статических испытаний деталей и узлов на сосредоточенные нагрузки. На этом стенде завод испытывает различные конструкции швартовочных и буксирных узлов, кронштейнов неуправляемых колес и др.

Стенд состоит из электродвигателя 1, клиноременной передачи 2, двух червячных редукторов 3 и 4 привода лебедки автомобиля ЗИЛ-131, предохранительной муфты 5, упорного подшипника 6, гайки 7, неподвижной стойки 8, винта 9, неподвижной втулки 10, ползуна 11, индикатора 12, динамометра растяжения 13, опорной стойки 14, упора 15, жестко

втулке 10 установлена шпонка 18, скользящая в шпоночном пазу ползуна 11. В крайних положениях ползуна 11 установлены концевые выключатели 16, которые при воздействии на них упора 15 отключают электродвигатель 1. Для предохранения стенда от поломки при нагрузке, превышающей допустимую, установлена предохранительная муфта 5. Величина усилия, действующего на испытываемую деталь определяется по показаниям индикатора 12.

Динамометр растяжения (рис. 2) состоит из вала 1, двух скоб 2, стержня 3, винтов 4 и 5 и индикатора 6. Стержень 3 проходит свободно через отверстия, просверленные в скобах 2 и в валу 1, и одним концом закреплен в скобе 2 винтом 4, а вторым концом упирается в ножку индикатора 6, закрепленного винтом 5 во второй скобе 2. Скобы 2 жестко закреплены на валу 1. Под воздействием растягивающих усилий вал 1 вместе с закрепленными на нем плеча-

Стенд состоит из электродвигателя 1, колодочного тормоза с электромагнитом 2, клиноременной передачи 3, двухступенчатого червячного редуктора 4, муфты 5, бортресудктора 6 трактора, нониуса 7, диска с делениями 8, индикатора 9, динамометра кручения 10 и опорной стойки 11.

Электродвигатель 1, колодочный тормоз 2 и редукторы 4 и 6 закреплены на сварной раме, которая на чертеже не показана, и установлены на фундаментной плите. На этой же фундаментной плите закреплена опорная стойка 11. Динамометр кручения 10 прикреплен к выходному фланцу бортресудктора 6. Испытуемая деталь 12 прикрепляется ко второму фланцу динамометра 10 и к опорной стойке 11. Нониус 7 прикреплен неподвижно к корпусу бортресудктора 6.

Стенд работает следующим образом. При включении электродвигателя 1 через динамометр 10 передаются усилия кручения на испытываемую деталь 12, же-

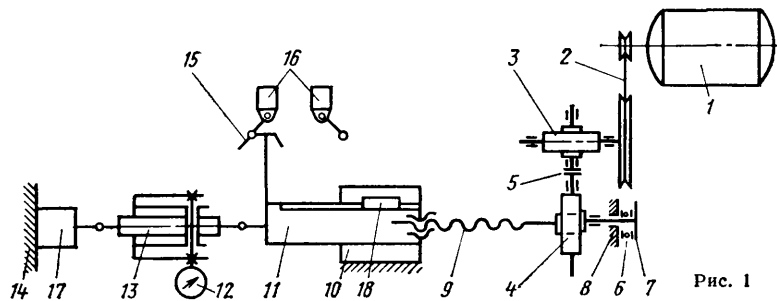


Рис. 1

связанного с ползуном 11, и двух концевых выключателей 16.

Электродвигатель 1, червячные редукторы 3 и 4, опорные стойки 8 и 14, втулки 10 жестко закреплены на специальной фундаментной плите, которая не показана на рис. 1. Жесткость фундаментной плиты должна быть достаточной для восприятия усилий, передаваемых на нее опорными стойками 8 и 14. Динамометр 13 связан шарнирно с ползуном 11 и с испытываемой деталью 17, которая жестко закреплена на стойке 14. Испытуемая деталь 17 должна быть установлена таким образом, чтобы действующее на нее усилие было направлено вдоль оси ползуна 11.

Стенд работает следующим образом. При включении электродвигателя 1 через клиноременную передачу 2 и червячные редукторы 3 и 4 передается вращение на винт 9, который перемещает ползун 11 во втулке 10 и через динамометр 13 передает усилия на испытываемую деталь 17. Для предотвращения проворачивания ползуна 11 в неподвижной

ми скоб 2 удлиняются. При этом прогибаются свободные плечи скоб 2 одна навстречу другой, и стержень 3 перемещается при этом ножку индикатора 6, стрелка которого показывает суммарное перемещение свободных плеч скоб 2. После проведения соответствующей тарировки динамометра по показаниям стрелки индикатора 6 определяется величина растягивающих усилий, действующих на динамометр. Техническая характеристика стенда следующая:

Наибольшее рабочее усилие в кгс	40 000
Наибольшее перемещение ножки индикатора, соответствующее нагрузке 40 000 кгс, в мм	1,19
Скорость перемещения ползуна в мм/с	0,0322
Электродвигатель:	
тип	A41-6
мощность в кВт	1
число оборотов в минуту	930

На рис. 3 показана кинематическая схема стенда для испытаний на статическое кручение. На этом стенде испытываются редукторы ведущих мостов автомобиля, карданные валы и др.

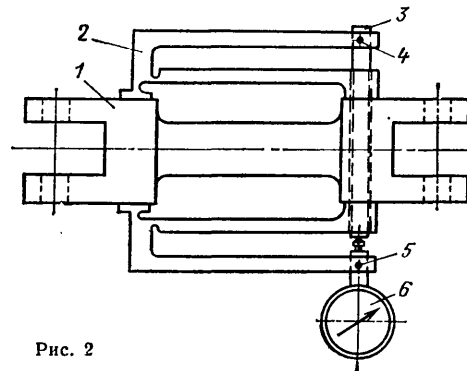


Рис. 2

стко закрепленную к неподвижной опоре 11. Величина крутящего момента определяется по показаниям индикатора 9, а угол закручивания — по показаниям нониуса 7 и диска с делениями 8.

Динамометр кручения (рис. 4) состоит из торсионного вала 1, трубы 2, стержня 3 стопорного винта 4 и индикатора 5.

Труба 2 одним концом жестко закреплена на торсионном валу 1. На другом ее конце закреплён индикатор 5 при по-

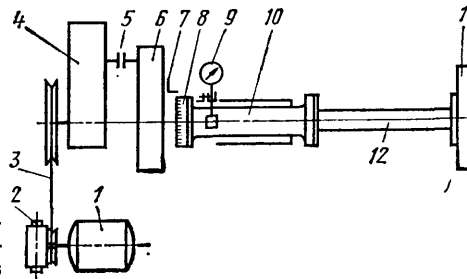


Рис. 3

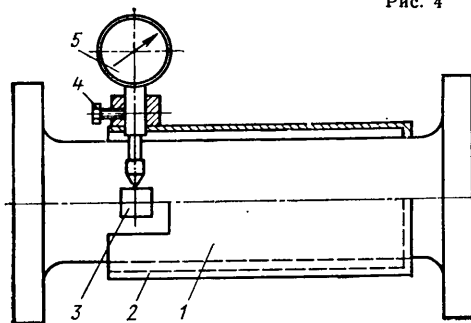


Рис. 4

мощи болта. Ножка индикатора 5 упирается в стержень 3, который жестко закреплен на торсионном валу 1. При закручивании торсионного вала 1 поворачивается труба 2 с индикатором 5. При этом ножка индикатора 5, упираясь в стержень 3, перемещает стрелку индикатора 5. После соответствующей тарировки динамометра по показаниям стрелки индикатора 5 определяется крутящий момент, действующий на динамометр. Техническая характеристика стенда следующая:

Наибольший рабочий крутящий момент в кгс·м	2500
Скорость закручивания в град/с	0,285
Электродвигатель:	
тип	АО51-6
мощность в кВт	2,8
число оборотов в минуту	950

Канд. техн. наук Р. М. ХАИМОВ,
М. А. ШЕВИК

Брянский автозавод

УДК 629.113(520)

Японская автомобильная и мотоциклетная фирма Хонда Мотор

ФИРМА Хонда Мотор К°, Лтд., созданная в 1948 г., известна как крупнейший в мире производитель мотоциклов и ведущее в Японии предприятие по производству автомобилей с двигателем рабочим объемом 360 см³ и меньше.

Япония в 1960 г. заняла первое место в мире по производству мотоциклов и удерживает его до настоящего времени.

В 1971 г. фирма изготовила 1,9 млн. мотоциклов и мопедов. Это больше, чем общий выпуск мотоциклов и мопедов во Франции и Италии вместе взятых в том же году (1,8 млн. шт.). В табл. 1 показана структура производства мотоциклов основных мотоциклетных фирм Японии в 1972 г.

Экспорт мотоциклов из Японии в 1972 г. по сравнению с предыдущим годом увеличился на 7%, хотя экспорт мотоциклов фирмы Хонда снизился на 5,4%, а в 1973 г. — на 0,7%. Это объясняется главным образом увеличением фирмой производства и экспорта автомобилей.

Производство автомобилей на заводах фирмы начато в 1962 г. В течение 1972 г. было изготовлено 330 тыс. автомобилей, включая микролитражные с двигателем рабочим объемом 360 см³. По объему производства автомобилей Хонда заняла пятое место после крупнейших автомобильных фирм страны: Тоёта Мотор К°, Лтд.; Ниссан Мотор К°, Лтд.; Тоё Когё К°, Лтд.; Мицубиси Моторз Корпорейшн.

Из общего количества автомобилей, выпущенных фирмой в 1972 г., 34 тыс. автомобилей имели двигатели рабочим объемом 1000—1300 см³. Остальные 296 тыс. автомобилей оборудованы двигателями рабочим объемом меньше 360—1000 см³, причем 90% из них снабжены двигателями рабочим объемом 360 см³. По производству и реализации автомобилей этого класса на внутреннем рынке фирма занимает первое место в стране. В табл. 2 показано, как реализовались

японские микролитражные автомобили на внутреннем рынке страны в 1972 г.

Акционерный капитал фирмы вырос очень быстро: в 1948 г. он составлял 1 млн. иен, в 1957 г. — 360 млн. иен и в 1968 г. — 18 180 млн. иен. Оборот от реализации продукции за полугодие увеличился с 7,7 млрд. иен в 1954 г. до 151,5 млрд. иен в 1971 г. Чистая прибыль за полугодие возросла с 313 млн. иен в 1967 г. до 5042 млн. иен в 1971 г. по объему оборота и чистой прибыли фирма Хонда занимала третье место после крупнейших автомобильных фирм страны — Тоёта и Ниссан.

На февраль 1972 г. численность персонала фирмы (включая научно-исследовательский центр, заводы и др. организации без системы сбыта) составляла 18 079 человек, в том числе рабочих — 70%, служащих — 30%.

Фирме принадлежат четыре завода. В июне 1953 г. было закончено строительство завода Сайтама (пригород Токио), который специализирован на производстве главным образом двух- и четырехтактных двигателей рабочим объемом от 360 см³ и менее до 750 см³ и более. Изготовление двигателя на заводе начинается от заготовки до полной сборки и обкатки. В настоящее время выпускается 30 тыс. двигателей в месяц. Кроме двигателей, на заводе производятся трансмиссии и ведущие мосты в сборе с силовым агрегатом (двигателем), которые поставляются на завод Саяма фирмы Хонда, где выпускаются автомобили.

В 1954 г. введен в эксплуатацию завод Хамамацу (в 100 км от г. Нагоя), специализированный на производстве мотоциклов, в том числе с двигателем рабочим объемом 750 см³. Около 8% изготовленных на заводе мотоциклов идет на экспорт. На этом заводе изготавливается также продукция 33 наименований: карбюраторные двигатели, сельскохозяй-

ственные машины и инвентарь, переносные электрогенераторы и др.

В пригороде г. Нагоя в 1960 г. построен завод Судзука, специализированный на производстве легковых автомобилей Хонда 1300 и Хонда Сивик. У двигателя последнего автомобиля пониженная токсичность отработавших газов, в связи с чем он пользуется большим спросом как внутри страны, так и за рубежом.

Для удовлетворения растущего спроса фирма вложила около 20 млрд. иен в строительство новой сборочной линии. В середине 1973 г. выпуск завода составлял 22 тыс. автомобилей в месяц. Мотоциклетное отделение завода выпускает около 100 тыс. мотоциклов в месяц. Отделение в кооперации с заводом Хамамацу этой же фирмы в 1971 г. изготовило более 130 базовых моделей и модификаций мотоциклов.

В мае 1964 г. вступил в строй завод Саяма (32 км от Токио), специализированный на производстве легковых автомобилей с двигателем рабочим объемом 360—600 см³. В октябре 1970 г. завод выпустил 30 тыс. автомобилей в месяц.

Станкостроительное отделение завода Саяма в 1972 г. выделилось в самостоятельную дочернюю компанию Хонда Энжиниринг К°, Лтд. В компании занято 610 человек, в том числе в административно-управленческих и снабженческих подразделениях (отделы материального снабжения, кадров, плановый и бухгалтерский) — 50 человек, в проектно-технических подразделениях (отделы производственной технологии, проектный, патентно-лицензионный, а также консультативный совет по технологии производства) — 30 человек, в конструкторских подразделениях (отделы конструкторский, перспективного развития, исследовательский) — 130 человек. В производственных подразделениях (отделы механической обработки, сбор-

Таблица 1

Фирма	Производство (в тыс. шт.) по рабочему объему двигателей					% к итогу
	до 50 см³	51—125 см³	126—250 см³	251 см³ и больше	Всего	
Хонда	583 675	708 822	152 839	428 557	1 873 893	52,6
Ямаха	203 666	379 491	140 616	129 544	853 317	23,9
Судзуки	178 643	225 576	83 120	107 583	594 922	16,7
Кавасаки	—	98 208	41 586	78 264	218 058	6,1
Прочие	947	24 109	—	—	25 056	0,7

Таблица 2

Фирма	Автомобили		
	легковые	грузовые	общее количество
Хонда	148 624	92 426	241 050
Судзуки	100 718	122 045	222 763
Дайхацу Когё	90 549	127 732	218 281
Мицубиси	67 572	72 553	140 125
Фуэзи Хэви Индастриз	50 779	41 036	91 815
Тоё Когё	16 226	30 054	64 280

ки, изготовления деталей и узлов и отдел ремонта и обслуживания) занято 400 человек.

Станочный парк этой компании имеет более 200 высокопроизводительных в большинстве случаев агрегатных автоматических станков, в том числе четыре станка с числовым программным управлением.

Компания проектирует и изготавливает автоматические линии, агрегатные станки и другое спецоборудование для заводов фирмы Хонда Мотор. Эти линии на 80% оснащены спецоборудованием компании Хонда Мотор Энциринг К^о, Лтд., что составляет около 20% стоимости всего оборудования заводов фирмы Хонда Мотор.

Рост спроса на легковой автомобиль Хонда Сивик с форкамерным двигателем, отработавшие газы которого по токсичности отвечают требованиям японских и американских стандартов, планируемых на 1975 г., вызвал необходимость сооружения пятого завода. Этот завод будет специализироваться на производстве только автомобиля Хонда Сивик. Предполагается, что он вступит в строй в 1975 г. На строительство завода выделено 50 млрд. иен (167 млн. долл.). Предусматривается выпускать 20 тыс. автомобилей в месяц (240 тыс. в год). С постройкой нового завода намерено довести мощности фирмы по производству легковых автомобилей с двигателем рабочим объемом 1000 см³ и более до 35 тыс. шт. в месяц (420 тыс. в год). В настоящее время фирма Хонда Мотор находится в процессе превращения из мотоциклетной фирмы в автомобильную. В феврале 1972 г. структура реализации продукции фирмы составляла: 49% мотоциклы, 35,6% автомобили, 2,4% сельскохозяйственные машины и инвентарь, 13% запчасти и прочая продукция.

На февраль 1972 г. общая площадь территории заводов фирмы Хонда Мотор равнялась 1 769 255 м², производственная площадь — 549 143 м², стоимость оборудования — 20 826 млн. иен, общие капиталовложения в заводы — 45 747 млн. иен. Основные технико-экономические показатели по отдельным заводам фирмы в 1972 г. приведены в табл. 3.

талоємкость японского автомобиля за 1960—1967 гг. снизилась почти в два раза. В последнее десятилетие автоматизация производства, широкое применение ЭВМ, новая организация и управление как производством, так и сбытом продукции потребовали значительного увеличения административно-управленческих расходов (в 1959 г. — 9%, в 1972 г. — 13%).

Фондоотдача по заводам фирмы Хонда Мотор снижалась: в 1960 г. она составляла 2,6; в 1964 г. — 2,1; в 1970 г. — 1,6 иен.

Оборачиваемость материально-производственных запасов фирмы в 1968 г. — 10,0 раз, в 1970 г. — 12,9 раз.

Совокупность приведенных показателей деятельности фирмы Хонда Мотор отражает высокую эффективность ее производственного аппарата. Повышению эффективности производства способствует Научно-исследовательский центр, который в июне 1960 г. выделился из фирмы Хонда Мотор на правах самостоятельной дочерней компании. Общая территория центра — 66 500 м², площадь под зданиями и сооружениями — 20 200 м². На строительство центра было затрачено 4,2 млн. долл.

В 1974 г. в Научно-исследовательском центре работало 1700 человек. Центр занимается исследовательской работой, проектированием, изготовлением и испытанием опытных образцов продукции. На научно-исследовательские работы ежегодно ассигнуется около 3% годового оборота фирмы от реализации продукции. В лабораториях центра были разработаны известные мотоциклы, а также автомобили Хонда 360, Хонда 600, Хонда 1300, Хонда Сивик. Научный центр имеет филиал Асака, где 500 инженерно-технических работников разрабатывают мотоциклы. Об уровне научно-исследовательских работ можно судить, например, по разработке нового двигателя для автомобиля Хонда 1300: в ходе разработки официально зарегистрировано 170 заявок на изобретения и усовершенствования, которые были использованы в конструкции двигателя.

Научно-исследовательским центром разработан и изготовлен карбюраторный форкамерный поршневой двигатель рабочим объемом 1950 см³, степенью сжа-

логичные двигатели рабочим объемом 1200—1500 см³. Разработкой форкамерных двигателей было занято 600 инженерно-технических работников, на разработку затрачено около 30 млн. долл. При создании двигателя с пониженной токсичностью, которая в настоящее время является решающим условием роста сбыта автомобилей, большое внимание уделено разработке технологии его изготовления.

В декабре 1972 г. японский концерн Тоёта подписал на 10 лет соглашение с фирмой Хонда Мотор о продаже концерну 230 патентов и «Ноу-хау» на проектирование и изготовление двигателя Хонда Сивик на базе выплаты роялти без права передачи технологии третьей компании. Тоёта имеет право изготавливать двигатели мощностью от 36 до 170 л. с. Аналогичные соглашения заключены с концернами Форд и Крайслер и японской фирмой Исудзу Моторз, которая тесно связана с концерном Джене-рал Моторс.

Сеть сбыта фирмы внутри страны состоит из специализированной компании по послепродажному обслуживанию — Хонда СФ К^о, Лтд., объединяющей 280 станций технического обслуживания мотоциклов и автомобилей фирмы. В систему сбыта также входит компания Симпан К^о, Лтд., которая включает 500 фирменных магазинов, являющихся собственностью фирмы Хонда Мотор. Магазины сдаются в аренду дилерам. Кроме того, существует обычная дилерская сеть. Хонда Тю Хан К^о, Лтд. — третья компания, входящая в систему сбыта и специализирующаяся на покупке, ремонте и продаже подержанных мотоциклов и автомобилей.

В 1971 г. в системе сбыта фирмы Хонда Мотор было занято 23 тыс. человек. По объему зарубежных капиталных вложений фирма в 1971 г. занимала первое место в стране (10,7 млрд. иен), второе место принадлежало фирме Тоёта Мотор^о, Лтд. (10,4 млрд. иен), третье — Ниссан Мотор К^о, Лтд. (7,3 млрд. иен) и четвертое — Тоё Когё (1 млрд. иен).

В 1959—1971 гг. фирма создала 10 дочерних фирм по сбыту с ежегодным объемом экспорта 172 млрд. иен. Фирме Хонда Мотор принадлежит самая крупная японская зарубежная дочерняя фирма Хонда США. Ее годовой объем сбыта составляет 131,9 млрд. иен.

Для зарубежных дочерних компаний фирмы Хонда Мотор и др. автомобильных фирм Японии характерным является то, что они ведут торговлю не только автомобильной продукцией, но и включают любые торговые сделки, включая перевозки и перепродажу продовольствия и сырья.

Приведенные технико-экономические и другие данные дают основание считать фирму Хонда Мотор весьма перспективной автомобильной и мотоциклетной фирмой, которая становится серьезным конкурентом автомобильным фирмам Тоё Когё и Мицубиси Моторз в борьбе за третье место по объему производства автомобилей в стране. Это подтверждается ростом производства и экспорта автомобилей фирмой в 1973 и 1974 гг. Новый форкамерный поршневой двигатель фирмы Хонда Мотор, который имеет самую низкую токсичность среди эксплуатируемых автомобильных двигателей и меньше по сравнению с обычным поршневым двигателем потребление горючего, позволил фирме Хонда

Таблица 3

Завод	Количество работающих человек	Общая площадь в м ²	Производственная площадь в м ²	Стоимость оборудования в млн. иен	Капиталовложения в млн. иен
Сайтама	2 156	114 101	64 864	3 974	6 133
Хамамацу	2 880	210 850	74 185	2 020	5 245
Судзука	5 657	991 060	244 300	9 139	19 369
Сама	4 664	450 893	135 271	5 675	14 376
Прочие	381	2 351	30 523	20	624

По сравнению с февралем 1954 г. количество работающих в 1972 г. увеличилось с 1942 до 18 079 человек, общие площади — с 30 742 до 1 769 255 м², производственные площади — с 5464 до 549 143 м².

Снижение удельного веса стоимости материалов с 82 до 77% произошло за счет уменьшения материалоемкости автомобильной продукции. Например, мето-

дия 8:1, максимальной мощностью 70 л. с. при 5000 об/мин, весом 105 кг. Двигатель имеет вихревую камеру сгорания. Ряд внесенных конструктивных изменений позволил снизить токсичность отработавших газов. Нормы токсичности этого двигателя отвечают требованиям стандартов США на 1975 г. (закон Маски).

Кроме того, центром изготовлены ана-

Мотор значительно увеличить выпуск и экспорт автомобилей.

В 1973 г. фирма увеличила по сравнению с предыдущим годом выпуск легковых автомобилей более чем в два раза (в 1972 г. — 34,6 тыс. шт., в 1973 г. — 86,8 тыс. шт.). Экспорт легковых и грузовых автомобилей вырос на 97% (в 1972 г. — 37,5 тыс. шт., в 1973 г. — 74 тыс. шт.).

В 1974 г. впервые за всю историю японского автомобилестроения отмечался значительный спад в производстве и реализации автомобилей. Например, в марте 1974 г. реализация автомобилей на внутреннем рынке была ниже на 30% по сравнению с мартом 1973 г., а объем

сбыта одной только фирмы Хонда Мотор в это время возрастал в основном за счет автомобилей «Сивик 1200» и «Сивик 1500» с форкамерными двигателями.

В настоящее время фирма Хонда Мотор наметила довести производство автомобилей «Сивик 1200» и «Сивик 1500» до 300 тыс. шт. в год.

ЛИТЕРАТУРА

1. „Kaisha nankan“, Токио, 1954—1973 гг.
2. „Jidosha nankan“, Токио, 1971—1972 гг.
3. „Nihon-no jidosha kogyo“, Токио, 1969, с. 54—56.

4. „Motor—Fan“, 1973, т. 27, № 1, с. 98—117.

5. „Kogyo tokei hyo“, Токио, 1969, с. 86.

6. „Japan Company Directory“, Токио, 1965—1972 гг.

7. „Guide to the Motor Industry of Japan“, 1967—1972 гг.

8. „Oriental Economist“, 1972, т. 40, № 746, с. 27—32.

9. „Japan Automotive News“, 1974, № 185, с. 9.

10. „Japan Motor Press“, 1973, № 119, с. 17; № 120, с. 7; 1974, № 133, с. 12.

Г. П. БЛОКИН

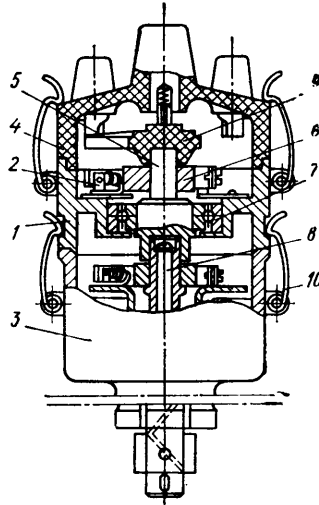
УДК 629.113.001.4

ДАТЧИК СУММАРНЫХ ЧИСЕЛ ОБОРОТОВ ДВИГАТЕЛЯ С ПРИВОДОМ ОТ ПЕРЕРЫВАТЕЛЯ-РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

В ПРАКТИКЕ испытания автомобилей и их двигателей суммарные числа оборотов автомобильного двигателя измеряются электроимпульсным счетчиком с помощью датчика контактно-кулачкового типа. Датчик устанавливают либо непосредственно на переднем конце коленчатого вала, либо с помощью дополнительного шкива к шкиву коленчатого вала или генератора. Недостаток первого варианта состоит в том, что исключается возможность пользования заводной рукояткой, а второго — в возможном проскальзывании ремешной передачи, понижающем точность результатов измерения. Кроме того, общим недостатком является конструктивная сложность установки датчика на двигателе.

Разработанная конструкция устраняет эти недостатки и обеспечивает во время испытания автомобильных двигателей требуемую точность измерений за счет установки датчика на двигателе без съема храповика заводной рукоятки и отказа от устройства ремешной привода. Кроме того, при этом облегчается установка и съем датчика с двигателя, а также обеспечивается более рациональное использование емкости электроимпульсных счетчиков за счет двукратного уменьшения числа размыканий электрической цепи по отношению к количеству оборотов коленчатого вала.

Это достигается тем, что датчик (см. рисунок), устанавливаемый в прерывателе-распределителе между его корпусом и крышкой, воспринимает вращение коленчатого вала через валик прерывателя.



Перед началом испытаний дюралевый корпус датчика 1 с вмонтированной в него пластиной стандартного прерывателя с молоточком и наковальней 2 посредством торцовых заточек и фиксиру-

ющих пазов устанавливается между корпусом прерывателя — распределителя 3 и его крышкой 4 с сохранением их взаимного расположения и, следовательно, без нарушения угла установки зажигания. Валик датчика 5 с насаженным на него кулачком 6 вращается в шарикоподшипнике 7, запрессованном в корпус. Нижнюю часть валика датчика обрабатывают под посадку на конец валика прерывателя 8 взамен ротора, а верхнюю — под посадку на него ротора-распределителя 9. Обработка посадочных мест на концах валика обеспечивает сохранение угла установки зажигания. Корпус датчика с корпусом распределителя и его крышкой крепится пружинными зажимами 10.

Во время испытания при работе двигателя валик датчика с кулачком, вращаясь вместе с валиком распределителя, после каждого его оборота размыкает электрическую цепь счетчика. Так как угловая скорость вращения коленчатого вала вдвое больше скорости вращения валика прерывателя, такое размещение датчика позволяет измерять обороты двигателя с двукратным их уменьшением, т. е. использовать электроимпульсные счетчики с удвоенной продуктивностью. Датчик легко устанавливается на двигатель и снимается с него по окончании эксперимента.

К. Л. БАДРИЕВ, А. Н. МУЧАИДЗЕ, А. Г. ВОСКАНЯН

Институт механики машин АН Грузинской ССР

УДК 621.74:65.011.56

Новости в технологии машиностроения за рубежом

Прессы для уплотнения порошковых заготовок

Новая конструкция прессов разработана фирмой Kux Machine Div. of Wickes Согр. Прессам этой серии будет дано название МР. Суммарное давление, необходимое для уплотнения, прикладывается верхним пуансоном. Заготовка выталкивается и одновременно штамповый стол отводится назад и нижний пуансон поднимается. На таком прессе можно сделать сложную деталь с несколькими уровнями.

Прессы могут быть различной конструкции. В прессе наиболее простой конструкции имеются стационарный нижний пуансон, «плавающий» стол для

штампа и верхний пуансон. В прессе наиболее сложной конструкции, кроме «плавающего» стола для штампа, есть два подвижных нижних пуансона, два верхних пуансона.

Конструкция пресса такова, что возможно получить детали с наименьшими отклонениями в размерах и обеспечивается равномерное уплотнение. Сложных движений инструмент пресса выполнить не может, поэтому на данном прессе возможно изготавливать детали с четырьмя уровнями: нижнюю ступицу, фланец, заплечики (буртики на внутреннем стержне) и верхнюю ступицу.

«Precision Metal», май 1974, т. 32, № 5, с. 48.

Станок для сверления масляных канавок коленчатых валов

Компания Workmaster изготовила два станка специального назначения. На этих станках сверлятся угловые масляные отверстия коленчатых валов шестицилиндровых двигателей. На каждом станке установлены одна горизонтальная и две наклонные головки. Головки расположены так, что на одном станке обрабатываются отверстия с одной стороны, а на втором станке такой же конструкции — отверстия с противоположной стороны. Это во многом облегчает транспортирование и установку коленчатых валов. Шесть масляных отверстий просверливают последовательно на одном, а затем на втором станке за две операции: каж-

дая в течение 2,4 мин. Время загрузки и разгрузки 0,6 мин, скорость перемещения головки 0,4 мин, время снятия припуска 1,4 мин. Заготовку на станке устанавливают вручную, а зажимается она гидравлически при помощи пневмогидравлического усилителя, смонтированного на основании горизонтальной головки.

В процессе сверления отверстия подача осуществляется ступенчато и повторяется 8 раз до завершения сверления. После этого все головки возвращаются в свое первоначальное положение. Смазочно-охлаждающая жидкость подается к каждой сверлильной головке и непосредственно к заготовке через отверстия, одно из которых служит для удаления стружки.

Направляющие, по которым движется головка, смазываются через каждые 20 мин в течение 25 с.

«Machinery and Production Engineering», апрель 1974, т. 124, № 3201, с. 396—397.

Универсальный источник сварочного тока

В Венгрии разработан универсальный источник сварочного тока HE-GA-O. Он предназначен для применения в автомобильной промышленности и на авторемонтных предприятиях. Кроме того, его можно использовать для зарядки аккумуляторов, пуска автомобильных двигателей стартером, нанесения гальванических покрытий и т. п.

Устройство HE-GA-O состоит из трансформатора, выпрямителя на кремниевых диодах, контактора, показывающего измерительного прибора и двигателя системы воздушного охлаждения. Оно оснащено специальным защитным устройством, отключающим подачу тока в случае неправильного включения. Все указанные узлы расположены в едином корпусе, установленном на двух колесах с цельнорезиновыми шинами.

Источник сварочного тока имеет следующую техническую характеристику:

Диапазон регулирования сварочного тока	40—280
Относительная продолжительность включения (при 280А) в %	40
Сварочное напряжение в В	30—65
Максимальная продолжительность непрерывной работы в ч	Около 24
Мощность, потребляемая при сварке, в кВт	23
Напряжение цепи питания (трехфазный ток) в В	380
Частота сети в Гц	50
Вес в кг	250

«Schweisstechnik», апрель 1974, № 4, с. 183—184.

Новый лазер

Фирма British Oxygen Co. на выставке сварочного оборудования в г. Гаррогат представила лазер на углекислом газе мощностью 2 кВт, который может осуществлять сварку с глубоким привариванием и высокоскоростную резку на нержавеющей и низкоуглеродистых сталях, титане, пластмассах и т. д. В качестве генерирующей среды используется углекислый газ, азот и гелий. Смесь газов циркулирует сквозь разрядные трубки со сверхзвуковыми скоростями, а затем сквозь охладители. Полость лазера имеет длину 4 м, а общая длина траектории 8 м. В полости имеются плоскопараллельное выходное зеркало и сферическое отражающее зеркало. Перемещающаяся сталь толщиной 4 мм может свариваться со скоростью 750 мм/мин при мощности 2 кВт; при толщине 1 мм скорость

сварки при мощности 1,5 кВт может составить 4500 мм/мин. Сплав Nimonic 75 при мощности 1,5 кВт может свариваться со скоростью 1500 мм/мин. Скорость резки низкоуглеродистой стали толщиной 2 мм при мощности 2 кВт равняется 5 м/мин.

«Metal Construction and British Welding Journal», апрель 1974, т. 6, № 4, с. 7.

Новое связующее

Разработано новое связующее Gisacodur предприятием VEB Chemische Werke, Cottbus, предназначенное для холоднотвердеющих формовочных смесей, которые используются для изготовления средних и крупных стержней и форм. Время отверждения этих форм составляет 30—90 мин (при 20°C) в зависимости от отвердителей (0,30—0,35% Gisacodur Q₁SuL).

Расход связующего Gisacodur по сравнению с обычным связующим на базе Silco составляет 3% при температуре 20°C вместо 5—6%.

Готовая формовочная смесь на этом связующем сохраняется 5—30 мин в зависимости от типа отвердителя.

«Giessereitechnik», июль 1974, т. 20, № 7, с. 242.

Приборы для определения качества формовочных смесей

В г. Кракове (ПНР) литейным институтом созданы следующие приборы:

1) LMP-C1 для определения влагопоглощения с возможностью выявления зернового состава песков. При этом песчаный образец, расположенный на керамическом фильтре, увлажняется и фильтруется при постоянном разрежении. Благодаря сравнению масс увлажненного и сухого образцов можно охарактеризовать поглощающую способность песка;

2) LB-C1 для определения удельной поверхности порошков;

3) для выявления активности связующих (цемента) и отвердителей (феррохромовых шлаков для формовочных смесей на жидком стекле);

4) для нахождения степени дисперсности и удельной поверхности порошков; с его помощью определяется удельная поверхность методом «Blain» от 1000 до 6000 г/см².

5) LV-C1/LSW-C для определения методом титрации скорости отверждения самотвердеющих формовочных смесей.

В г. Брно (ЧССР) Государственным исследовательским институтом материалов создан прибор, контролирующий такие свойства формовочных смесей на бентонитовом связующем, как прочность на срез, уплотняемость, влажность, газопроницаемость, температура смеси. В течение 1 мин получают результаты и регистрируют отдельными пишущими приборами. Диаметр образца 50 мм, уплотнение производится под копром.

«Giessereitechnik», июль 1974, т. 20, № 7, с. 236—238.

Прибор для управления приготовлением сырой формовочной смеси

Для управления процессом смешивания смеси при добавлении глины и воды в случае приготовления формовочной смеси создан прибор Bondmaster фирмы Materials and Methods (Англия). Количество добавляемой воды должно соответствовать температуре отработанной формовочной смеси и содержанию глины в смеси. Для этого измеряют на-

грузку смесителя, зависящую от прочности формовочной смеси. Вместе с тем регулируются добавки глины и воды. Время смешивания такой системой регулируется. Конструкция прибора позволяет вешать его на стене и легко монтировать на смесеприготовительных установках.

«Giesserei-Praxis», июль 1974, № 13, с. 266.

Изготовление стержней способом «Synco»

Новый способ «Synco» изготовления стержней предложен специалистами Польши. Стержни, изготовленные этим способом, отверждаются в ненагретых стержневых ящиках в течение 10—180 с. Принцип действия способа состоит в том, что к кварцевому песку добавляется 3,5% специального жидкого органического связующего «Synco». Эту смесь приготавливают в обычных стержневых смесителях, а затем подают в пескодувные или пескоструельные машины. Стержни отверждаются под воздействием продуваемого через них воздуха. При этом стержневые ящики можно изготовлять из чугуна, алюминия, пластмассы или дерева, поскольку конструкция их позволяет сжато му воздуху легко проникать во все сечения стержня. Полученные стержни обладают высокой прочностью и газопроницаемостью. Их используют для литья серого чугуна, стали и цветных сплавов.

«Giesserei-Praxis», июль 1974, № 13, с. 255.

Основные свойства кварцевых песков для формовочных смесей с органическими связующими

В Чехословакии проведены работы по выявлению соотношений свойств 19 видов кварцевых песков и свойств изготовленных из них смесей с пятью сортами органических связующих. Были установлены на основе математического анализа с помощью компьютера важнейшие технологические свойства песков: содержание шлама, доля зерен мелкой фракции (0,02/0,1 мм), средняя величина зерна, многогранность зерна, удельная поверхность зерна и щелочность по AFS. Введенные вновь критерии оптической оценки структуры поверхности песчаных зерен, например степень микрокоррозии, доля контактных и макрокорродируемых зерен, имеют прямое отношение к адсорбции жидкостей и газов и к прочности смесей.

«Giesserei-Praxis», июль 1974, № 13, с. 257.

Пресс 1250 для высадки

Компанией National Machinery Co. создан пресс 1250 для высадки. Он предназначен для штамповки деталей из пруткового материала. На этой многопозиционной модели предусмотрено пять штампов для отрезки заготовок из среднеуглеродистой стали диаметром до 34 мм и длиной до 46 мм и для штамповки деталей при производительности 45—50 в минуту (в зависимости от размеров). Размеры пресса 1250 — большие, вес 75 т, а длина 3,9 м. Заготовками могут служить бунт или прутки. При использовании бунтов применяется специальное приспособление для разматывания и правки материала, при использовании прутков — специальный механизм автоматически удаляет в отход первую заготовку.

«Tooling and Production», июнь 1974, т. 40, № 3, с. 104.

Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1974 г.

№ журн. Стр.

№ журн. Стр.

Передовые

Кобзев А. С. — Итоги третьего года девятой пятилетки и задачи автомобилестроения в новом году пятилетки 1 1
Кобзев А. С. — Отечественному автомобилестроению 50 лет 11 1
Кобзев А. С. — Высокая оценка социалистических обязательств Московского автозавода им. И. А. Лихачева 12 1
Коломников В. П. — О реконструкции Автозавода им. Ленинского комсомола и освоении новых мощностей в девятой пятилетке 11 3
Полвека советскому автомобилестроению 10 1
Фомичев Б. С. — Социалистическое соревнование и эффективность технического творчества автомобилестроителей 3 1

Экономика и организация производства

Баранник И. Г. — Экономическая оценка оптимальности технологической подготовки производства 2 1
Баранник И. Г. — Определение нормативной зависимости себестоимости изделий машиностроения от объема выпуска 4 1
Василенко В. П., Берлин С. М. — О трудоемкости и себестоимости литья по выплавляемым моделям 6 1
Душкин Б. П. — Социалистическое соревнование в автомобильной промышленности 7 1
Зайцев С. П. — Организация и механизация транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ 11 8
Каримов А. И., Лаптев Б. Ф., Назаров М. Н. — Организация перевозок комплектующих изделий в крупнотоннажных контейнерах 1 3
Кондин М. Н. — Методические основы оптимизации транспортно-перегрузочных и складских процессов 8 1
Королев М. А., Рожков П. И. — Механизированный цех испытания и сдачи автомобилей «Урал-375» 5 4
Лушин П. Я., Балякин А. В. — Унификация производственной тары для предприятий автомобильной промышленности 6 3
Максури А. И., Одегов Ю. Г. — Планирование темпов снижения трудовых затрат в условиях освоения новой продукции 12 2
Матыцин С. И., Шмугляков Ф. А. — Перспективы автоматизации управления производством в объединении «Авто-Москва» 11 5
Орлов И. В. — Комплексная карта производственного процесса и ее структурные составляющие 7 3
Орлов И. В., Харебава В. И., Лымзин В. И., Смирнов П. П. — К вопросу высокопроизводительного использования парка станков 5 1
Петухов Б. А. — Общественная производительность труда — основной показатель эффективности производства 9 1

Конструирование, исследования, испытания

Андронов М. А., Истомин С. С., Казакова В. Д. — Расчетно-экспериментальное определение крутящего момента на распределительном валу двигателя 7 7
Андронов М. А., Чухустов Ю. С., Гангус В. Е., Гаврютин Ю. К. — Оценка параметров передней обзорности на натурном образце автомобиля 4 21
Армандеров Р. Г., Фрумкин К. А., Шапошник Л. Б., Кацнельсон Д. Э. — Результаты стендовых испытаний высокоомментного регулируемого гидромотора 7 26

Архангельский В. М., Дербаремдкер Н. Д., Эпштейн С. С. — Исследование переходных процессов карбюраторного двигателя, следующих за режимом регулируемого принудительного холостого хода 2 6
Архангельский В. М., Дербаремдкер Н. Д., Пришвин С. А., Федяев В. И., Эпштейн С. С. — Определение экономичности работы двигателя на режимах разгона в условиях моделирующего стенда 8 6
Архангельский В. М., Дербаремдкер Н. Д., Гродзенский В. И., Перекатов В. В., Эпштейн С. С. — Особенности смесеобразования в переходных процессах двигателя, оборудованного ограничителем разрежений 10 8
Багров Г. М., Школьников М. Б. — Об учете переменных сечений силовых элементов при расчете кузова легкового автомобиля 1 19
Багров Г. М., Ракша А. А., Малышенко Б. П. — Форма и напряженное состояние силовых элементов кузова легкового автомобиля 9 23
Багров Г. М., Ракша А. А., Малышенко Б. П. — Форма и напряженное состояние силовых элементов кузова легкового автомобиля 11 27
Барский И. А. — Выбор расчетных параметров осевой турбины с регулируемым сопловым аппаратом 5 13
Безбородова Г. Б., Галушко В. Г. — Использование вероятностно-статистических характеристик дорожных условий в расчете результирующих показателей движения автомобиля 5 25
Бекман В. В., Капустин А. А. — Определение коэффициентов вращающихся масс для гоночных автомобилей 1 25
Беленков Ю. А., Фатеев И. В., Халецкий А. Б. — Автоматическое регулирование передаточного числа объемной гидромеханической передачи по сигналу изменения давления 5 22
Бескин И. А., Рогова Л. А., Федоров С. В. — Методика прогнозирования проходимости транспортных средств по морфологическим показателям 12 25
Бочаров И. Ф., Еремеев А. И., Кузьмин В. А., Макаров С. Г., Пугин П. П., Стрементарев В. А. — Исследование колебаний автомобилей с помощью гиросtabilизированной платформы 5 18
Бухарин Н. А., Лукинский В. С., Котиков Ю. Г., Дубовик В. А. — Определение коэффициентов демпфирования в трансмиссии автомобиля 11 30
Веневцев В. И., Почкай В. И., Широков В. Г., Ютт В. Е. — Исследование комплексных показателей надежности электрооборудования автомобилей 9 9
Виташевский Е. П. — Влияние эксплуатационного нагрева рабочего газа пневматического упругого элемента на его жесткость 2 30
Вихерт М. М., Гершман И. И., Грудский Ю. Г., Кратко А. П. — Исследование смесеобразования и выделения тепла в дилзле с пленочным смесеобразованием 5 7
Высоцкий М. С., Жуков А. В., Кадолко Л. И., Папко Б. А., Шишло В. П., Олешко А. М. — Влияние стабилизаторов боковых кренов на поперечную устойчивость и плавность хода автопоездов 4 33
Генбом Б. Б., Демьянюк В. А., Мыськив Т. Г. — Об устойчивости движения заторможенного автомобиля 3 22

Автомобильная промышленность, № 12, 1974 г.

Глаголев Н. И., Станкевич Э. Б. — О приближенном расчете износа протектора шин	8	12
Григорьев Е. А., Игнатенко В. И., Сосипатров В. К. — Определение динамических характеристик колебательной системы автомобильного и тракторного двигателей	2	3
Григорьев М. А., Поляковский Л. К., Метелкин В. А., Жаргалов Т. С. — Определение износа деталей двигателей методом поверхностной активации	12	6
Григорьев М. А., Соколов В. В., Бакулин В. И., Касич П. Д., Сигал Н. И. — Исследование гидравлических приводов центрифуг	1	12
Гулз Г. С., Разумов А. Б., Королевич Б. А., Меламуд Р. А., Журавлев Б. Ф. — Методика сравнительной оценки энергоемкости серийной и опытной тормозных систем электромоделированием	1	14
Гудцов В. Н., Латышев Г. В. — Исследование акустической характеристики кузова легкового автомобиля	11	15
Гуревич Л. В. — Количественная оценка эффективности тормозных систем	3	15
Гуреев А. А., Григорьев М. А., Блейз Н. Г., Борисова Г. В., Вепринцев Н. В. — Влияние улучшенных систем очистки воздуха и топлива на износ деталей двигателя	1	7
Дискин М. Е. — Определение размеров радиатора системы охлаждения двигателя на ранней стадии проектирования автомобиля	5	11
Дмитриевский А. В., Каменев В. Ф. — Исследование нетяговых режимов работы карбюраторного двигателя	1	5
Дмитриченко С. С., Давыдов А. П., Акинитова Л. Б., Кобылянский И. И. — О сопротивлении усталости осей полуприцепов при наличии сварных швов	12	20
Есеновский-Лашков Ю. К., Иванов С. Н., Стефанович Ю. Г., Чернякин В. А. — Пути совершенствования конструкции карданной передачи	7	17
Ечеистов Ю. А., Киреев А. М., Семенов Д. С. — Экспериментальное исследование отпечатков шин неподвижного колеса	3	27
Жуков А. В. — Исследование влияния микрорельефа дорог на заносы автопоезда при поворотах	2	17
Забавников Н. А. — Простейший механический аккумулятор энергии транспортной машины	3	18
Забавников Н. А. — Критерии оценки механического аккумулятора энергии транспортной машины и схемы с газовой связью	4	16
Закин Я. Х., Пурник М. А. — Определение маневренных свойств автомобилей и автопоездов	2	14
Закс М. Н., Захаров А. А., Белокуров В. Н. — К расчету коротких тонкостенных стержней открытого профиля автомобильной рамы	6	17
Захаров Л. А., Мозохин Н. Г. — Исследование впускного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя, работающего под нагрузкой	10	5
Захаров Н. Н., Парамонов Е. Б. — Особенности энергетического баланса и характеристик автомобильного газотурбинного двигателя с управляемой связью роторов	2	9
Зеленов В. В., Канторович В. И., Кириллов М. И., Кротов В. М., Николаев Г. А., Чайковский И. В., Шерман А. Д. — Испытания нажимных дисков сцепления и маховиков из высокоуглеродистого легированного чугуна	10	10
Злотин Г. И., Малов В. В., Згут В. М. — Влияние скорости открытия дроссельной заслонки и скоростного режима		

карбюраторных двигателей на параметры искровых разрядов в свечах зажигания	1	10
Злотин Г. И., Малов В. В., Згут В. М. — Влияние неустановившихся режимов на характеристики искровых разрядов некоторых типов электронных систем зажигания	4	8
Зубарев Н. А., Путин В. А. — О влиянии толщины дисков на их долговечность	12	24
Иванин В. Я., Гриценко Д. В., Аксенов И. В. — К вопросу оценки плавности хода многоосных автомобилей	3	25
Иванин В. Я., Зайцев В. М. — Оценка усталостной прочности несущих конструкций грузовых автомобилей методом математического моделирования	10	25
Иванов А. А. — Особенности построения алгоритма расчета рам полуприцепов по методу конечных элементов	8	15
Иванов С. Н., Мамаева В. П., Стефанович Ю. Г. — Крутильные колебания карданной передачи в трансмиссии автомобиля	4	30
Ивашенко Н. И., Трикозюк В. А. — К методике определения количества запасных частей по данным интенсивности изнашивания деталей автомобилей	9	26
Индикт Е. А. — К вопросу использования ресурса агрегатов автомобиля	3	14
Индикт Е. А., Круглов С. М., Офенгейм Л. И., Чернякин В. А. — Исследование режимов работы агрегатов при испытаниях автомобилей на надежность	6	16
Капанадзе Г. Н., Яценко Н. Н. — Аппроксимация поглощающей способности шин	9	20
Карбасов О. Г. — О выборе числа ремней клиноременной передачи двигателя	10	12
Качугин В. Е., Моругов Ю. Н. — Влияние параметров режима качения на установившуюся температуру шины	12	17
Кнороз В. И., Крушевский Б. В., Петров И. П., Юрьев Ю. М. — Исследование жесткостных характеристик и потерь на качение шин легковых автомобилей	8	9
Коган Ю. А. — О предполагаемых и действительных эпюрах давлений поршневых колец	3	4
Коган Ю. А., Ермолаев П. С., Афинеевский С. А., Кожанов Л. Н. — Сравнительные испытания двигателей с двумя и одним компрессионными кольцами на поршне	9	3
Комаров Ю. Н. — Методика количественной оценки эксплуатационной технологичности автомобилей	2	12
Корчемный Л. В., Казакова В. Д. — Влияние на кинематику клапана допусков на изготовление деталей механизма газораспределения двигателя	4	5
Костров А. В., Яров Б. С. — Влияние геометрической формы днища на максимальную температуру поршня карбюраторного двигателя	6	8
Круглов М. Г., Савельев Г. М., Зайченко Е. Н. — О совершенствовании выпускных органов двигателей	12	4
Кулешов А. А., Казаринова Н. Н. — Исследование аэродинамики автомобиля-самосвала БелАЗ-548А	1	21
Кутенев В. Ф., Чарыков А. А., Топунов В. Н. — Сравнительная оценка токсичности отработавших газов автомобилей с дизелями и с бензиновыми двигателями	3	9
Лазарев В. В., Шуклин С. А., Московкин В. В., Быков В. И. — К вопросу повышения эксплуатационных показателей автомобилей высокой проходимости	3	32
Лебедев Ф. К., Яковлев Н. И. — Исследование работоспособности фрикционной пары асбобакелит—сталь	5	28
Луначев П. Д., Нарбут А. Н., Сергеев А. Л. — Исследование потерь мощности в гидротрансформаторе на режиме разгона автобуса	10	19

Макарян Р. Г. — Дополнительные сопро-
тивления криволинейному движению авто-
мобиля

6 28

Малашков И. И., Стефанович
Ю. Г. — Исследование долговечности сцепле-
ний

1 16

Малашков И. И., Стефанович
Ю. Г. — Об ускоренных дорожных испытаниях
автомобильных сцеплений на долговечность по
методике НАМИ

10 21

Малашков И. И., Зельцер Е. А.,
Стефанович Ю. Г. — Зависимость дина-
мических нагрузок в трансмиссии автомобиля
от процессов, происходящих в сцеплении при
его быстром включении

12 13

Марголис С. Я. — Определение нагрузок
на детали задней зависимой рычажно-пружин-
ной подвески

3 30

Марголис С. Я., Златовратский
О. Д., Черейский Е. Е. — Влияние кон-
струкций зависимых подвесок на нагружение
картера заднего моста легкового автомобиля

5 15

Мартынов В. К. — Некоторые вопросы
теории и расчета клиноременных вариаторов

9 13

Михайлов Г. А. — Расчет количества
шипов противоскольжения для автомобильных
шин

5 24

Морчев Е. — О расчете комплексных
гидротрансформаторов

6 21

Мочалов В. М. — Требования к детона-
ционной стойкости топлива для двигателя
ЗИЛ-375

8 4

Мочешников Н. А., Френкель
А. И. — Обобщенные зависимости влияния ре-
гулировок дизеля на его токсичность и эконо-
мические показатели

11 17

Назаров А. Д., Цой И. М. — К мето-
дике определения шума и вибраций двигателей

12 9

Нарбут А. Н., Сергеев А. Л., Шап-
ко В. Ф. — О влиянии прозрачности гидро-
трансформатора на разгонные качества авто-
мобиля в начальной фазе разгона

2 26

Нарбут А. Н., Сергеев А. Л., Шап-
ко В. Ф., Никитин Н. И. — Особенности
работы гидротрансформатора при реверсирова-
нии колесных машин

7 24

Нарбут А. Н., Шапко В. Ф. — Влия-
ние моментов инерции гидромеханической пере-
дачи автомобиля на формирование нагрузок
при переключении передач

11 22

Немцов Ю. М., Межевич Ф. Е., Ан-
дронов М. А., Фридлянов В. И. —
Оценка безопасности конструкции автомобиля
по результатам испытаний методом наезда
сзади

11 24

Островцев А. Н. — Основные принципы
построения теории рабочих процессов функцио-
нальных систем автомобиля

4 13

Петренко А. М. — К оценке потерь, об-
условленных теплообменом в пневморессорах

9 29

Петровский В. И., Мартемьянов
И. В., Китаев Н. Ф. — Усталостная проч-
ность подшипников коленчатого вала

1 9

Петрушов В. А., Есеновский-Лаш-
ков Ю. К., Школьников М. Б., Эй-
дельман А. Л. — К вопросу о совершенст-
вовании методов испытаний на долговечность
автомобилей и их агрегатов

8 23

Платонов В. Ф. — Возможности повы-
шения средних скоростей движения автомобиля
на неровных дорогах

4 10

Прокопьев В. Н., Иванов В. В.,
Рунг Э. Р., Волченко Г. И. — К вопро-
су о долговечности подшипников коленчатого
вала двигателей ЗИЛ-130

6 6

Редчиц В. В. — Определение момента со-
противления повороту автомобилей

2 22

Редчиц В. В. — О явлении относительного
поворота контактного отпечатка движущего-
го колеса

3 28

Резник Л. Г., Левин Е. М., Ягов-
кин А. И. — О системном подходе в при-
кладной науке по автомобилю

10 13

Резников М. Л., Моргунов В. Я. —
Научные исследования и эксперимент — основа
для разработки мероприятий по повышению
моторесурса двигателей

6 11

Рекитар М. И. — Оценка влияния пико-
вых нагрузок на работоспособность шин город-
ских автобусов

9 11

Рогова Л. А., Бескин И. А. — Анализ
морфологических показателей движителей на-
земных транспортных средств

2 19

Ротенберг Р. В. — Оценка надежности
работы автомобильного парка

1 23

Румянцев Л. А. — Исследование устой-
чивости работы и качества регулирования в ав-
томатических фрикционных сцеплениях

9 15

Саввушкин Е. С., Немцов Ю. М.,
Егоров В. И., Шинкарев Ю. Д. — Рас-
чет усилия сдвига энергопоглощающего элемен-
та рулевого управления автомобиля «Моск-
вич-412»

8 13

Савельев Г. В. — Исследование надеж-
ности посадки шин с регулируемым давлением
воздуха

6 24

Сафаров Ю. С., Зверев И. М. — Ис-
следование напряженного состояния ротора ро-
торно-поршневого двигателя на плоских мо-
делях

9 5

Севериновский М. Л. — Об определе-
нии спектральных характеристик возмущений,
действующих на транспортную машину

2 28

Семенов В. М., Анкинович Г. Г.,
Сержанов В. П., Беляев В. Г., Ко-
валева Т. В. — Динамические схемы систем
привод—двигатель—машина

10 28

Семин А. И., Туляков В. М. —
Сравнительная оценка изгибной жесткости ко-
ленчатых валов

7 9

Сергеев А. Г. — Обобщенный критерий
информативности диагностических параметров
автомобиля

8 17

Сигал Я. Е. — К теории поворота автопо-
ездов с неуправляемыми колесами прицепа
звена

10 23

Сироткин З. Л., Зотов А. В., Лось-
маков А. С., Волчков А. И. — Исследо-
вание эффективности гидродинамического тор-
моза-замедлителя

12 21

Сироткин З. Л., Каган С. И. —
О нагрузочных режимах и параметрах тягового
электродвигателя автомобиля-самосвала боль-
шой грузоподъемности

8 19

Скрипкин С. П., Воробьев В. И.,
Романчиков П. Г. — Влияние распределе-
ния паровой и жидкостной составляющих пото-
ка горючей смеси на неравномерность ее со-
става в цилиндрах двигателя

3 12

Слабов Е. П., Андронов В. С.,
Попков О. М., Дмитренко В. П. —
Влияние условий эксплуатации на мощность
двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238

8 8

Смирнов Т. А., Лаврентьев В. Б. —
Сравнительная оценка тягово-сцепных качеств
автомобилей с бортовой и мостовой схемами
трансмиссий

8 29

Соколовский В. И., Шурлапов
Ю. С. — О применении двухпрограммного
управления переключением передач в гидроме-
ханических трансмиссиях

10 16

Сорокин Л. А. — О кинетике изнашива-
ния цилиндрично-поршневой группы двигателя при
пуске

7 10

Степанов А. Д., Андерс В. И., Ан-
дреев Ю. М., Соколов Л. Г. — Приме-
нение различных систем тягового электропри-
вода транспортных средств

6 25

Сухомлинов В. А. — Система управле-
ния качеством

11 20

Тарасик В. П. — Устройство плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач	4	26
Тарасов А. Я., Усольцев В. Р. — Исследование шума и вибраций автомобилей с помощью приборов следящего действия	9	19
Тузовский И. Д. — Влияние деформирования дизеля на скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля и автопоезда	5	5
Тураев Х. Т., Фуфаев Н. А., Шишкин В. И. — Определение кинематических параметров шин для изучения динамики транспортных машин	12	11
Фаробин Я. Е., Анисков Е. Д. — Особенности расчета прицепной системы грузоподъемностью 180 т	8	26
Хайлов М. А. — Диаметр впускного трубопровода и коэффициент наполнения двигателя	3	5
Хинчук Г. И. — К вопросу определения фактора торможения топливоподающей аппаратуры дизелей ЯМЗ	3	3
Цой И. М., Капба А. Ш., Назаров А. Д. — Исследование изменения давления масла в двигателях	9	7
Чарноцкий И. К., Липгарт Р. А. — Конструктивные особенности семейства легковых автомобилей «Москвич»	11	11
Шагомьяло М. И., Задорожный В. И., Козырев В. Ф. — Исследование нагруженности донышек подшипников шарниров карданной передачи грузового автомобиля	9	29
Шварцман Э. Е. — О торможении блокировки валов автомобильного газотурбинного двигателя	9	8
Шкурко Л. С., Чередниченко Ю. И., Евграшина Л. П. — Повышение надежности резиновых армированных манжет путем термостатирования в масле	5	20
Шрайнер Д. Д. — Исследование влияния температуры топлива на его истечение через жиклер	7	12
Шуклин С. А., Московкин В. В., Быков В. И., Чергейко В. И. — О сопротивлении качению прицепов-тяжеловозов и выборе тягачей для их буксирования	4	24
Юрчевский А. А., Янин В. П. — Регистрация траектории движения автомобиля во время испытаний	7	21
Ютт В. Е., Гольдштейн О. С. — Диагностика системы электроснабжения автомобиля	6	13
Яценко И. Н., Шалдыкин В. П. — Оптимальное планирование испытаний на автополигоне	7	14
Технология		
Аникин Ю. В. — Улучшение качественных показателей зубчатых передач	8	35
Бондыра Н. С., Духовная Р. С., Ищенко В. Г., Киселева Л. Я., Прицкер В. Л. — Новые ингибированные лакокрасочные материалы для антикоррозионной защиты запасных частей автомобилей	1	34
Бородин Ю. П. — Инструментально-штамповое производство объединения «Авто-Москвич»	11	34
Брахман Л. А., Лопухин Ю. А., Кацев П. Г. — Коэффициенты вариации стойкости инструментов по результатам производственных испытаний	9	39
Бунтов В. Н., Новиков А. Б., Петухов Б. А., Аввакумов К. С. — Поверхностное пластическое деформирование при обработке различных поверхностей	12	34
Васильев А. М., Левычкин В. П., Михно А. Н. — К вопросу о правке шлифовальных кругов	5	32
Воронин А. В. — Динамико-силовое замыкание размерных цепей в технологическом обеспечении сборки агрегатов	7	31

Воронин А. В., Котеров Н. И., Шандров Б. В. — К вопросу технологического обеспечения сборки редукторов ведущих мостов	2	32
Воронин А. В., Стржеменский М. М., Писарев Е. В. — Особенности сборки пар вал-втулка с гарантированным зазором при трехточечном касании	1	32
Гершуни В. М. — Совершенствование процессов окраски деталей и узлов автомобилей	11	36
Голицын Ю. А., Калинин А. И., Кузнецов Л. В. — Определение формы поршневого кольца при заданном законе распределения давления и различных степенях коррекции	1	27
Голубев В. С., Дунашев В. Г., Коповалов А. И., Рабинович Л. Н. — Конструктивные особенности инструмента для резания магниевых сплавов	9	38
Гурвич И. Б., Егорова А. П., Фомичев А. К. — Повышение износостойкости поршневых колец путем напыления молибденом	10	38
Гусев В. И., Кочнов Н. В., Шурлапов Ю. С. — Организация технологического процесса сборки главной передачи грузовых автомобилей при индивидуальном подборе шестерен	5	33
Демидова Т. Г., Коган В. А., Криллов М. И., Мясникова Р. М., Ушакова Б. С. — Высококачественный серый чугуны для тонкостенных отливок	8	33
Дмитриев Б. П., Гендлер А. Х., Резниченко А. А. — Технологическая оснастка из полимерных материалов	9	32
Егоров В. Г., Шмелев В. М. — Сварочное производство на Автозаводе им. Ленинского комсомола	11	32
Житницкий С. И., Гдалевич А. И., Хрычев В. И., Назаров В. В., Обухов В. А., Максимов Т. Д. — Полирование сферической поверхности пальца реактивной штанги автомобиля лепестковыми кругами	9	34
Захаров В. И., Кузьмин Б. П., Масленников И. А. — Исследование стойкости пушечных сверл при обработке отверстий в деталях из сплава ЦАМ4-1	6	32
Кадилин В. П., Брахан Л. А., Кузьменко Ю. Н., Натапов Б. Э. — Сравнительные стойкостные испытания инструментов из быстрорежущих сталей	7	34
Кальнер В. Д., Меньшикова Т. Я., Карпухина Л. П. — Электромагнитные методы контроля поверхностной концентрации углерода в стали	2	38
Карпов В. А., Мурзинов В. А. — Сборочное производство Волжского автозавода имени 50-летия образования СССР	7	28
Киселев А. М., Цветков П. А. — Особенности кузнечного производства Волжского автозавода им. 50-летия СССР	12	28
Кивман Ф. М., Духанина Л. П. — Состояние и основные направления производства поковок цилиндрических шестерен	3	35
Колобов В. В. — Уровень и перспективы развития холодной штамповки	8	30
Колотилина Т. Ф., Немцов Ю. М., Крашенинников А. А., Ракша А. А. — К вопросу обработки глобоидальных червяков рулевых механизмов	2	41
Коткис М. А., Скобло А. В. — Термомеханическая обработка некоторых материалов на основе железного порошка	5	30
Кохова Г. М., Калинин А. Т., Иванов М. Я., Родионова Г. Н. — Влияние азотирования в расплавленных солях на усталостные свойства некоторых сталей	6	30

Кузнецов А. М. — Технологические и физические основы деформирующе-режущих методов обработки	12	36
Лапин В. Ф., Козлова Л. А., Десятченко Л. Д., Голев В. Д., Белосевич В. К. — Влияние микрорельефа поверхности стального листа на свойства покрытия	4	36
Левитан М. М., Амосов В. П., Лямцев Б. Ф. — Чугун с шаровидным графитом для корпусов турбоагрегатов	1	28
Левчук Д. М., Воронин А. В. — Вихревой метод автоматической сборки	12	31
Луцевич А. В., Гошкодеря В. П. — Точность алмазной правки абразивных кругов торцевушлифовальных врезных станков	10	34
Макарова Н. А. — Цех металлопокрытий АЗЛК	11	37
Мариенбах Л. М., Долотов Г. П., Миронов Ю. С., Тимашков А. Е. — Опыт работы плавильного отделения цеха алюминиевого литья массового производства	2	39
Моисеев Н. А., Михайлов В. В., Мясникова Р. М. — Низкотемпературное жидкостное цианирование режущего инструмента	3	37
Неведомский Л. Д. — Особенности механообрабатывающего производства ВАЗа	10	32
Некрасов А. П. — Установка для испытания на герметичность маслоканалов блоков восьмицилиндровых двигателей	4	42
Поздnev Ю. Д., Синицын И. И., Леви Л. И., Бездудный Г. М., Петрова И. В., Шувалов М. Г., Изюлов И. С. — Исследование влияния многократных оборотов единых формовочных смесей на изменение качества чугуновых отливок	2	35
Прицкер В. Л., Портянко А. А., Анисимов И. Г. — Защита наружной поверхности автомобилей микровосковыми составами	4	41
Пшеннов В. П., Хазанкина К. М., Николов З. М. — Влияние способа приготовления шихты на свойства спеченных железомедных сплавов	9	31
Романюк В. Ф. — Определение оптимальных параметров бесцентрового чернового шлифования	6	35
Савин Г. П. — Совершенствование металлокерамических штампов для горячей штамповки	5	36
Самолов И. В. — Конструктивно-технологическая доводка гильз цилиндра двигателя модели 412	4	35
Симонов А. А. — Влияние погрешностей червячных фрез на циклическую погрешность зубчатой частоты цилиндрических зубчатых передач	10	36
Смуров А. М. — Классификация закрытых штампов, устанавливаемых на кривошипных прессах	4	38
Смутко Н. У., Лекарь Е. В., Садовничук М. П. — К вопросу производства профилей автомобильных ободьев высокой точности	10	33
Тавров В. И. — Об автоматизации установки стопорных колец	9	36
Тихобаев Г. А., Скворцов А. А. — Исследование тепловой работы установки для пайки оснований латунных радиаторов	7	36
Уколов А. И., Гончаренко М. Ф., Кобринский В. С. — Технология изготовления литых чугунных коленчатых валов воздушных компрессоров автомобильных двигателей	1	33
Фингер М. Л., Кринзберг Ц. З., Шонин В. П., Симонов А. А. — О выборе точности червячных фрез под шевер	3	38
Фрумин Ю. Л. — К расчету параметров спиральных вставок под метрическую резьбу	5	29

Цой И. М., Заболотный В. А., Назаров А. Д. — Об измерении и сопоставлении износа и макроотклонения деталей двигателей	1	30
Цой И. М., Заболотный В. А. — Прибор для определения некруглости детали по макропрофилограмме	5	37
Шелапов В. А., Молчанов М. Д., Архипов В. А., Мешков М. А., Ивлев В. А., Гурова Л. М. — Флюсы для обработки алюминиевых литейных сплавов	8	31
Шляпина В. А., Рокитский Е. Е., Нечаев Е. П., Сошина Г. П. — Новый способ поверхностного пластического деформирования	6	33

Информация

Автоматизированные станции проверки безопасности автомобилей в Японии	1	44
Андреев М. Б. — Маслоохладитель коробок передач грузовых автомобилей фирмы Боумэн	7	43
Бадриев К. Л., Мучаидзе А. И., Восканян А. Г. — Датчик суммарных чисел оборотов двигателя с приводом от прерывателя-распределителя	12	41
Бадюля А. К. — Применение производственной тары на автозаводах СССР	10	39
Блокин Г. П. — Проблема очистки отработавших газов двигателей в Японии	1	35
Блокин Г. П. — Японская автомобильная и мотоциклетная фирма Хонда Мотор	12	39
Бурков В. В. — Состояние и перспективы развития алюминиевых радиаторов для автомобилей	7	38
Галкин Ю. М., Осипович В. Т. — Стандартизация автотракторного электрооборудования	1	37
Гоян Г. А. — Новое в токарной обработке и контроле при изготовлении тормозных барабанов	10	43
Жаров Г. В., Карпов Ю. И. — Развитие мирового капиталистического рынка автомобилей в 1970—1973 гг.	6	37
Зубакин А. Г., Тольский В. Е. — Обмен опытом по проблеме уменьшения шума и вибрации автомобилей	7	45
Иванов А. Н. — Автотранспорт в лесной и деревообрабатывающей промышленности	1	46
Иванов М. П. — XL Международный конгресс литейщиков	3	44
Игнатъев А. Н., Серебряков В. В. — Семинар по противоблокировочным устройствам тормозных систем автомобилей	8	39
Каменев К. С. — Некоторые особенности производства и экспорта автомобилей ФРГ	9	41
Клементьев М. А. — Автомобилестроение в странах Азии	1	41
Ковалев Н. П. — Единая система электронных вычислительных машин социалистических стран членов СЭВ	8	40
Коваль Ф. И., Долгопольский Н. А. — Стенд для испытания износостойкости обивочных материалов автомобильных сидений	7	41
Коптев А. И. — Двухприводный трехсекционный пластинчатый конвейер	7	42
Лебедев Е. С., Рабинович Б. М. — Использование инерционных синхронизаторов в приводах отбора мощности	9	43
Левкин П. В. — Специальные клещи для точечной сварки бензобака	4	47
Мараховский В. С. — Новый Государственный стандарт	9	46
Матвеев Н. А., Волкомич А. А., Чудновский И. Д., Сухомидинов С. Н., Баландин Г. Ф., Евсеев А. С., Тисленко Ю. Т., Голосовкер А. М., Трубкин В. М. — Современные центробежные смесители периодического действия	3	40

Несветова Л. Г. — Станки фирмы Бёрингер для вихрекопировальной обработки . . .	4	46
Несветова Л. Г. — Станки фирмы Вотан	5	45
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . .	1—12	
Озолинг Э. В. — Газовое и жидкостное азотирование коленчатых валов по способу фирмы Джeneral Моторс . . .	9	42
Основенко Н. Е. — Чехословацкие автомобили «Татра» семейства Т148 и Т813 . . .	8	43
Паутова В. Б. — Молодежь в борьбе за повышение эффективности производства . . .	5	47
Пиковский А. Е. — Классификация кузовов легковых автомобилей . . .	2	45
Порошин Г. В., Козлова Л. Н. — Особенности нового прокладочного материала БР-1 . . .	6	45
Пташкин И. Т., Жданов Р. Х. — Получение резьбовых отверстий в деталях листовой штамповки с помощью самопробивающей гайки . . .	9	45
Редин В. И., Пятов И. С. — Некоторые вопросы производства роторно-поршневых двигателей . . .	5	40
Рогожина Т. В. — Новые покрытия и современные методы их нанесения . . .	1	46
Рогожина Т. В. — Цветное анодирование алюминия . . .	10	42
Рось Я. В., Пипко Я. Е. — Новый краповый самопогрузчик модели 4903 . . .	1	39
Садовников В. А. — Технический прогресс и информация . . .	11	46
Самоль Г. И. — Американские автомобили 1973 г. . .	2	43
Самоль Г. И. — Современное состояние и тенденции развития мирового производства и парка автомобилей . . .	4	43
Самоль Г. И. — Автомобильная промышленность в странах Европейского экономического сообщества . . .	5	39
Саутенкова В. А., Морозова Н. Г., Садилюк И. А. — Новые автомобильные обивочные ткани . . .	3	43
Соболькова В. А. — Литейные кокильные машины . . .	5	44
Сосин В. А. — Механизированный склад оснований кузова . . .	8	38
Спесивых С. А., Лежнева Е. И. — Всесоюзный семинар по повышению квалифи-		

кации заведующих кафедрами автомобильных специальностей вузов . . .	2	48
Спесивых С. А., Лежнева Е. И. — XXXII научно-исследовательская конференция Московского автомобильно-дорожного института . . .	6	40
Тараненко П. И. — Активная и пассивная безопасность автомобилей «Москвич» . . .	11	41
Тучкова Т. И. — Роботостроение . . .	4	45
Успенский В. Л., Фастовцев Г. Ф. — О проектировании и строительстве станции технического обслуживания автомобилей . . .	7	43
Хаимов Р. М., Шевик М. А. — Стенды для статических испытаний деталей и узлов автомобилей . . .	12	38
Хлыстов А. Н. — Устройство для гальванического наращивания внутренних поверхностей электронатиранием . . .	9	44
Чертов Р. А. — Участие автомобилей «Москвич» в международных соревнованиях . . .	11	43
Шиманович М. А., Шнеерсон И. З. — Расточные головки с осевым перемещением шпинделя . . .	10	40
Шульман Л. А., Андреев М. Б., Калиновский В. А. — Организация диагностики, легковых автомобилей в техническом центре обслуживания автомобилей Главмосавтотранса . . .	8	36

Критика и библиография

Беликов В. В. — Рецензия на книгу А. А. Портянко «Консервация и упаковка изделий машиностроения», изд-во «Машиностроение», 1972 . . .	1	48
Иларионов В. А. — Рецензия на книгу М. А. Петрова «Работа автомобильного колеса в тормозном режиме». Омск, Западно-Сибирское книжное издательство, 1973 . . .	10	45
Костров А. В. — Рецензия на книгу Б. Я. Гинзбурга и др. «Профилирование юбок поршней». М., «Машиностроение», 1973 . . .	8	47
Литвинов А. С. — Рецензия на книгу Я. С. Агейкина «Вездеходные и комбинированные двигатели». М., «Машиностроение», 1972 . . .	3	47
Орлин А. С. — Рецензия на книгу В. А. Звонова «Токсичность двигателей внутреннего сгорания». М., «Машиностроение», 1973 . . .	9	47

Рефераты статей

УДК 629.113:658.5.011

Планирование темпов снижения трудовых затрат в условиях освоения новой продукции. Макс ури А. Н., Одегов Ю. Г. «Автомобильная промышленность», 1974, № 12.
Рассмотрены вопросы планирования снижения трудоемкости новой продукции в период ее освоения. Приведены формулы для расчета темпов снижения трудовых затрат в период освоения в общем виде и в определенном интервале. Табл. 1.

УДК 621.43:629.113

О совершенствовании выпускных органов двигателей. Круглов М. Г., Савельев Г. М., Зайченко Е. Н. «Автомобильная промышленность», 1974, № 12.
Показано, что достигнутый уровень совершенства выпускных органов двигателей, характеризуемый интегральным коэффициентом расхода $\mu = 0,65 \div 0,70$, оставляет ограниченные возможности для дальнейшего повышения эффективных показателей двигателей путем улучшения формы-выпускных каналов. Рис. 3. Библиограф. 3.

УДК 629.113:539.538

Определение износа деталей двигателей методом поверхностной активации. Григорьев М. А., Поляковский Л. К., Метелкин В. А., Жаргалов Т. С. «Автомобильная промышленность», 1974, № 12.

Дана методика измерения износа деталей двигателей внутреннего сгорания и впервые получена динамика износа трех деталей одновременно методом поверхностной активации. Табл. 3. Рис. 5. Библиограф. 3.

УДК 621.43.001.4:629.113

К методике определения шума и вибраций двигателей. Назаров А. Д., Цой И. М. «Автомобильная промышленность», 1974, № 12.

Изложены результаты исследований виброакустических показателей двигателей ЗМЗ. Обоснована необходимость единой методики измерений шума и вибраций двигателей. Рис. 3.

УДК 629.113.001.1

Определение кинематических параметров шин для изучения динамики транспортных машин. Тураев Х. Т., Фуфаев Н. А., Шикин В. И. «Автомобильная промышленность», 1974, № 12.

Даны методика и результаты экспериментального определения величин кинематических параметров шин. Изучено влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на величины кинематических параметров шины. В качестве примера использования полученных экспериментальных данных рассмотрен вопрос о влиянии параметров шин на устойчивость движения управляемых колес автомобиля. Рис. 7. Библиограф. 5.