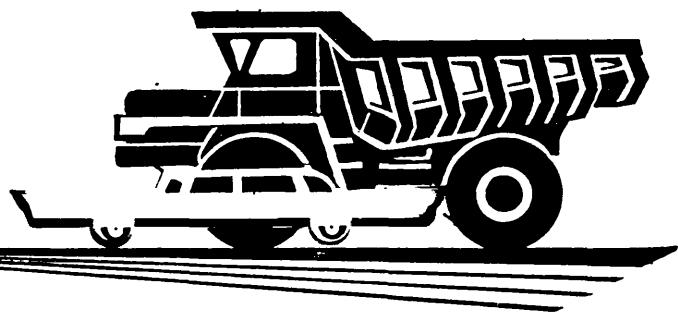


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1971

6



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Б. Ф. Лаптев — Основные требования к таре для межзаводских перевозок комплектующих изделий	1
--	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

И. Я. Райков — Влияние способов смазки на показатели малых двухтактных двигателей	3
Л. М. Гурова, В. Н. Федоров, Н. С. Фролова, В. А. Шеламов — Основные направления работ в области повышения качества автомобильных поршней	5
Г. Б. Рутенбург — О значении коррозионного износа современных двигателей	6
Е. С. Кузнецов, А. Е. Гальбурт — Исследование надежности и режимов технического обслуживания тормозных механизмов автомобилей МАЗ-500	9
А. А. Габашвили — О влиянии изменения внутреннего давления в шине при нагреве в движении на некоторые характеристики колеса	12
М. И. Дронин, В. И. Дольберг — Эффективность регулирования тормозных сил на грузовых автомобилях	13
А. В. Жуков — Влияние запаздывания воздействия неровностей дороги на попечные колебания полуприцепа	16
А. Д. Дербаемдикер — Вероятностная оценка экстремальных воздействий микропрофиля автомобильных дорог	19
Ю. Д. Силуков, С. А. Пашкин — Динамика деформаций элементов резино-кордной оболочки шины при преодолении колесом вертикальных препятствий	23
Ю. А. Ечистов, Л. К. Найденов — Торможение автомобильного колеса на твердой дороге	24
М. Б. Школьников — О расчете на кручение пассажирского отделения кузова автомобиля-фургона	27

ТЕХНОЛОГИЯ

Ю. А. Геллер — Современные быстрорежущие стали	30
Л. И. Живов, Б. Н. Чумаков, В. И. Семенский, В. И. Дубина, А. П. Суббота — Определение усилий штамповки на кривошипных горячештамповочных прессах	32
В. А. Отневский, Г. А. Островский, А. М. Рыскинд, А. Л. Степин, К. З. Шепеляковский, И. Н. Шкляров — Повышение прочности и долговечности деталей при термической обработке с индукционным нагревом	34
И. А. Коганов, А. Б. Воеводин — Нарезание резьбы червяков твердосплавными торцовыми головками	37

ИНФОРМАЦИЯ

Б. Г. Рохленко — Стенд для испытания на долговечность термостатов двигателей внутреннего сгорания	39
Л. Я. Марциновский, Ю. П. Сорочан — Конструкции опорных устройств полуприцепов зарубежных фирм	40
А. Б. Руденко — Оборудование для автоматической и полуавтоматической зачистки автомобильных отливок фирмы Норитаке	43
Новости зарубежной технологии	45
Рефераты статей	46

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, В. А. Карпов, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, А. Н. Низов, А. Н. Островцев, С. М. Степашкин, А. Д. Просвирнин, В. А. Устинов, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

Москва, К-51, Нагорная, 23, 2-й этаж, комн. 230,
тел. 226-63-14 и 226-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Е. В. Сабынич

Сдано в набор 7/IV-1971 г. Подписано в печать 20/V-1971 г. Т-06385
Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0 Уч.-изд. л. 9,0 Тираж 14139 Формат 60×90^{1/4} Зак. 1401

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

6

июнь

1971

Год издания XXXVII

Экономика и организация производства

УДК 629.113.004.3:621.798.1

Основные требования к таре для меж заводских перевозок комплектующих изделий

Б. Ф. ЛАПТЕВ

Ульяновский научно-исследовательский и проектно-технологический институт машиностроения

ПРИ массовом производстве автомобилей значительно растет объем перевозок комплектующих изделий. В этих условиях нужна комплексная механизация транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских операций. Механизировать процессы перемещения комплектующих изделий можно только с помощью плоских или ящичных поддонов (ящичной тары), которые позволяют унифицировать большое разнообразие транспортных свойств грузов и значительно упростить организацию и технологию меж заводских перевозок.

Вопрос о таре, таким образом, становится очень важным в организации поставок комплектующих изделий. Требования, предъявляемые к таре для меж заводских перевозок, должны знать не только те, кто ее проектирует и изготавливает, но и те, кто ее эксплуатирует и ремонтирует.

Основным требованием к таре является обеспечение сохранности груза при перевозках различными видами транспорта на любые расстояния и в различных климатических условиях. Чтобы продлить срок службы тары, ее следует выполнять из металла. Тара должна иметь крышку с герметизирующей прокладкой для предохранения от попадания влаги внутрь. Чтобы не загромождать проездов при работе с тарой на рабочих местах, крышка изготавливается съемной или складной.

Тара должна быть удобна не только для загрузки и выгрузки перевозимых изделий, но и для работы в цехе на рабочих местах завода-поставщика и завода-потребителя. Размеры и конструкция тары должны позволять легко манипулировать с ней на рабочих местах, не мешая производственному процессу.

Конструктивные требования к многооборотной таре следующие:

1. Тара должна перемещаться самыми разнообразными подъемно-транспортными механизмами. Поэтому в конструкции ее необходимо предусматривать возможность захвата тары крюками грузоподъемных механизмов, подъема тары с любой стороны вилочным электро- или автопогрузчиком и возможность передвижения тары по конвейеру, рольгангу, склизу. Чем больше видов грузоподъемных машин и механизмов может быть использовано для работы с многооборотной тарой, тем легче организация перевозок.

2. Конструкция тары должна обеспечивать многоярусное штабелирование (при хранении изделий на складах до пяти ярусов и на накопительных площадках порожней тары до семи ярусов). Для выполнения этого требования многооборотной таре нужно обладать достаточной прочностью и иметь такое устройство фиксирующих элементов, которое бы позволяло свободно устанавливать тару в штабель на значительной высоте (6—7 м).

3. Таре необходимо иметь специальный карман с вырезанным в нем окном для сопроводительных документов на груз и на тару. Документы укладываются в карман, предварительно обернутые в прозрачный водонепроницаемый материал. Система условных обозначений позволяет через окно в кармане определить наименование и количество изделий в таре, не извлекая документов.

Наиболее важным является требование к размерам многооборотной тары. Ее габаритные размеры должны быть кратными внутренним размерам кузовов железнодорожных вагонов, автомобилей, трюмов судов, грузовых отсеков самолетов и крупных контейнеров различной грузоподъемности.

ГОСТом 14861-69 предусматривается базовый размер тары 1200×800 мм. Рекомендациями СЭВ 324-65 размер 1200×800 мм предлагается принять как основной. Этот размер согласуется с внутренними размерами подвижного состава железнодорожного транспорта, обеспечивает наибольшее использование объема вагона. Однако для перевозок на автомобилях и в контейнерах большой грузоподъемности, которые в ближайшее время будут широко применяться для транспортирования промышленных грузов, длину тары 1200 мм нельзя считать удовлетворительной, так как она не кратна внутренним размерам грузовых платформ. Здесь следует использовать тару с размерами в плане 1200×1000 или 1000×800 мм.

Неувязка размеров тары с размерами подвижного состава транспорта и некоторые другие причины привели к тому, что на отечественных предприятиях в настоящее время существует большое количество типоразмеров как внутризаводской, так и межзаводской тары. Такое положение не может способствовать развитию тарного хозяйства на предприятиях.

Поэтому собравшееся в мае 1970 г. в г. Ульяновске техническое совещание представителей автозаводов страны приняло решение о целесообразности перехода всех предприятий Министерства автомобильной промышленности на эксплуатацию единой типовой производственной тары. Совещание одобрило предложенные Ульяновским научно-исследовательским и проектно-технологическим институтом машиностроения параметрические ряды производственной тары (см. таблицу).

Тип тары	Номинальные размеры тары в плане (длина \times ширина) в мм	Номинальная высота в мм
Тара ящичная крупная	600 \times 400	200; 320
	800 \times 600	400; 500; 600
	1000 \times 800	500; 600; 800
	1200 \times 800	500; 600; 800
	1200 \times 1000	500; 600; 800
	1600 \times 1200	630; 800
	1500 \times 800	500
Тара стоечная	800 \times 600	630
	1000 \times 800	—
	1200 \times 800	630; 800
	1200 \times 1000	—
	1600 \times 800	630; 800; 1000
	2400 \times 800	500; 630
Тара ящичная (металлическая и пластмассовая) мелкая	3200 \times 800	500; 630
	1500 \times 800	—
	150 \times 100	50; 80
	200 \times 150	80; 125
	300 \times 200	80; 125; 160; 200
	400 \times 300	125; 160; 200
Поддоны деревянные и металлические	1000 \times 800	—
	1200 \times 800	—
	1200 \times 1000	—

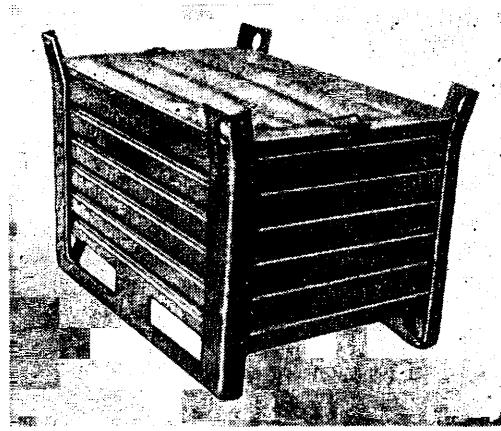
Существует еще одно требование, на первый взгляд не имеющее большого значения, но пренебрежение которым может затруднить комплексную механизацию межзаводских перевозок. Это требование касается веса тары. Если при изготовлении тары будет соблюдаться определенный допуск на вес, то одинаковый вес тары одного типоразмера значительно облегчит проведение контрольно-учетных операций. Знание разницы между весом брутто, который может определяться на конвей-

ерных весах или на рычажных весах с циферблатным указателем РГУ-М, и весом тары, позволяет без счета определить количество изделий, находящихся в таре. Поэтому после изготовления тару нужно взвешивать и ее вес выбивать на определенном месте (ставится клеймо), что дублируется надписями крупным шрифтом на торцовых стенках. То же самое делается и после ремонта тары.

Кроме того, тара должна отвечать требованиям эстетики современного производства. Сварные соединения нужно по возможности убрать с видных мест, а там, где этого сделать нельзя, места сварки тщательно зачистить.

Вся тара, принадлежащая одному предприятию, окрашивается в один цвет. Тару для межзаводских перевозок желательно окрашивать в светлые тона и черной краской делать необходимые надписи. Надписи наносятся на двух противоположных стенках тары так, чтобы их можно было прочитать при любом положении тары в штабеле.

На рисунке показан общий вид металлической многооборотной ящичной тары с крышкой типа 1Н1288-14. Эта тара, изготовленная в соответствии с перечисленными требованиями,



предназначена для перевозки комплектующих изделий на другие автозаводы. Эта же тара, но без крышки, применяется при внутризаводских перевозках.

Тара 1Н1288-14 изготавливается из холодногнутого гофрированного профиля толщиной 1,5–2,0 мм. Углы тары усилены стойкой. Верхние части стоек выступают над уровнем ящика и разваликованы для удобства штабелирования, а нижние части двух стоек соединены продольным уголком и являются опорой тары. Все элементы тары соединяются между собой электродуговой сваркой.

Испытания, проведенные Ульяновским научно-исследовательским и проектно-технологическим институтом машиностроения, совместно с автозаводами, показали хорошие эксплуатационные качества описанной тары.

Опыт эксплуатации многооборотной тары на автозаводах страны показывает, что такая тара является одним из важнейших средств комплексной механизации транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских операций и организующим началом перевозок, предусматривающим применение современных транспортных средств и механизмов складирования, погрузки и выгрузки.

Конструирование Исследования Испытания

УДК 621.432.4

Влияние способов смазки на показатели малых двухтактных двигателей

Канд. техн. наук И. Я. РАЙКОВ

Московский автомеханический институт

В БОЛЬШИНСТВЕ случаев смазка двухтактных двигателей осуществляется маслом, добавляемым в топливо в количестве 4—5%. Исходит из расчета обеспечения надежной смазки кривошипно-шатунного механизма на режимах работы с полной нагрузкой при номинальном числе оборотов вала. Однако это приводит к тому, что на частичных нагрузках двигатели работают с излишним расходом масла. Способ отдельной подачи масла позволяет изменять подачу масла в зависимости от режима работы. На малых нагрузках оказалось возможным снизить расход масла до 0,8—1,0%.

В лаборатории двигателей Московского автомеханического института установлено, что в городских условиях движения общий расход масла при раздельной регулируемой подаче снижается примерно в 2 раза и одновременно уменьшается дымность отработавших газов. Установлено также, что заданную мощность N_e двигатель развивает при меньшем суммарном расходе бензина и масла (рис. 1). Приведенные экспериментальные данные свидетельствуют о том, что дозирование масла в зависимости от нагрузки в двигателях с кривошипно-камерной продувкой вносит качественные изменения в рабочие процессы, открывая для них возможность использования более бедных составов горючей смеси. Регулируемая подача масла изменяет и содержание токсичных веществ в отработавших газах этих двигателей.

Программа работ предусматривала два этапа испытаний мотоцикла «Восход» Ковровского завода с двигателем с объемом цилиндра 175 см³. На первом этапе мотоцикл испытывали на стенде с беговыми барабанами с имитацией скорости движения 40—70 км/ч. На втором — двигатель мотоцикла испытывался отдельно на тормозном стенде при $n=3300$ об/мин и разных нагрузках.

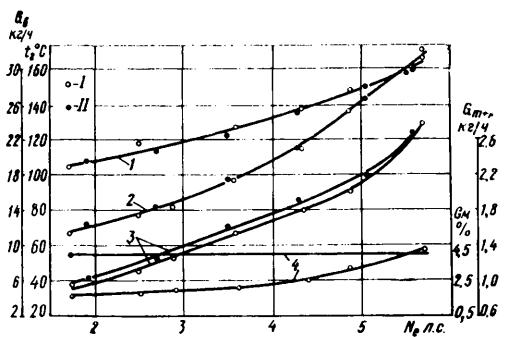


Рис. 1. Нагрузочная характеристика двигателя:

1 — температура нагрева головки t_2 ; 2 — расход воздуха G_v ; 3 — суммарный расход бензина и масла G_{m+v} ; 4 — расход масла G_m ; I — при работе на заранее составленной смеси бензина А-76 с 4% масла АС-8; II — с регулируемой подачей масла маслодозирующим насосом

Карбюратор регулировался таким образом, чтобы как при работе на смеси масла с бензином, так и с отдельной подачей масла двигатель развивал одинаковую мощность или мотоцикл

имел бы одинаковую скорость (на беговых барабанах). При раздельной подаче масло дозировалось специальным насосом в зависимости от нагрузки и подавалось в задроссельное пространство впускного тракта двигателя.

Испытания проводились на масле АС-8 и бензине А-76. Расход этих материалов, а также расход воздуха, тепловое состояние двигателя, скоростной и нагрузочный режимы его работы контролировались и поддерживались одинаковыми. Про-

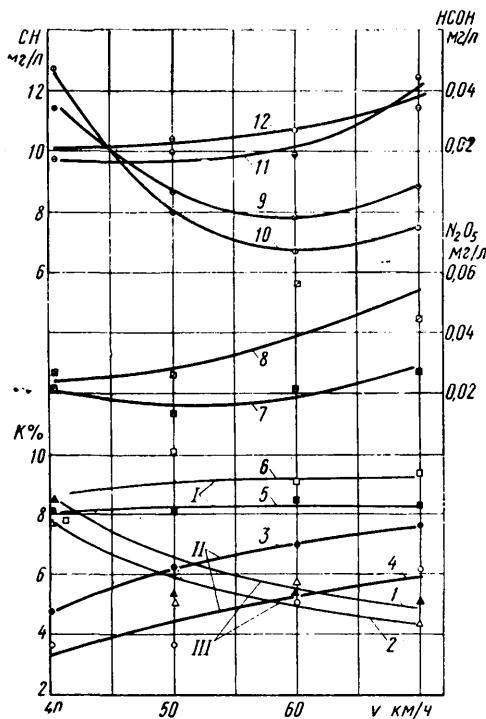


Рис. 2. Содержание токсичных и нетоксичных компонентов K в отработавших газах:

I, 3, 5, 7, 9, 11 — при работе на 4%-ной смеси масла с бензином; II, 2, 4, 6, 8, 10, 12 — при работе с регулируемой подачей масла насосом

бы газов отбирались через газозаборники из выпускных трубопроводов и подвергались анализу на содержание окиси углерода, окислов азота в пересчете на N_2O_5 , альдегидов, углеводородов и других компонентов отработавших газов. Отбор проб и анализ их для большей надежности дублировались.

Изучение химического состава отработавших газов при испытании мотоцикла на беговых барабанах показало, что количество поступающего в двигатель масла оказывает влияние на содержание в нем отдельных токсичных и нетоксичных компонентов (рис. 2).

Дозирование масла в зависимости от нагрузки обеспечило уменьшение выброса в атмосферу углеводородов. Минимальное содержание углеводородов СН в газах наблюдалось при скорости движения $v=60 \text{ км/ч}$. При работе на топливе с 4%-ной добавкой масла с каждым литром отработавших газов в атмосферу выбрасывалось на 10—12% больше углеводородов, чем при регулируемой подаче масла с учетом нагрузки двигателя.

Горючая смесь с ограниченным количеством масла в ее составе при прочих равных условиях сгорала полнее. Подтверждением этому служит, например, определенное увеличение содержания углекислого газа CO_2 (рис. 2, кривые 1), а также заметное уменьшение содержания в отработавших газах кислорода O_2 (рис. 2, кривые III) и особенно окси углерода CO (рис. 2, кривые II). Количество CO снизилось на 20—30%. О качественных изменениях в протекании процессов смесеобразования и сгорания свидетельствует и то, что в отработавших газах несколько повысилось содержание альдегидов HCOH и в 1,5—2,0 раза возросло количество окислов азота N_2O_5 (рис. 2).

С целью выявления фактической эффективности раздельной подачи топлива и масла определено суммарное количество токсичных веществ из условий приведения каждого токсичного компонента к окиси углерода с учетом норм СССР на предельно-допустимые концентрации токсичных веществ в атмосферном воздухе населенных мест:

$$G_{m,k}^{\text{CO}} = G_{\text{CO}} + 0,667G_{\text{CH}} + 10G_{\text{N}_2\text{O}_5} + 10G_{\text{HCOH}},$$

где $G_{(\text{CO}, \text{CH}, \text{N}_2\text{O}_5, \text{HCOH})}$ — количество данного токсичного компонента;

0,667 и 10 — коэффициенты приведения токсичных компонентов к токсичности CO .

Количество токсичного компонента, выделяющееся в единицу времени, подсчитывалось по уравнению

$$G_{m,k} = (G_b + G_{m+k}) \frac{\mu_{m,k}}{\mu_{\Sigma}} C_{m,k} \text{ кг/ч},$$

где G_b — фактический расход воздуха; $\mu_{m,k}$ и μ_{Σ} — молекулярный вес токсичного компонента и продуктов сгорания;

$C_{m,k}$ — объемная доля токсичного компонента (по данным анализа).

Результаты расчета суммарного количества токсичных веществ $G_{m,k}^{\text{CO}}$, приведенного к токсичности CO (рис. 3), свидетельствуют о преимуществах способа регулируемой подачи масла. При работе на заранее составленной 4%-ной смеси масла с бензином в атмосферу выбрасывалось 400—1100 г токсичных веществ за 1 ч. В тех же условиях работы, но с регулируемой подачей масла, количество токсичных веществ уменьшилось в 2 раза.

Масло в отработавших газах обследованного двигателя не превышало 1% от общего содержания в них токсичных веществ. Для двухтактных малых двигателей такое незначительное количество названных компонентов вполне закономерно и объясняется тем, что вне зависимости от нагрузки они работают на богатых смесях, состав которых корректируется водителем вручную сообразно с условиями движения и не выходит за пределы, оцениваемые коэффициентом избытка воздуха 0,8—0,85. При работе на богатых смесях содержание окислов азота в отработавших газах уменьшается настолько, что обнаруживаются лишь следы их. Поэтому токсичность отработавших газов мотоциклов определяется в основном наличием в них окиси углерода и углеводородов, причем доля последних оказывается сравнительно большой. В проведенных испытаниях количество углеводородов, выбрасываемых в атмосферу, на всех нагрузочных режимах работы оценивалось 7—12 мг/л, а с переходом на холостой ход повышалось до 17—20 мг/л. При таком количестве углеводородов удельное значение в общем количестве токсичных веществ в отработавших газах мотоциклических двигателей достигает 10—20%, т. е. в десятки раз превышает их количество, содержащееся в газах четырехтактных двигателей.

Уменьшение выброса в атмосферу углеводородов является не использованным еще резервом снижения токсичных веществ в отработавших газах двухтактных двигателей. Раздельная подача масла и топлива и отказ от продувки цилиндров горючей смесью обеспечат снижение общей токсичности отработавших газов и одновременно повысят экономичность двухтактных двигателей.

ли с кривошипно-камерной продувкой (рис. 4). На всех режимах частичных нагрузок суммарное содержание токсичных веществ в отработавших газах заметно снижалось.

Токсичность отработавших газов на малых и средних нагрузках, когда в двигатель подавалось менее 2% масла, снизилась на 25—30%. При больших нагрузках и расходе масла в пределах 2—3% токсичность снизилась на 15—20%; при полной нагрузке, когда расход масла приближается к 4%, снижение токсичности составляло немногим более 10% (рис. 4). Следовательно, общее снижение содержания токсичных веществ в отработавших газах в известной мере предопределется количеством масла, вводимым в двигатель.

Дорожные испытания мотоцикла «Восход», проведенные на городских трассах, показали, что расход масла с регулируемой подачей его при движении со скоростями 55—65 км/ч не превышает соответственно 1,6—2,2% от расхода топлива. Для указанного диапазона скоростей расход масла оказался менее 2% при испытании этого мотоцикла и на беговых барабанах.

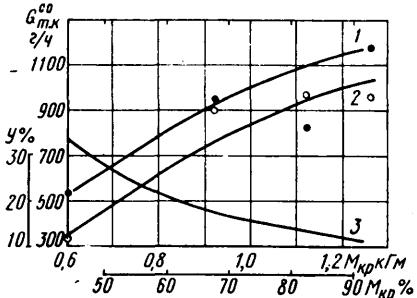


Рис. 4. Суммарная токсичность отработавших газов двигателя мотоцикла «Восход», полученная при испытании на стенде (M_{kp} — крутящий момент):

1 — при работе на 4%-ной смеси бензина с маслом; 2 — при работе с регулируемой подачей масла; 3 — уменьшение токсичности газов

лируемой по нагрузке подачей масла, количество токсичных продуктов в отработавших газах уменьшалось соответственно до 300—900 г/ч. Таким образом, общее содержание токсичных веществ в отработавших газах в рассматриваемых испытаниях снизилось более чем на 20%.

Анализ зависимостей, полученных при испытании двигателя на тормозном стенде, т. е. в более тяжелых условиях, чем на первом этапе испытаний мотоцикла «Восход», не оставляет сомнений в преимуществе регулируемой подачи масла в двигателе.

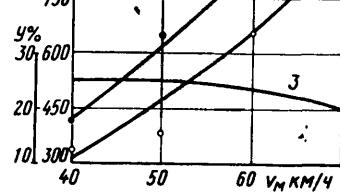


Рис. 3. Суммарная токсичность отработавших газов, полученная при испытаниях на беговых барабанах (v_m — скорость мотоцикла):

1 — при работе на 4%-ной смеси масла с бензином; 2 — при работе с регулируемой подачей масла; 3 — уменьшение Y токсичности газов в процентах

Основные направления работ в области повышения качества автомобильных поршней

Л. М. ГУРОВА, канд. техн. наук В. Н. ФЕДОРОВ, Н. С. ФРОЛОВА, канд. техн. наук В. А. ШЕЛАМОВ

Научно-исследовательский институт автотракторных материалов

ВЫСОКОЕ качество поршней, долговечность и надежность их работы зависят прежде всего от физико-механических свойств сплава и качества отливок. Свойства сплава и качество заготовок определяют в значительной степени чистоту механической обработки, прочность, долговечность, прирабатываемость и другие технологические и конструктивные характеристики поршней.

Для изготовления поршней карбюраторных двигателей используются сплавы АЛ30 и АЛ10В. Физико-механические свойства этих сплавов приведены в таблице.

Наименование свойств	Марка сплава	
	АЛ30	АЛ10В
Удельный вес в $\text{г}/\text{см}^3$	2,65	2,78
Коэффициент теплопроводности в $\text{кал}/\text{см} \cdot \text{сек} \cdot \text{град}$	0,40	0,40* 0,42**
Коэффициент термического расширения (10^{-6}) в интервале температур 20–300°	20,0	24,4
Линейная усадка в %	1,0	1,2
Предел прочности в $\text{кг}/\text{мм}^2$ при 20°	21	18
Длительная прочность в $\text{кг}/\text{мм}^2$ при:		
200°	10	—
250°	8	—
300°	4	—
Твердость по Бринеллю H_B	100	100
Удлинение в %	0,5	0,5

* При 250°.

** При 300°.

Анализ данных таблицы показывает, что сплав АЛ10В по свойствам уступает сплаву АЛ30, поэтому долговечность поршней из сплава АЛ10В значительно меньше долговечности поршней из сплава АЛ30.

Большое значение для оценки долговечности поршней имеют условия их эксплуатации, качество применяемых смазочных масел, а также уровень конструктивной проработки и соблюдение технологической дисциплины в производстве.

Чтобы найти пути улучшения качества поршней и соответствующего уменьшения их расхода рассмотрены следующие вопросы:

1) статистические данные по производству поршней;
2) требования, предъявляемые к качеству автомобильных поршней, и анализ качества поршней, отлитых на основных заводах-изготовителях;

3) некоторые результаты экспериментальных работ по рафинированию алюминиевых сплавов и рекомендации по повышению металлургического качества поршней.

Рассмотрим вопросы качества поршней карбюраторных двигателей, поскольку поршни дизелей в основном удовлетворяют предъявляемым к ним специальным требованиям.

Повышенный расход поршней на запасные части может быть объяснен большим числом капитальных ремонтов двигателей, во время которых устанавливаются новые поршни; недостаточным качеством ремонтных работ; не всегда удовлетворительным металлургическим качеством материала поршней и низким качеством механической обработки отливки поршня.

Остановимся подробно на металлургическом качестве материала поршня.

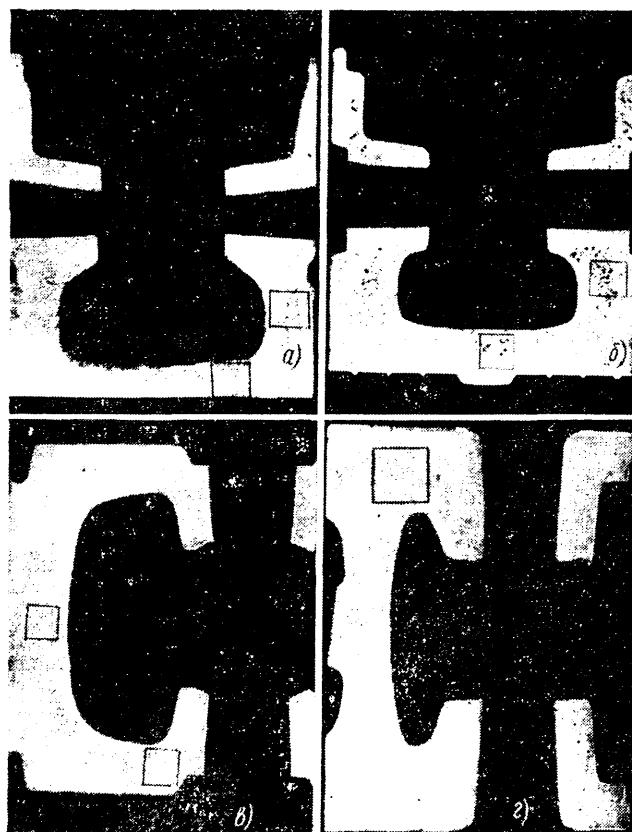
В практике известен перечень требований к материалам поршня:

- 1) высокая прочность и жаропрочность;
- 2) небольшой коэффициент линейного расширения;
- 3) удовлетворительные литейные свойства;
- 4) удовлетворительная обрабатываемость резанием;
- 5) способность обеспечивать остаточный рост в соответствии с требованиями чертежа;
- 6) малый удельный вес.

Указанным требованиям в основном удовлетворяют сплавы системы Al—Si, легированные для повышения прочности магнием и для повышения жаропрочности — медью и никелем.

Однако приведенный перечень требований к материалу поршня не отвечает современному представлению о качестве. Отсутствие в практике конкретных требований к материалу поршней (выраженных определенными количественными характеристиками) не позволяет достаточно полно, точно и объективно оценить пригодность того или иного сплава для отливки поршней. Если рассматривать приведенный перечень требований к материалу поршня, то его необходимо дополнить конкретными цифрами. Известно, что под понятием «удовлетворительные литейные свойства» понимаются жидкотекучесть, линейная усадка, склонность к образованию горячих трещин и т. д. Однако целесообразнее несколько расширить указанное понятие и оценивать паряду с чисто литейными свойствами сплавов некоторые технологические характеристики. Новое понятие может быть обозначено как «удовлетворительные технологические свойства», которые могут иметь несколько оценивающих характеристик: чистота поверхности, плотность отливки, равномерность металлической структуры, производительность и выход годного литья, пригодность к получению массивных сечений. Все эти характеристики (показатели) удобно оценивать и сравнивать по пятибалльной системе [1] или в шести степенях строгости (как это практикуется фирмой ФИАТ): очень хорошая, хорошая, достаточная, посредственная, недостаточная, плохая (например, равномерность металлической структуры).

В настоящее время необходимо разработать подобные конкретные требования к материалу поршней. Это позволит унифицировать сплавы, применяемые для отливки поршней при



Макрошлифы поршней, отлитых на заводах, где для рафинирования сплавов применяются:

а — обработка солями; сплав АЛ10В×1,0; б — хлористый цинк; сплав типа АЛ30×0,9; в — фильтрация через жидкий флюс; сплав АЛ30×0,95; г — гексахлорэтан; сплав типа АЛ25×1,4

одновременном улучшении их качества. В случае ответственных отливок каждую градацию качества целесообразно подтверждать эталонами. При этом необходимо учитывать степень ответственности детали (для каждой разновидности двигателя должны существовать определенные специальные требования к поршням для него).

Другой серьезной причиной пониженного металлургического качества поршней является их высокая газовая пористость.

Алюминиевые сплавы, обладая рядом положительных качеств, отличаются в то же время склонностью к интенсивному окислению и насыщению газами, главным образом водородом.

Для получения отливок высокого качества необходимо в технологическом процессе уделять большое внимание специальными методам защиты и рафинирования алюминиевых сплавов перед разливкой в формы.

Применение на ряде заводов автомобильной промышленности малоэффективных средств рафинирования сплавов приводит к тому, что качество поршней не отвечает возросшим требованиям автомобилестроения.

Анализ макрошлифов поршней, изготовленных на различных заводах, показал, что их газовая пористость соответствует эталонам № 3—4, а в некоторых случаях даже эталону № 5 пятибалльной шкалы, что значительно превышает допустимую степень пористости (см. рис. а, б).

Наличие в отливках газовой пористости выше баллов 2—3 значительно снижает механические и жаропрочные свойства сплавов [2]. Поэтому повышение плотности отливок поршней является первостепенной задачей.

По нормам фирмы Фиат допустимая пористость в поршнях не превышает пористости эталона № 1.

Высокая пористость наблюдается в поршнях, отливаемых на заводах, где действует несовершенная технология обработки расплава. Например, плавка на одном из заводов сплава АЛ10В и обработка его смесью хлористых солей выполняется в мазутных отражательных печах, на другом — для рафинирования сплавов АЛ10В и АЛ30 применяется малоэффективный хлористый цинк.

Рафинирование при этом осуществляется в плавильной печи, вслед за этим следуют многократные переливы металла, приводящие к окислению, насыщению водородом и, как следствие, к высокой пористости в отливках.

Намного ниже пористость поршней, отлитых на заводе, где для рафинирования расплава применяется фильтрация его через жидкий флюс (рис. в), который достаточно эффективно удаляет неметаллические включения и предохраняет расплав от окисления и водородного насыщения [3].

Наименьшая пористость (балл 1) в отливках завода, где для рафинирования сплава применяется гексахлорэтан (рис. г). Подобный метод рафинирования для сплавов Al—Si применяется на заводах фирмы Фиат.

Таким образом, для повышения плотности поршней необходимо применять наиболее эффективные средства рафинирования расплава.

В настоящее время большое применение для рафинирования алюминиевых сплавов получил гексахлорэтан, широко используемый в автомобильной промышленности Италии, Чехословакии и других стран [4], а также на ряде отечественных заводов.

Проведенные опытно-промышленные плавки с применением гексахлорэтана (вместо хлористого цинка) для рафинирования сплавов АЛ10В и АЛ30 подтвердили целесообразность применения этого способа.

Плавки велись по следующей технологии: расплавление шихты (чушковые сплавы АЛ10В и АЛ30 — 53—56%), небольшого количества лигатур и отходов собственного производства (40—43%) в тигельных газовых печах типа «Колеман»; перелив расплава в переносной графитовый тигель, а затем в раздаточную печь, где осуществляли рафинирование при 720—730°. Гексахлорэтан вводили пятью-шестью равными порциями по 0,06% от веса металла в раздаточной печи (всего 0,3% для сплава АЛ30 и 0,4% для сплава АЛ10В).

Обработка расплава длилась 10—12 мин, после чего следовала выдержка в течение 10—15 мин, затем — заливка по заводской технологии. Температура заливок поршней из сплава АЛ30 — 715—730° из сплава АЛ10В — 710—740°. Расположение при отливке — дном вниз.

Исследования полученных поршней показали, что применение гексахлорэтана для рафинирования вторичного сплава АЛ10В приводит к заметному снижению газовой пористости (с балла 4—5 до балла 2—3), но полностью ее не устраняет из-за большой склонности этого сплава к образованию газовой пористости, связанной с наличием большого температурного интервала кристаллизации 603—505° [5].

Рафинирование гексахлорэтаном сплава АЛ30 полностью устраниет газовую пористость. Однако в массивных сечениях сохраняется крупная усадочная пористость.

Для ликвидации усадочной пористости требуется изменение технологии отливки (литниковой системы, температуры заливки, а также положения поршня).

Решение вопросов качества поршней по всему технологическому циклу изготовления в комплексе с научно-обоснованным подходом к вопросам выбора смазочных масел, к конструктивной проработке, выбора условий эксплуатации, механизации рабочего процесса позволит значительно повысить их срок службы и сократить их расход.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Foundry», 97, № 3, 1969, стр. 115.
2. Альтман М. Б. Неметаллические включения в алюминиевых сплавах. Изд-во «Металлургия», 1965.
3. Корякин Г. И. «Литейное производство», 1968, № 8.
4. Шаров М. В., Никишаева О. И. Труды МАТИ, № 49, 1961.
5. Пархутин П. А., Лубенский М. З. «Литейное производство», 1968, № 2.

УДК 621.43:629.113.620.19

О значении коррозионного износа современных двигателей

Г. Б. РУТЕНБУРГ

ЗА ПОСЛЕДНИЕ годы автозаводы добились существенного увеличения срока службы двигателей, доведя их работу без капитального ремонта до 200 тыс. км пробега. Фактором, лимитирующим период работы двигателя до капитального ремонта, продолжает оставаться износ деталей цилиндроворшневой группы.

Вопросам износа этих деталей были посвящены многочисленные исследования, в результате которых установлена существенная роль не только абразивного, но и коррозионного износа [1—5].

В соответствии с этими исследованиями в мировой практике принято повышать долговечность автомобильных двигателей не только за счет улучшения средств защиты двигателя от пыли, но также путем применения улучшенных сортов масел и топлива, использования устройств, обеспечивающих быстрый прогрев двигателя и поддержание оптимального теплового режима.

На отечественных двигателях реальные возможности увеличения межремонтного пробега путем улучшения антикоррози-

онных качеств топлива и масел, а также применения автоматических устройств для регулирования теплового режима используются далеко не полностью. Об этом свидетельствует, в частности, тот факт, что по действующему ГОСТу 2089—64 до сих пор разрешается выпуск автомобильного бензина с несколько повышенным содержанием серы, в то время как по американским стандартам содержание серы в бензине допускается неизначительное. В опубликованных за последние годы статьях по вопросу о путях дальнейшего повышения долговечности двигателя обращает на себя внимание недооценка роли коррозионного износа.

В этих работах, вопреки сложившимся во всем мире представлениям, делается попытка доказать незначительность коррозионного изнашивания деталей двигателя, в частности, отрицается существенное влияние на их износ холодных пусков. В работах [3—5] подчеркивается решающая роль абразивного износа двигателей под действием пыли. Однако в большинстве районов СССР этот фактор имеет сезонный характер. Износ двигателя из-за пыли существенно уменьшается усовершен-

ствованием фильтров, расширением сети асфальтированных дорог.

Так как абразивный износ принимается в качестве основного механизма изнашивания, переоценивается роль сезонного фактора и упускаются из вида постоянно действующие факторы износа: качество топлива и масел, тепловой режим работы двигателя.

Поэтому вопрос о причинах износа имеет серьезное практическое значение. Вот почему важно определить, насколько достоверны экспериментальные данные, положенные в основу выводов о незначительности коррозионного износа для современных двигателей.

Большинство упомянутых статей построено на отдельных испытаниях, выполненных с целью доказательства безвредности холодных пусков двигателей и направленных на обоснование возможности в целесообразности широкого использования на отечественных автомобилях пусковых устройств типа «Старт-Пилот».

Учитывая, что именно серия этих испытаний послужила одним из главных оснований для отрицания существенной роли коррозионного износа, представляется необходимым подробно рассмотреть в качестве первоисточника статью в журнале «Автомобильная промышленность», посвященную исследованию пусковых износов карбюраторных двигателей [4]. Статья базируется на результатах сравнительных испытаний в холодильной камере трех карбюраторных двигателей ЗИЛ-375, из которых один пускался после предварительного разогрева подогревателем П-100, а два других без разогрева, т. е. в холодном состоянии.

Всех трех двигателей охлаждались до -25° , и после каждого пуска прогревались в течение 15 мин на режиме холостого хода. Всего было сделано на каждом двигателе 100 циклов, состоявших из пуска, прогрева и охлаждения. Испытания велись на одинаковом масле АСЗп-10 и бензине А-76.

Результаты измерений гильз цилиндров, выполненных до и после испытаний, показали, что среднемаксимальный диаметральный износ I цилиндров, измеренный микрометром, составил 19 мкм после 100 пусков с разогревом и 19—26 мкм после пусков в холодном состоянии.

При измерениях методом микролунок получены величины износов соответственно 8 и 12 мкм.

На основе этих данных в статье сделан вывод о том, что износы деталей как предварительно прогретого, так и холодного двигателя за 100 пусков по абсолютным значениям оказались незначительными.

Этот вывод расходится с общепринятыми до сих пор представлениями о решающей роли пусковых износов и находится в противоречии с указаниями заводских инструкций о недопустимости холодных пусков двигателей. Такая новая постановка вопроса, конечно, должна быть тщательно обоснована и базироваться на достоверных экспериментальных данных.

Однако, если обратиться к представленным в статье материалам, нетрудно установить не только существенные методические неточности проведенных испытаний, но, главное, исходя из опубликованных в статье фактических данных, легко доказать ошибочность сделанных выводов о незначительности пусковых износов.

Остановимся на методике выполненного исследования, так как рассмотрение ее некоторых неправильных положений позволит объяснить, почему в отличие от многочисленных предыдущих исследований авторам не удалось обнаружить существенного различия между пусковыми износами холодного и прогретого двигателя.

Высокие пусковые износы деталей цилиндров поршневой группы объяснялись до сих пор коррозионными явлениями. Интенсивность этого изнашивания при прочих равных условиях определялась исключительно тепловым состоянием двигателя, т. е. температурой стенок камеры сгорания и цилиндров в начале пуска и в конце прогрева. При этом наиболее интенсивный износ, как установлено сейчас многими исследованиями [1 и 3], происходит не в первый кратковременный момент самого пуска двигателя, а в последующий несравненно более продолжительный период его прогрева, в течение которого температура охлаждающей жидкости и масла сравнительно медленно достигает оптимальных значений. Это существенное влияние температуры двигателя на интенсивность коррозионного износа подтверждается сейчас всеми без исключения исследованиями, выполненными как в нашей стране, так и за рубежом (рис. 1 и 2).

При исследовании причины износов автомобильных двигателей американские ученые уделяют много внимания износам

при пуске по существу теплого двигателя (от 20° и выше), так как именно в этих температурных условиях двигатель за свой срок службы на автомобиле пускается десятки тысяч раз и поэтому суммарный пусковой износ имеет важное значение для его долговечности. Как показано на рис. 1, даже при благоприятных условиях, когда двигатель пускается в тепловом состоянии, интенсивность износа колец зависит от температуры.

Поэтому при оценке пусковых износов двигателей важен учет их теплового состояния и лишь при сохранении идентичности по указанному параметру можно считать, что по коррозионному износу двигатели будут поставлены в сопоставимые условия.

Однако это решающее требование не было выполнено в рассматриваемом исследовании и сравниваемые двигатели в конце 15-минутного периода работы на холостом ходу имели неодинаковую температуру стенок цилиндров. При этом у предварительно прогретого двигателя, который перед пуском уже

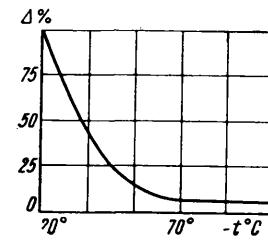


Рис. 1. Пусковой износ поршневых колец в зависимости от температуры $-t$ (Δ — относительный износ колец)

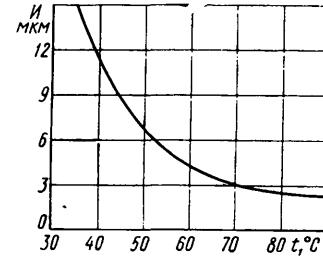


Рис. 2. Среднемаксимальный износ I цилиндров двигателя ЯМЗ-236 за 75 пусков (t_1 — средняя температура стенок цилиндров при пуске и прогреве)

имел температуру антифриза $80-90^{\circ}$, а масла 60° , после 15 мин разогрева на холостых оборотах температура стенок цилиндров была около 110° .

В то же время у холодного двигателя, который перед пуском предварительно не прогревался и имел начальную температуру антифриза не 80° , как в первом случае, а -25° , за те же 15 мин работы на холостом ходу температура стенок цилиндров не превышала 60° .

Следовательно, не доведя холодный двигатель после пуска до теплового состояния, одинакового с состоянием полностью прогретого двигателя, авторы искусственно почти вдвое сократили для холодного двигателя период интенсивного изнашивания и получили для него соответственно заниженные величины пусковых износов.

Другая весьма существенная ошибка, допущенная при исследовании, состоит в следующем. Холодные пуски двигателя неизбежно сопровождаются значительным накоплением конденсата воды и топлива в картере двигателя, что приводит к резкому снижению качества масла, вызывая тем самым повышенный износ не только в результате коррозионных явлений при пуске, но также по причине прямого ржавления деталей двигателя при длительной стоянке автомобиля.

Достаточно указать, что по результатам исследований содержание 2—3% воды в масле увеличивает износ цилиндров и колец в несколько раз [1]. Накопление большего количества воды в картерном масле при пуске и прогреве холодного двигателя происходит вследствие конденсации водяных паров, которые образуются при сгорании водорода, содержащегося в топливе.

Факт значительного накопления воды и бензина в картере двигателя при его холодном пуске подтверждается и в рассматриваемой статье. Однако авторы исследований сочли возможным исключить влияние на износ этого весьма существенного фактора путем замены масла у холодного двигателя через каждые 10 пусков.

Допустимость такой частой смены масла обосновывается наличием повышенной влажности воздуха в холодильной камере, а также тем обстоятельством, что в реальных условиях эксплуатации разжижение масла не достигает больших значений, так как после пуска двигатель нагружается и температура масла увеличивается настолько, что основная часть фракций бензина, кипящих при низкой температуре, из масла испаряется.

В статье приводятся экспериментальные данные, доказывающие эту известную истину, справедливость которой по отно-

шению к фракциям бензина, кипящим при низкой температуре, ни у кого не вызывает сомнения. Однако в статье нет никаких доказательств быстрого испарения воды, накапливаемой в моторном масле при холодных пусках. Ведь в реальных условиях эксплуатации, особенно зимой, когда двигатель работает постоянно с переохлаждением, температура масла значительно ниже 100° и поэтому удаление из него воды происходит крайне медленно. Не может также служить достаточным обоснованием для частой замены масла сделанная в статье ссылка на высокую влажность воздуха в холодильной камере. Ведь количество влаги, засасываемой двигателем вместе с воздухом, даже при его 100%-ной влажности составляет несопоставимо меньшую величину по сравнению с количеством воды, образующейся в результате сгорания бензина.

При каждой смене масла у холодного двигателя в рассматриваемом случае удалялась не только вода, но также продукты окисления масла и «износовое железо», которые в действительности, оставаясь в масле, играют немаловажную роль при износе.

Поэтому есть все основания утверждать, что путем частой смены масла авторы исследования смягчили условия для изнашивания цилиндров при пусках холодного двигателя, получив для него заниженные величины износов. Подтверждением этому могут служить результаты аналогичных испытаний, выполненных в НАМИ на двигателях ЯМЗ-236. Во время этих испытаний масло при пусках холодного двигателя менялось через 40 пусков, т. е. значительно реже, и в этом случае, как показано на рис. 3, износы цилиндров при пуске холодного двигателя оказались значительно выше, чем в случае пуска предварительно прогретого двигателя.

Отмеченные существенные недостатки методики проведенных испытаний, несомненно, снижают научную ценность опубликованных материалов. Тем не менее, помещенные в статье фактические данные, полученные, как показано выше, по несовершенной методике, являются вполне достаточными, чтобы опровергнуть основной вывод статьи, утверждающей, что износы деталей двигателя после 100 пусков по абсолютным значениям невелики.

Абсолютные цифровые значения износа цилиндров еще не дают оснований для оценки их значения, так как эти цифры следуют сопоставить с фактическим износом, получаемым при испытаниях двигателя на автомобиле или на стенде.

Для ориентировочного представления о значимости полученных величин пусковых износов воспользуемся в качестве примера результатами форсированных дорожных испытаний двигателей ЗИЛ-130 с минимальным числом пусков. Результаты сравнения износов приведены на рис. 4. По ним нетрудно установить, что незначительная, по мнению авторов, среднемаксимальная величина износа гильз (10—19 мкм), полученная после 100 пусков, превышает износ аналогичного двигателя после 150 000 км пробега автомобиля.

Следовательно, если исходить из опубликованных данных, получается, что один пуск и прогрев карбюраторного двигателя эквивалентен по износу более чем 1500 км пробега автомобиля при форсированных дорожных испытаниях.

Аналогичное представление о большой значимости приведенных в статье пусковых износов может быть получено также и при их сопоставлении с износами при стендовых испытаниях двигателей по ГОСТу 491—55. Результаты стендовых испытаний двигателей ЗИЛ-130 показали, что износ гильз, полученный после 100 пусков, соответствует износу двигателя после 600 ч работы на стенде, т. е. один пуск эквивалентен 6 ч напряженной работы двигателя.

Несостоятельность вывода о незначительности пусковых износов может быть весьма наглядно показана и на следующем простом примере. Если учесть, что по статистическим данным на 1000 км пробега автомобиля приходится не менее

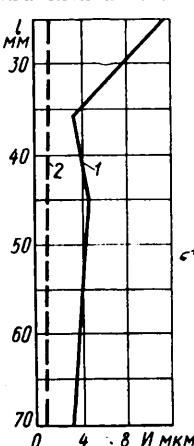


Рис. 3. Средний износ цилиндров двигателя ЯМЗ-236 за 75 пусков и прогревов (1 — расстояние от верхней плоскости блока):

1 — температура цилиндров перед пуском -25° (масло АС3п-10); 2 — температура цилиндров перед пуском +74° (масло ДСп-8).

30 пусков двигателя, то при пробеге автомобиля до капитального ремонта порядка 150 000 км на нем будет выполнено не менее 4500 пусков. Предположим, что все пуски будут осуществлены при самых благоприятных условиях, т. е. когда двигатель перед пуском во всех случаях будет полностью прогрет. Тогда исходя даже из самых минимальных величин пусковых износов, представленных в рассматриваемой статье (8 мкм на 100 пусков), получим, что суммарный износ

Рис. 4. Сравнительная оценка пусковых износов двигателя ЗИЛ-130 ($H_{ср}$ — средний износ гильз цилиндров):

1 — износ после 100 пусков и прогревов; 2 — износ после 150 тыс. км форсированных дорожных испытаний; 3 — износ после 600 ч испытаний двигателя на стенде

гильз цилиндров при постановке двигателя в капитальный ремонт только из-за пусков составит 360 мкм.

Если сопоставить полученную величину (360 мкм) с существующими нормами износа гильз до их замены (400 мкм), то станет понятным, что необходимость капитального ремонта двигателя будет определяться в данном случае почти исключительно пусковыми износами.

До сих пор, придавая серьезное значение пусковым износам, исходили из того, что они составляют половину эксплуатационных износов. Фактические данные, опубликованные в рассмотренной статье, не только не опровергают этого, но, наоборот, указывают на еще большую роль для современных двигателей пускового износа.

Рассмотренные примеры не дают никаких оснований прекенергатать коррозионным изнашиванием цилиндров двигателей и указывает, что при работах по дальнейшему увеличению долговечности отечественных двигателей серьезное внимание нужно уделять не только защите двигателя от пыли, но крайне необходимо осуществить мероприятия, направленные на уменьшение коррозионного износа:

1. Обеспечить автомобили топливом с минимальным содержанием серы.

2. Организовать выпуск моторных масел с антикоррозионными и противозносными присадками, соответствующими требованиям мировых стандартов.

3. Устранить причины снятия из двигателей термостатов путем повышения надежности их работы, а также путем широкого использования антифризов и устройств для предпускового разогрева двигателя.

ОТ РЕДАКЦИИ

Публикуя статью Рутенбурга Г. Б., редакция журнала заканчивает начатое в 1966 г. обсуждение статьи тт. Григорьева М. А., Пономарева Н. И. и Шанина Е. И. на тему: «Об износе цилиндров автомобильных двигателей». В результате обсуждения стало очевидным, что, несмотря на резкое увеличение долговечности новых автомобильных двигателей, соотношение между отдельными составляющими износов деталей цилиндро-поршневой группы изменилось незначительно. Наряду с абразивным изнашиванием цилиндров и поршневых колец очень велика роль пусковых и коррозионных износов.

В этих условиях необходимо вместе с улучшением защиты двигателей от попадания абразивных частиц через воздух, смазку или топливо улучшать антикоррозионные свойства автомобильных топлив, улучшать защитные, смазывающие свойства и долговечность автомобильных моторных масел, обеспечивать стабильный оптимальный тепловой режим двигателя, применять более долговечные материалы основных изнашиваемых деталей и узлов двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Boist W. «MTZ», 1963, № 2.
2. «SAE preprints», № 070439, 1968.
3. Лосавио Г. С. Пуск автомобильных двигателей без разогрева. Изд-во «Транспорт», 1965.
4. Гуреев А. А. и др. «Автомобильная промышленность», 1966, № 12.
5. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н., Шанин Е. И. «Автомобильная промышленность», 1966, № 3.

Исследование надежности и режимов технического обслуживания тормозных механизмов автомобилей МАЗ-500

Д-р тех. наук Е. С. КУЗНЕЦОВ, А. Е. ГАЛЬБУРТ

Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта

ПРИНЯТО считать, что износостойкость и тепловая напряженность тормозных механизмов характеризуются весом автомобиля, приходящимся на единицу суммарной площади тормозных накладок [1]. Этот показатель у автомобилей семейства МАЗ-500 на 2,6% ниже, чем у автомобилей МАЗ-200 (табл. 1). Между тем, надежность тормозных механизмов, оказывающих решающее влияние на безопасность движения подвижного состава, исследована еще недостаточно.

Таблица 1

Автомобиль	Полный вес в кг	Общая площадь тормозных накладок в см ²	Вес, приходящийся на 1 см ² площади тормозных накладок, в кг/см ²
МАЗ-500	14 225	4210	3,38
МАЗ-503Б	13 950	4210	3,31
МАЗ-200	13 525	4260	3,18
МАЗ-205	12 729	4260	2,95

С целью количественной оценки износостойкости тормозов автомобилей семейства МАЗ-500 и разработки профилактических режимов, от которых зависит надежность тормозных механизмов, проведены длительные наблюдения за их техническим состоянием в эксплуатации.

Исследовались четыре автомобиля МАЗ-500, постоянно работающих с двухосными прицепами, и три автомобиля МАЗ-503Б. Суммарный пробег автомобилей за период испытаний составил соответственно 223 и 251 тыс. км. Автомобили эксплуатировались преимущественно в условиях второй категории [2]. Перед наблюдениями на контрольные автомобили устанавливали новые серийные тормозные механизмы, предварительно подготовленные для измерений. В частности, фрикционные накладки просверливались на определенную глубину по схеме для получения искусственных измерительных баз, а отверстия заполнялись на период эксплуатации асбестовым шнуром для предохранения баз от загрязнения. На каждой тормозной колодке передних и задних колес измерения проводились в 12 точках индикаторной головкой с подстановкой.

Износ тормозных барабанов определялся в двух перпендикулярных плоскостях нутрометром-микрометром НМ 70-600 со сферическими наконечниками. Измерения осуществляли через каждые 8–10 тыс. км при очередном техническом обслуживании.

Такой объем наблюдений позволил получить достоверные данные об интенсивности износа тормозных механизмов в обычных условиях эксплуатации.

В результате обработки полученных данных [3] определены средние значения интенсивности износа фрикционных накладок и барабанов, их среднеквадратичные отклонения, коэффициенты вариации, а также другие характеристики распределения.

Износ фрикционных накладок. Исследования показали, что износ накладок передних колес составляет 0,02–0,26 мм, а задних — до 0,48 мм на 1000 км. Почти в 50% случаев (рис. 1) износ накладок тормозных колодок передних колес доходил до 0,04 мм, а задних — до 0,07 мм на 1000 км. Износ до 0,12 мм на 1000 км был у 93% накладок передних колес автомобилей МАЗ-500 и у 97% — МАЗ-503Б, а задних колес соответственно около 80 и 82%.

Средние значения интенсивности износа накладок тормозов автомобилей МАЗ-500 и

МАЗ-503Б, а также другие характеристики распределения приведены в табл. 2.

Средний износ накладок передних колес автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б меньше, чем задних соответственно в 1,6 и 1,4 раза. Более интенсивный износ фрикционных накладок у автомобилей с бортовой платформой, чем у самосвалов, может быть объяснен большой нагруженностью тормозов этих автомобилей, работавших в составе автопоезда.

Исследованиями установлено, что накладки изнашиваются по длине неравномерно (рис. 2). Если износ в средней части тормозной накладки принять за 100%, то у разжимного кулака передних колес автомобиля МАЗ-500 он составит 84, а зад-

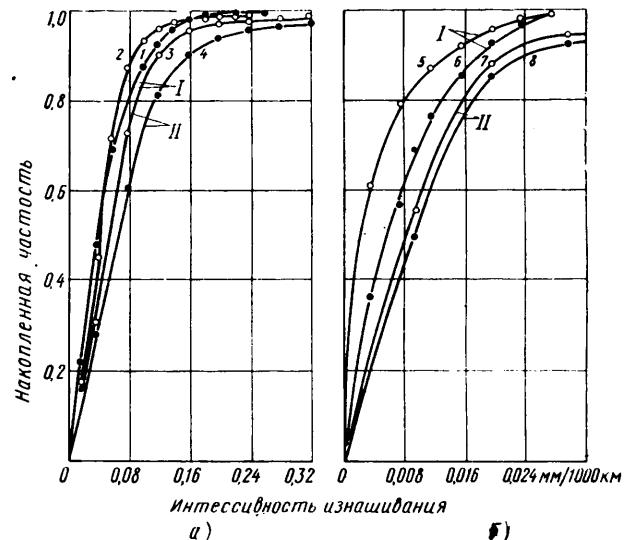


Рис. 1. Распределение интенсивности изнашивания тормозных накладок (а) и барабанов (б) автомобилей МАЗ-500 (кривые 1, 4, 6, 8) и МАЗ-503Б (кривые 2, 3, 5, 7):

I — износ по передним колесам; II — износ по задним колесам

них — 71%; у опорного пальца износ соответственно равен 71 и 72%. При этом интенсивность износа накладок нижних тормозных колодок на 3–5% выше верхних.

Сопоставление полученных результатов с уже известными [4] показало, что неравномерность износа накладок по длине у автомобиля МАЗ-500 уменьшилась по сравнению с автомобилем МАЗ-200, у которого износ у разжимного кулака составляет 87–95%, а у опорного пальца — всего 38–54%.

Накладки по ширине изнашиваются практически равномерно. Так, если износ накладок у наружной кромки принять за 100%, то у внутренней на автомобилях МАЗ-500 он составит

Таблица 2

Показатели распределения	Фрикционные накладки автомобиля МАЗ-500		Фрикционные накладки автомобиля МАЗ-503Б		Тормозные барабаны автомобиля МАЗ-500		Тормозные барабаны автомобиля МАЗ-503Б	
	передние	задние	передние	задние	передние	задние	передние	задние
Средняя интенсивность износа	0,051	0,081	0,050	0,070	0,008	0,014	0,006	0,011
Среднеквадратичное отклонение	0,039	0,021	0,028	0,042	0,0065	0,015	0,005	0,009
Коэффициент вариации	0,76	0,26	0,56	0,60	0,80	1,07	0,85	0,81
Модальный интервал	0,02– –0,04	0,04– –0,08	0,02– –0,04	0,04– –0,08	0,00– –0,004	0,00– –0,01	0,00– –0,004	0,00– –0,005

95—96%. Средний износ накладок передних и задних тормозов в точках максимального износа составляет у бортовых автомобилей 0,057 и 0,095 мм, а у самосвалов соответственно 0,055 и 0,084 мм на 1000 км, т. е. износ в этих точках выше средней интенсивности износа на 10—20%.

Представляют интерес данные об интенсивности износа накладок автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б по временам года. Если износ в зимнее время принять за единицу, то весной, летом и осенью он в среднем будет равен 2,4; 1,5; 2,7.

Износ тормозных барабанов. Распределение износов тормозных барабанов (рис. 1) показывает, что у автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б износ составляет 0,004—0,08 мм

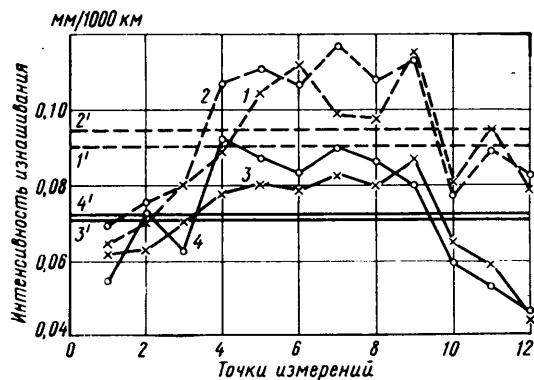


Рис. 2. Интенсивность изнашивания по длине накладок тормозов задних колес автомобиля МАЗ-500:

1 — верхняя колодка правого колеса; 2 — нижняя колодка правого колеса; 3 — верхняя колодка левого колеса; 4 — нижняя колодка левого колеса;
1', 2', 3', 4' — средние значения интенсивности изнашивания

на 1000 км. Износ передних тормозных барабанов до 0,012 мм на 1000 км у автомобилей МАЗ-500 встречается почти в 80% случаев, а у автомобилей МАЗ-503Б — в 88% случаев. У задних тормозных барабанов автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б в 87—89% случаев износ доходит до 0,020 мм на 1000 км.

Средняя интенсивность износа тормозных барабанов автомобилей МАЗ равна 0,006—0,014 мм на 1000 км (см. табл. 2), т. е. радиальный износ тормозных барабанов в 11—17 раз меньше, чем фрикционных накладок.

При сравнении результатов проведенных исследований с аналогичными данными по автомобилям МАЗ-200 и МАЗ-205 [4] видно, что интенсивность износа фрикционных накладок передних колес автомобиля МАЗ-500 увеличилась на 16%, а задних уменьшилась на 16%. Таким образом, соотношение интенсивности износа накладок передних и задних колес у автомобиля МАЗ-500 улучшилось и составляет 1,0:1,6 по сравнению с 1,0:2,2 у автомобиля МАЗ-200, что способствует снижению неравномерности изнашивания тормозов передних и задних колес новых автомобилей семейства МАЗ, и достигнуто оно, главным образом, благодаря перераспределению веса по осям автомобиля.

Значительно снизился у автомобилей МАЗ-500 и удельный износ тормозных барабанов. Так, если у автомобиля МАЗ-200 радиальный износ задних тормозных барабанов составлял 0,023 мм на 1000 км, то у автомобиля МАЗ-500 он в 3,3 раза меньше.

Можно предполагать, что снижение интенсивности износа тормозных барабанов и фрикционных накладок способствовало улучшение охлаждения тормозных механизмов за счет ребер жесткости на барабанах, а также предотвращение скапливания на поверхности накладок абразивных материалов и продуктов износа благодаря применению пустотелых латунных заклепок вместо винтов с гайками у автомобиля МАЗ-200.

В результате изменения интенсивности износа накладок и барабанов переменился темп нарастания зазоров в тормозных механизмах автомобилей семейства МАЗ-500. Так, средняя интенсивность увеличения зазора между накладками и барабанами передних и задних колес автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б уменьшилась соответственно по сравнению с автомобилями МАЗ-200 и МАЗ-205 на 15—30 и 66—84%.

На основании средних данных об интенсивности износа накладок в зонах максимального износа определен ресурс фрикционных

накладок передних и задних колес автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б. При этом принято, что в зоне максимального износа работа накладки прекращается при запасе материала 1,5—2,0 мм до головки заклепки. Для сопоставления с расчетным ресурсом в табл. 3 приведен фактический средний ресурс накладок автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б, определенный по данным двух групп автохозяйств БССР. К группе I отнесены автохозяйства г. Минска, эксплуатирующие подвижной состав в аналогичных с подконтрольными автомобилями условиях, а к группе II автохозяйства различных областей республики, где подвижной состав, и особенно самосвалы, работает в более тяжелых условиях эксплуатации, преимущественно категории II—III.

Таблица 3

Ресурс	Ресурс фрикционных накладок автомобилей в тыс. км	
	МАЗ-500 с двухосным прицепом	МАЗ-503Б
Расчетный:		
передние	140,0	145,4
задние	84,2	96,2
Фактический:		
по группе I		
автохозяйства:		
передние	99,4	84,9
задние	86,2	75,8
по группе II		
автохозяйства:		
передние	100,3	77,8
задние	87,5	63,6

Как видно из табл. 3, для автомобилей семейства МАЗ-500 благодаря снижению интенсивности износа тормозных механизмов и большего использования накладок по толщине, их ресурс в эксплуатации составляет около 100 тыс. км, что соответствует средним данным по грузовым автомобилям американского производства [5].

Таким образом, результаты настоящих исследований свидетельствуют о повышении эксплуатационной надежности ножевых тормозов автомобилей семейства МАЗ-500.

Для определения режимов регулирования тормозных механизмов исследовано влияние величины зазора между накладками и барабанами на тормозные качества автомобиля.

Эффективность торможения автомобиля МАЗ-500 определялась испытаниями типа О в соответствии с правилами № 14 Подкомитета по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии Организации Объединенных Наций.

Исследования проводились на сухой и чистой динамометрической дороге автополигона НАМИ. Тормозной путь измерялся прибором фирмы Пайслер, а замедления — деселерографом типа 3-9/Е3.

Испытания проводились при 36 различных положениях червячных механизмов ножного тормоза, начиная от положения, соответствующего номинальному зазору и кончая зазором, при котором тормозной путь выходил за допустимые пределы. Принятая частота интервалов измерений позволила определить эффективность торможения автомобиля при различном соотношении K интенсивности изнашивания тормозных механизмов задних и передних колес.

При одинаковой интенсивности изнашивания передних и задних колес ($K=1$) зазор в тормозных механизмах, соответствующий предельно допустимому тормозному пути автомобиля МАЗ-500, равен 1,0 мм, при $K=1,4$ зазор составляет 0,9 и 0,87 мм при $K=1,6$. Располагая величинами максимальных зазоров между тормозными накладками и барабанами и их номинальными величинами, определяем средний допустимый износ фрикционных накладок из выражения

$$\delta_{\theta} = \Delta_{\text{м}} - \Delta_{\text{к}},$$

где δ_{θ} — средний допустимый износ фрикционных накладок;

$\Delta_{\text{м}}$ — средний максимальный зазор между тормозными накладками и барабанами по всем колесам, соответствующий предельно допустимому тормозному пути;

$\Delta_{\text{к}}$ = 0,38 — средний зазор по всем колесам при номинальных значениях регулировочных параметров.

Проводя соответствующие вычисления, получаем:
при $K = 1$ $\delta'_\theta = 0,62$ мм; при $K = 1,4$ $\delta'_\theta = 0,52$, а при
 $K = 1,6$ $\delta''_\theta = 0,49$ мм.

Таким образом, в случае равной интенсивности изнашивания накладок тормозов передних и задних колес среднедопустимый износ фрикционных накладок, а следовательно, и периодичность регулировочных работ могут быть увеличены у автомобилей МАЗ-500 на 21% и у автомобилей МАЗ-503Б на 16%. Это свидетельствует о наличии резерва дальнейшего совершенствования тормозов автомобилей МАЗ.

Как показала математическая обработка результатов наблюдений, рассеивание величин зазоров между тормозными накладками и барабанами подчиняется закону распределения Вейбулла с коэффициентом вариации $V = 0,51 \div 0,72$.

Оптимальная периодичность выполнения регулировочных работ определяется с учетом фактического рассеивания результатов наблюдений по формуле

$$t_{optm} = \frac{Y_\theta - Y_n}{X_\theta},$$

где Y_θ — предельно допустимое значение параметра;
 Y_n — первоначальное значение параметра;
 X_θ — максимальная интенсивность изнашивания, соответствующая доверительному уровню вероятности.

С учетом доверительного уровня вероятности $P_\theta = 0,90 \div 0,95$ и полученных значений рассеивания величин зазоров максимальная интенсивность изнашивания большие средней и определяется по формуле

$$X_\theta = \mu \bar{X},$$

где \bar{X} — средняя интенсивность нарастания зазора (рис. 3); μ — коэффициент максимальной интенсивности изнашивания, учитывающий вид закона распределения, коэффициент вариации и доверительный уровень вероятности P_θ .

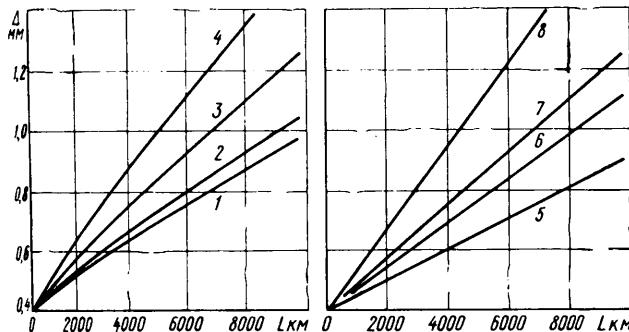


Рис. 3. Изменение зазора между накладками и тормозными барабанами Δ в зависимости от пробега L автомобилей:

1 — передние колеса автомобиля МАЗ-500; 2 — передние колеса автомобиля МАЗ-200; 3 — задние колеса автомобиля МАЗ-500; 4 — задние колеса автомобиля МАЗ-200; 5 — передние колеса автомобиля МАЗ-503Б; 6 — задние колеса автомобиля МАЗ-503Б; 7 — передние колеса автомобиля МАЗ-205; 8 — задние колеса автомобиля МАЗ-205

Для закона распределения Вейбулла коэффициент μ определяется из выражения

$$\mu_B = \frac{\sqrt[m]{- \ln(1 - P_\theta)}}{\Gamma\left(\frac{1}{m} + 1\right)},$$

где Γ — гамма-функция;
 m — параметр распределения Вейбулла, зависящий от коэффициента вариации.

При $P_\theta = 0,95$ и коэффициенте вариации $V = 0,51 \div 0,72$ $m = 1,9 \div 2,4$.

Расчеты показывают, что в средних условиях эксплуатации (категория II) оптимальной периодичностью регулирования ножных тормозов автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б является для передних колес 4,5—5,0 тыс. км, для задних — 2,0—2,5 тыс. км, т. е. проверять, а при необходимости регулировать ход штоков тормозных камер следует при первом техническом обслуживании. При этом коэффициент повторяемости данной операции составляет для передних колес 0,32—0,38, а для задних — 0,64—0,75.

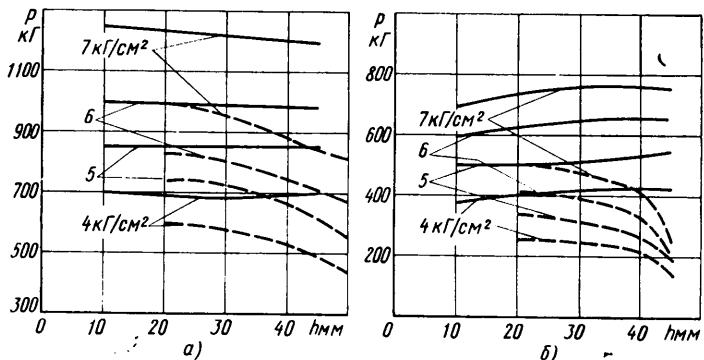


Рис. 4. Диаграмма усилий на штоке задней (а) и передней (б) тормозных камер

Указанные режимы регулирования тормозов, вытекающие из фактической интенсивности нарастания зазоров в тормозных механизмах, справедливы в том случае, когда привод тормозов обеспечивает достаточную стабильность регулировочных параметров.

Внедрение на автомобилях МАЗ-500 тормозных камер новой конструкции повысило усилие на штоке P (сплошные кривые) (рис. 4) и значительно улучшило по сравнению с тормозными камерами МАЗ-200 (штриховые кривые) стабильность этого параметра по всей длине рабочего хода штока h . Изменение конструкции регулировочных рычагов повысило стабильность регулирования в 4—5 раз по сравнению с ранее применяемыми рычагами.

Проведенные исследования показывают, что несмотря на некоторое увеличение веса автомобиля МАЗ-500 и снижение суммарной площади фрикционных накладок, надежность тормозных механизмов в реальных условиях эксплуатации за счет проведенных конструктивных мероприятий повысилась.

Дальнейшими путями повышения надежности тормозных механизмов автомобиля МАЗ являются совершенствование конструкции регулировочных рычагов, улучшение крепления фрикционных накладок на тормозных колодках, снижение неравномерности износа накладок по длине и по осям автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобилей. Автотрансиздат, 1962.
2. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Автотрансиздат, 1963.
3. Длий А. М. Математическая статистика в технике. Изд-во «Советская наука», 1958.
4. Кузнецов Е. С. Режимы технического обслуживания автомобилей. Автотрансиздат, 1963.
5. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. Машгиз, 1961.

О влиянии изменения внутреннего давления в шине при нагреве в движении на некоторые характеристики колеса

А. А. ГАБАШВИЛИ

Институт механики машин АН ГССР

БОЛЬШОЙ диапазон деформаций, свойства материалов поглощать энергию при деформации и генерировать тепло приводят к снижению прочности шин, уменьшению сопротивления качению и изменению динамического радиуса колеса.

В институте механики машин АН ГССР в течение ряда лет ведутся работы по изучению температурного состояния шин при разных условиях эксплуатации. Измерение температуры элементов шины связано с определенными трудностями, обусловленными сложными закономерными деформациями резинно-кордной конструкции при качении колеса.

Для осуществления поставленной задачи потребовалось создать новый метод измерения температуры в шине при непрерывном качении колеса, так как существующие методы измерения требуют остановки колеса, что заведомо вносит искажения и значительно снижает точность измерений.

Благодаря разработанным специальным приборам [1] для определения температуры при качении шины стало возможным в дорожных условиях определить характер изменения давления в шине от роста температуры и рассмотреть вопрос охлаждения шины за счет теплопередачи [2].

Измеритель имеет схему уравновешенного электрического моста. Три плеча моста монтированы в измеритель, четвертым плечом является полупроводниковое микротермосопротивление, диаметр которого равен 0,5 мм. Нарушение равенства в плечах измерительного моста (за счет изменения термосопротивления) вызывает уравнительный ток в цепи моста, который может быть зафиксирован визуальным наблюдением и осциллографом Н-700, подключенным к измерителю.

Исследованиям были подвергнуты шины легковых автомобилей размером 6.70-15 модели И-А14, И-А42 и И-А63 типа Р. Испытания проводились на микроавтобусе РАФ-977 на дорогах с асфальтобетонным грунтовым и бетонным покрытием. При этом учитывались температуры воздуха и дорожного покрытия.

В исследуемых автомобильных шинах оттарированные чувствительные элементы были размещены по центру беговой дорожки на глубине 1, 4 и 8 мм от герметизирующего слоя и в зоне угла короны на глубине 1 и 4 мм. Фиксировалась температура воздуха во внутренней полости шины.

Размещение чувствительных элементов в указанной последовательности позволило определить значения температур исследуемых зон профиля шины. Испытания проводились при различной нормальной нагрузке на колесо и давлении в холодных шинах при ведущем режиме качения.

На рис. 1 приведены результаты измерения внутреннего давления p_w и температуры t , при испытаниях шины 6.70-15, модели И-А14 при нагрузке G_k на колесо 500 кг. Температура окружающего воздуха при испытаниях была 30°, а поверхности дороги 40°. Начальное давление воздуха в шине равнялось 1,8 кг/см².

Из графика видно, что в заданных режимах движения внут-

ренне давление воздуха увеличивается одновременно с повышением температуры в пневматическойшине, стабилизируется прирост давления в ней. Например, при скорости 40 км/ч прирост давления составляет 20%, при $v=60$ км/ч — 23,3%.

Если невозможно измерить температуру из-за сложности, достаточно фиксировать изменение начального внутреннего давления в шине и по данным p_w судить об установлении теплового равновесия, отвечающего условиям движения автомобиля.

На рис. 2 приведен график, отражающий экспериментальную зависимость изменения внутреннего давления и температуры в упомянутой шине (при установившемся тепловом равновесии) от скорости движения автомобиля.

Можно констатировать, что эта зависимость имеет линейный характер при скорости движения 40—90 км/ч. Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что давление в шинах исследуемых моделей при качении на 17—40% больше, чем давление в холодных шинах.

Изменение величины начального давления при качении существенно для характеристики легковой пневматической шины и должно внести некоторые корректировки как при изучении работы шин, так и при анализе движения автомобиля.

Чтобы определить, как влияет изменение давления и температуры на динамический радиус колеса, были исследованы те же пневматические шины размером 6.70-15 на специально спроектированном и изготовленном стенде барабанного типа, на котором можно одновременно фиксировать изменение начального давления в шине p_w и приращение динамического радиуса Δr_d в заданном режиме качения.

Как видно из рис. 3, приращение динамического радиуса стабилизируется одновременно с давлением (температурой) вшине. Анализ полученных экспериментальных данных по-

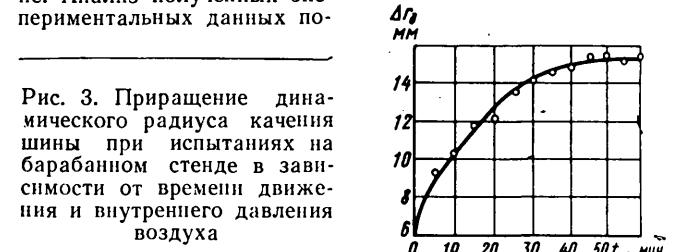


Рис. 3. Приращение динамического радиуса качения шины при испытаниях на барабанном стенде в зависимости от времени движения и внутреннего давления воздуха

казывает, что динамический радиус колеса изменяется примерно на 15—22 мм, что составляет 5% погрешности в тягово-динамических расчетах автомобиля.

При эксплуатации жесткость шины не остается постоянной, а меняется с изменением скорости автомобиля, момента, передаваемого через ведущее колесо, нагрева шины и от других причин [3]. Рассмотрим влияние, оказываемое радиальной жесткостью шины на колебания автомобиля. Чтобы выявить степень воздействия изменения давления (температуры) шин на собственные колебания кузова и неподрессоренных масс заднего моста микроавтобуса РАФ-977, были выполнены эксперименты в лабораторных условиях.

Микроавтобус устанавливался задним мостом над стяжным устройством, связанным с кузовом при помощи троса. На кузове и заднем мосту устанавливались датчики ускорений типа МП-66. Колебания и вертикальные ускорения записывались осциллографом Н-700. Эксперименты проводились при статической радиальной нагрузке на колесо $G_k=500$ кг при внутреннем давлении в шинах $p_w=1,2-2,6$ кг/см² как с амортизаторами, так и без них.

С помощью стяжного устройства кузов смешался вниз на 98 мм. После этого с помощью рычага эксцентрикового зажима выполнялось мгновенное расцепление и система кузов-рессоры — задний мост — шины совершила свободные колебания.

Как видно из рис. 4, вертикальные ускорения кузова при свободных колебаниях возрастают пропорционально давлению.

Если сопоставить данные на рис. 4 с результатами изменения начального давления, исследованного в дорожных условиях (см. рис. 2), вертикальные ускорения возрастают примерно в 1,43 раза.

В диапазоне давлений 1,2—2,6 кГ/см² ускорения кузова возрастают в 2,21 раза. Вертикальные ускорения заднего моста в диапазоне давлений 1,2—2,6 кГ/см² меняются в пределах 0,4—0,6 г, т. е. увеличиваются примерно в 1,5 раза.

Следовательно, вследствие изменения температуры (давления) воздуха в шине в процессе дорожных испытаний автомобиля в значительных пределах меняется плавность хода автомобиля.

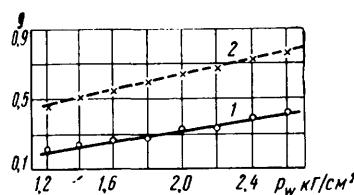


Рис. 4. Изменение вертикальных ускорений кузова при свободных колебаниях в зависимости от внутреннего давления воздуха в шинах:
1 — с амортизаторами;
2 — без амортизаторов

Для учета при практических расчетах сопротивления качению автомобиля необходимо знать величину коэффициента сопротивления f . Последняя определяется обычно экспериментальным путем [4, 5]. В процессе испытания оценивается абсолютная величина коэффициента сопротивления качению и зависимость ее от внешних условий движения, из которых наиболее существенными являются: тип и состояние поверхности дороги, тип и конструкция шины, давление воздуха в шине и т. д.

Имеется ряд эмпирических формул для определения зависимости коэффициента сопротивления качению от скорости движения и давления воздуха в шине.

Например, формула Клауз и Коля

$$f = 0,001 \left[5,1 + \frac{5,5 + 18G_k}{p_w} + \left(\frac{8,5 + 6G_k}{p_w} \right) \frac{v_a^2}{10000} \right];$$

формула Мишлена

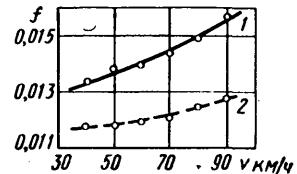
$$f = \frac{0,019}{\sqrt{p_w^2}} + \frac{0,00245}{\sqrt{p_w}} \left(\frac{v_a}{100} \right)^2 + \frac{0,0042}{\sqrt{p_w^4}} \left(\frac{v_a}{100} \right)^3;$$

где v_a — скорость автомобиля в км/ч;

p_w — внутреннее давление в движителе в кГ/см².

Воспользуемся формулой Мишлена с допущением для исследуемых моделей шин. Поскольку в формуле есть фактор v_a , внесем корректиды и в фактор p_w соответственно скорости движения автомобиля.

Как видно из рис. 5, для испытуемой шины коэффициент сопротивления качению для тех же условий, что и на рис. 2, из-



меняется незначительно в пределах изменения скорости при данных исследованиях. Если учесть изменение давления в процессе движения, то значения коэффициента сопротивления качению снижаются в среднем на 15% при эксплуатационных скоростях.

ЛИТЕРАТУРА

- Габашвили А. А. Сб. «Механика машин и инженерная механика полимеров». Изд-во Мецнериба, 1967.
- Габашвили А. А. Механика машин. Изд-во Мецнериба, 1969.
- Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1965.
- Гольд Б. В., Фалькевич Б. С. Теория, конструирование и расчет автомобиля. Машгиз, 1957.
- Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Воениздат, 1951.

УДК 629.113—59.001.5

Эффективность регулирования тормозных сил на грузовых автомобилях

М. И. ДРОНИН, В. И. ДОЛЬБЕРГ

Полтавский автоагрегатный завод

СТРЕМЛЕНИЕ получить максимально возможное замедление путем простого увеличения силы воздействия тормозных колодок на барабан или диск приводит к преждевременной блокировке одной из осей, в то время как тормозной момент на другой оси еще не достиг своего оптимального значения. Блокировка одной из осей вызывает потерю устойчивости или управляемости при торможении. Одновременное приближение обеих осей к блокировке может быть достигнуто регулированием тормозных сил на осях автомобиля.

Для осуществления регулирования тормозных сил необходимо знать законы, по которым происходит распределение нагрузок по осям как при загрузке автомобиля, так и при торможении (рис. 1). Так как положение центра тяжести автомобиля зависит от распределения нагрузок по осям, то определим зависимость положения центра тяжести от нагрузки на заднюю ось при условии постоянства положения центра тяжести груза независимо от его величины.

Из условия равенства статического момента вокруг центра тяжести автомобиля нулю имеем

$$\frac{d}{m-d} = \frac{G_{zp}}{G_0}; \quad d = \frac{m}{1 + \frac{G_0}{G_{zp}}};$$

$$a = a_0 + d = \frac{m}{1 + \frac{G_0}{G_{zp}}} + a_0, \quad (1)$$

где a_0 — расстояние от передней оси до центра тяжести порожнего автомобиля;

m — расстояние от центра тяжести порожнего автомобиля до центра тяжести груза;

d — расстояние от центра тяжести порожнего автомобиля до центра тяжести груженого автомобиля;

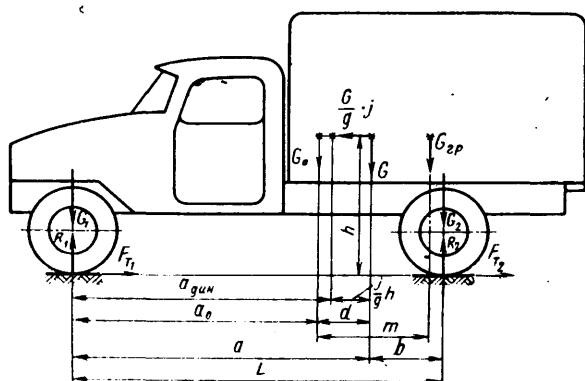


Рис. 1. Распределение сил при торможении автомобиля

a — расстояние от передней оси до центра тяжести гружено-го автомобиля (имеется в виду любая загрузка);

G_0 — вес порожнего автомобиля;

G_{2p} — вес груза.

Нагрузка на заднюю ось

$$G_2 = \frac{G_0}{L} a_0 + \frac{G_{2p}}{L} (a_0 + m),$$

откуда

$$G_{2p} = \frac{G_2 L - G_0 a_0}{a_0 + m}.$$

Подставив значение G_{2p} в формулу (1), получим зависимость положения центра тяжести автомобиля от нагрузки на заднюю ось:

$$a = \frac{a_0 + m}{1 + \frac{G_0}{G_2} \cdot \frac{m}{L}}. \quad (2)$$

Возникающая при торможении инерционная сила $\frac{G}{g} j$ (рис. 1) создает момент, который уравновешивается перераспределением нормальных реакций:

$$L \Delta R = \frac{G}{g} j h, \quad (3)$$

где ΔR — приращение нормальных реакций при торможении;

L — база автомобиля;

h — высота центра тяжести автомобиля;

G — вес автомобиля.

Одну и ту же величину изменения нагрузок на оси можно получить как при торможении, которое вызывает инерционный момент $\frac{G}{g} j h$, так и в статике при условном сдвиге центра

тяжести на величину $\frac{j}{g} h$.

Действительно,

$$G_1 = \frac{G}{L} \left(b + \frac{j}{g} h \right), \quad (4)$$

$$G_2 = \frac{G}{L} \left(a - \frac{j}{g} h \right). \quad (5)$$

Величина $\frac{j}{g} h$, которую условно можно назвать динамическим сдвигом центра тяжести, показывает, насколько сместится вперед центр тяжести автомобиля, чтобы вызвать такое же перераспределение, которое получается при замедлении j .

Соответственно новый условный центр тяжести можно назвать динамическим центром тяжести. Положение динамического центра тяжести для определенной нагрузки можно рассчитать по формуле

$$a_{дин} = a - \frac{\Delta R L}{G}. \quad (6)$$

Как видно из формул (4) и (5), оптимальное торможение может быть получено при условии, если распределение тормозных сил будет происходить в отношении, обратно пропорциональному расстоянию осей до динамического центра тяжести. При этом будет получено максимально возможное для данных дорожных условий замедление

$$j = \varphi f.$$

Анализируя формулы (2) и (6), отмечаем, что положение центра тяжести автомобиля в зависимости от нагрузки на заднюю ось G_2 изменяется по одному закону, а динамический сдвиг в зависимости от нагрузки на ту же ось происходит по другим законам (прямым), причем наклоны прямых различны и определяются загруженностью автомобиля. Это вызывает значительные трудности при создании конструкции автоматических регуляторов, обеспечивающих регулирование по описаным законам.

Одним из вопросов, стоящих при создании регуляторов, является определение необходимой целесообразной точности работы регулирующих устройств, так как стремление получить

регулирование, близкое к теоретическому, приводит к значительному усложнению конструкций, а следовательно, и снижению их надежности.

Чтобы ответить на этот вопрос, необходимо иметь количественную оценку эффективности регулирования при различных его схемах, что позволит также принять решение о необходимости введения регулирования на каждом конкретном автомобиле.

Так как эффективность регулирования — это разность между эффективностью торможения с регулированием и эффективностью торможения без регулирования, то для оценки регулирования необходимо знать эффективность торможения в том и другом случаях. Под эффективностью торможения P понимается отношение максимально возможного замедления, обеспечивающего тормозной системой без блокирования колес, к максимально возможному из условий сцепления:

$$P = \frac{J}{g \varphi} 100.$$

Эффективность торможения зависит от загрузки автомобиля и дорожных условий.

Для более общей оценки регулирования вводится понятие осредненной эффективности торможения ($P_{ср}$ в %). Осредненная эффективность торможения определяется как процентное отношение среднеарифметического максимально возможных замедлений при различной загрузке для данных дорожных условий к максимально возможному из условий сцепления:

$$J_{ср} = \frac{J \varphi G_1 + J \varphi G_2 + J \varphi G_3 + \dots + J \varphi G_n}{n};$$

$$P_{ср} = \frac{J_{ср}}{\varphi g} 100.$$

Величина максимально возможного замедления при торможении автомобиля, не имеющего устройств регулирования тормозных сил, определяется по известным формулам. При этом в случае, когда первой подходит к границе блокирования передняя ось, пользуются формулой

$$\frac{J}{g} = \frac{\varphi b}{\frac{L}{1+n} - \varphi h}, \quad (7)$$

а когда задняя ось, то формулой

$$\frac{J}{g} = \frac{\varphi a}{L \frac{n}{1+n} + \varphi h}, \quad (8)$$

где

$n = \frac{n_{задн}}{n_{перед}}$ — отношение передаточных коэффициентов тормозных механизмов задней и передней осей.

Определим величину максимально возможного замедления при торможении автомобиля, имеющего регуляторы тормозных сил наиболее распространенного типа, в которых информация об изменении нагрузки поступает от датчика, установленного на задней оси (регуляторы фирмы Бош, Кнорр-Бремс, Вестингаус и др.).

Соотношение тормозных сил на осях при установке такого регулятора будет определяться прогибом рессоры, с которой связан регулятор. Каждому прогибу рессоры будет соответствовать вполне определенная нагрузка G_2 и какое-то условное положение центра тяжести a_p автомобиля, не совпадающее с динамическим центром тяжести.

Примем выходную характеристику регулятора $a_p = f(G_2)$ известной, а порядок и построение рассмотрим ниже.

Чтобы определить замедления, необходимо иметь следующие зависимости:

- 1) выходную характеристику регулятора $a_p = f(G_2)$;
- 2) характер изменения центра тяжести в зависимости от нагрузки на заднюю ось $a = f_1(G_2)$;
- 3) закон изменения динамического центра тяжести $a_{дин} = f_2(G_2)$.

Так как регулятор распределяет тормозные силы по осям в отношении, обратно пропорциональному расстоянию осей до условного центра тяжести, то

$$\frac{b_p^c + \frac{da_p}{dG_2} \Delta G_2}{a_p^c - \frac{da_p}{dG_2} \Delta G_2} = \frac{F_{r1}}{F_{r2}} = \frac{G_1 \frac{j_1}{g}}{G_2 \frac{j_2}{g}}, \quad (9)$$

где b_p^c и a_p^c — расстояния условного центра тяжести автомобиля до соответствующих осей, выдаваемого регулятором при торможении стоящего автомобиля ($b_p^c + a_p^c = L$). Если первой приближается к блокировке задняя ось, то

$$\frac{j_2}{g} = \varphi; \\ \Delta G_2 = \Delta R = \frac{jGh}{gL}; \quad G_1 \varphi_1 + G_2 \varphi = G \frac{j}{g}.$$

Используя формулы (4) и (5), определим

$$\varphi_1 = \frac{L \frac{j}{g} - \left(a - \frac{j}{g} h \right) \varphi}{b + \frac{j}{g} h}.$$

Подставив значения φ_1 и ΔG_2 в формулу (9), получим

$$\frac{b_p^c + \frac{da_p}{dG_2} \cdot \frac{jGh}{gL}}{a_p^c - \frac{da_p}{dG_2} \cdot \frac{jGh}{gL}} = \frac{\frac{j}{g} L}{\left(a - \frac{j}{g} h \right) \varphi} - 1. \quad (10)$$

Если первой приближается к блокировке передняя ось ($\frac{j_1}{g} = \varphi$), то максимально возможное замедление может быть определено по формуле

$$\frac{b_p^c + \frac{da_p}{dG_2} \cdot \frac{jGh}{gL}}{a_p^c - \frac{da_p}{dG_2} \cdot \frac{jGh}{gL}} = \frac{1}{\frac{L \frac{j}{g}}{b + \frac{j}{g} h} - 1}. \quad (11)$$

Принципиальная схема регуляторов, выпускаемых фирмами Bosch и Knorr-Bremse, показана на рис. 2. Именно для данной схемы регулятора рассмотрим вопрос подбора характеристик регулирования $a_p = f(G_2)$, а также расчет основных параметров регулятора, обеспечивающих выбранную характеристику регулирования. При проектировании регулятора необходимо получить выходную характеристику $a_p = f(G_2)$, обеспечивающую приближенные к оптимальным тормозные силы на осиах на всем диапазоне φ . Наиболее близкое приближение желательно иметь в случае малых значений φ , ($\varphi \leq 0,3$), так как при этом наиболее трудно осуществить устойчивое торможение при блокировании одной из осей. Кроме того, при блокировании коэффициент сцепления уменьшается на большую величину на дорогах с малым значением φ , чем на дорогах с большим φ . Для получения выходной характеристики регулятора необходимо прежде всего построить зависимости $a = f_1(G_2)$ и $a_{\text{дин}} = f_2(G_2)$ для данного автомобиля. Характеристику регулятора выбираем таким образом, чтобы по форме она соответствовала кривой $a = f_1(G_2)$, но была сдвинута параллельно ей на величину, соответствующую оптимальному торможению при $\varphi \approx 0,3$. Такие характеристики для автомобилей КрАЗ-219 (штриховые линии), МАЗ-500 (сплошные линии), «Урал-375» (штрих-пунктирные линии) показаны на рис. 3.

Подбором передаточного механизма регулятора (величин плеч l_1 , l_0 и угла между ними γ) можно обеспечить преобразование линейной зависимости прогиба δ рессоры от нагрузки в нелинейную зависимость положения опоры ka_p от G_2 . В этом механизме преобразующим звеном является ск

ачалка», которая обеспечивает получение синусоидального закона, а так как синусоида имеет различную кривизну, то подбором параметров «качалки» можно выбрать тот участок синусоиды, который наиболее близок к кривой изменения центра

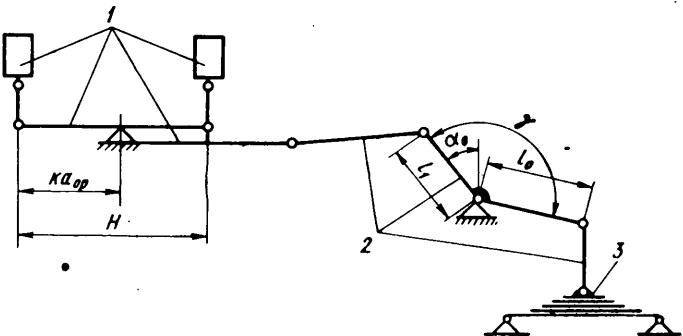


Рис. 2. Схема регулирования тормозных сил: 1 — регулятор; 2 — передаточный механизм; 3 — рессора автомобиля

тяжести автомобиля. При этом плечо l_0 располагается таким образом, чтобы поворот качалки был прямо пропорционален деформации рессоры $\Delta\delta$:

$$ka_p = ka_{0p} + \Delta a_p k,$$

где ka_{0p} — положение рычага, соответствующее негруженому состоянию автомобиля;

$$k = \frac{H}{L} \quad \text{— коэффициент пропорциональности;}$$

H — расстояние между осями поршней регулятора;

$$k \Delta a_p = l_1 [\sin(\alpha_0 + \Delta\alpha) - \sin \alpha_0];$$

$$\Delta\alpha = \frac{\Delta\delta}{l_0} \text{ rad;}$$

$$k \Delta a_p = l_1 \left[\sin \left(\alpha_0 + \frac{\Delta\delta}{l_0} \right) - \sin \alpha_0 \right].$$

Подбор синусоиды регулирования, приближенной по форме к кривой изменения центра тяжести автомобиля, заключается в определении ее места нахождения на плоскости (в координатах графика) и в определении коэффициента пропорциональности A . Несколько попыток подбора показали, что синусоида наиболее приближается к кривой изменения центра тяжести при установочном угле передаточной качалки в негруженом состоянии $\alpha_0 = 50^\circ$. Наибольшее совпадение кривой регулирования и рабочего участка синусоиды будет при условии

$$\frac{\cos \alpha_{2p}}{\cos \alpha_0} = \frac{\tan \beta_0}{\tan \beta_{2p}},$$

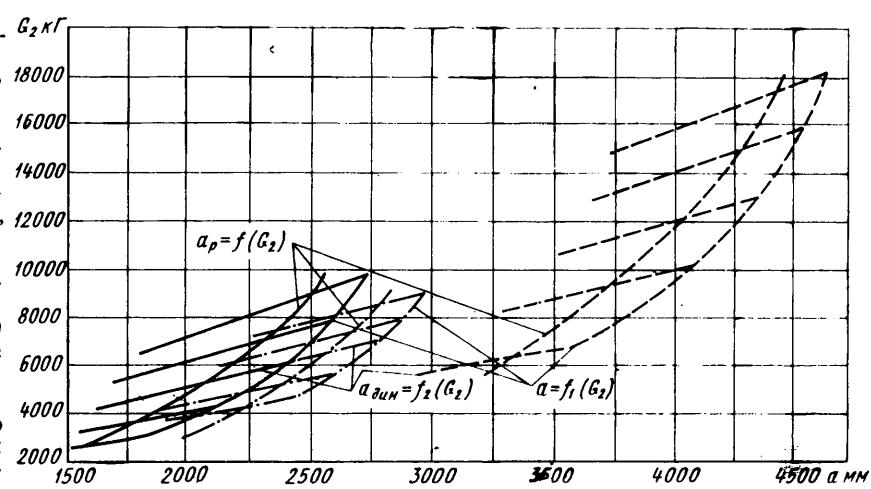


Рис. 3. Графики зависимостей $a = f_1(G_2)$, $a = f_2(G_2)$; $a = f(G_2)$

G ₂ в кг	Параметры в м					$\frac{da_p}{dG_2}$ в м/т при значениях φ						
	a_p^c	b_p^c	a	b	h	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
МАЗ-500												
6 600	1,665	2,185	1,84	2,01	0,938	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
8 000	1,90	1,95	2,11	1,74	1,00	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
10 000	2,175	1,675	2,385	1,465	1,1	0,13	0,13	0,13	0,14	0,145	0,15	0,15
12 000	2,39	1,46	2,575	1,275	1,2	0,105	0,11	0,115	0,12	0,125	0,125	0,125
14 180	2,545	1,305	2,72	1,13	1,32	0,06	0,065	0,07	0,08	0,09	0,09	0,1
КрАЗ-219												
11 300	3,375	2,375	3,56	2,19	0,965	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
15 000	3,82	1,93	4,06	1,69	1,07	0,115	0,115	0,115	0,115	0,115	0,115	0,12
18 000	4,095	1,655	4,315	1,435	1,135	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095
21 000	4,32	1,43	4,5	1,25	1,2	0,075	0,075	0,075	0,075	0,075	0,075	0,08
23 530	4,425	1,325	4,61	1,14	1,25	0,035	0,035	0,04	0,04	0,045	0,05	0,055
Урал-375												
8 400	2,3	1,9	2,45	1,75	1,0	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
9 500	2,455	1,745	2,61	1,59	1,02	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,155	0,155
11 000	2,63	1,57	2,78	1,42	1,05	0,12	0,12	0,12	0,125	0,125	0,13	0,13
12 000	2,72	1,48	2,87	1,33	1,07	0,095	0,095	0,105	0,11	0,111	0,115	0,115
13 200	2,81	1,39	2,96	1,24	1,1	0,08	0,08	0,085	0,085	0,09	0,095	0,1

где α_{zp} — угол синусоиды, соответствующий груженому состоянию автомобиля;

β_0 — угол наклона касательной к кривой центра тяжести в точке, соответствующей негруженому состоянию автомобиля;

β_{zp} — угол наклона касательной к кривой центра тяжести в точке, соответствующей груженому состоянию автомобиля.

При этом необходимо отметить, что изменение угла синусоиды прямо пропорционально изменению нагрузки на заднюю ось G_2 .

Коэффициент пропорциональности синусоиды определяется из граничных условий

$$\alpha_{zp} - \alpha_0 = A (\sin \alpha_{zp} - \sin \alpha_0).$$

Зная коэффициент пропорциональности A , можем определить параметры передаточного механизма регулятора (рис. 2), обеспечивающего выбранную характеристику

$$I_1 = A k.$$

Угол между вертикалью и положением звена I_1 в негруженом состоянии равен углу синусоиды регулирования α_0 и все остальные углы поворота качалки равны соответствующим углам синусоиды:

$$\gamma = 90 + \frac{\alpha_0}{2} + \frac{\alpha_{zp}}{2}; \quad \alpha_{zp} - \alpha_0 = \frac{\delta_{zp} - \delta_0}{l_0},$$

где $\delta_{zp} - \delta_0$ — прогиб рессоры при загрузке автомобиля.

С целью определения эффективности применения регулирования тормозных сил на отечественных автомобилях были проведены расчеты применительно к автомобилям МАЗ-500, КрАЗ-219, «Урал-375». Характеристики регулирования подбирались в описанном порядке. Максимально возможные замедления при условии неблокирования колес рассчитывались для пяти состояний загрузки автомобиля в диапазоне сцеплений $\varphi = 0,1 \div 0,7$. Все данные, необходимые для подсчета замедлений, сведены в таблицу.

Результаты расчета осредненной эффективности торможения в процентах, как без регулирования (а), так и с регулированием (б) приведены на рис. 4. Полученные результаты являются теоретическими. В действительности из-за нечувствительности пневматических аппаратов и гистерезиса подвески они будут несколько отличаться.

Как видно из рис. 4, в случае применения регуляторов на длиннобазных автомобилях типа КрАЗ-219 (штриховые линии) замедление может увеличиться максимум на 15% в диапазоне изменения $\varphi = 0 \div 0,35$, что составит увеличение замедления при $\varphi = 0,3$ всего лишь на 0,4 м/сек². При более высоких коэффициентах сцепления эффективность применения регулирования на автомобиле КрАЗ-219 уменьшается.

На автомобилях с более короткой базой МАЗ-500 (сплошные линии), «Урал-375» (штрих-пунктирные линии) эффективность регулирования остается на всем диапазоне φ почти постоянной и составляет 8—12%.

С уменьшением базы автомобиля эффективность применения регуляторов возрастает.

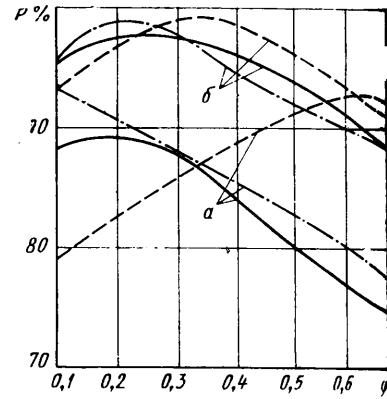


Рис. 4. Осредненная эффективность торможения в % с применением регулирования (а) и без него (б)

Влияние запаздывания воздействия неровностей дороги на поперечные колебания полуприцепа

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт им. С. М. Кирова

В РАННЕЕ опубликованных работах [1 и 2] рассматривается поперечная динамика одноосного полуприцепа, где запаздывание воздействия отсутствует: В статье [3] в расчетные формулы также входит число осей полуприцепа, и, следовательно, наблюдается запаздывание воздействия, однако влияние его на угол поперечного крена β не учтено. Запаздывание по времени воздействия на оси значительно и довольно сложно влияет на поперечную устойчивость любого автопоезда, в том числе и с седельным тягачом.

Рассмотрим полуприцеп, имеющий m осей. Опорно-цепное устройство его обеспечивает свободные угловые поперечные перемещения массы полуприцепа относительно тягача. Неподрессоренные массы из-за малой величины по сравнению с подрессоренными не учитывают [2].

На рис. 1 приведена расчетная колебательная схема двухосного полуприцепа. Включенные в схему обозначения упругости рессор и шин C_p , C_{sh} и коэффициенты сопротивления k_p и k_{sh} имеют индексы, соответствующие номеру оси полуприцепа.

При линейных характеристиках подвески дифференциальное уравнение, описывающее поперечно-угловые колебания m -осного полуприцепа, будет

$$\ddot{\beta} = 2n \dot{\beta} + \omega_\varphi \beta = \frac{1}{d} \sum_{j=1}^m (2n_j \dot{q}_{jnp} + \omega_j^2 q_{jnp}), \quad (1)$$

где n — парциальный коэффициент затухания поперечно-угловых колебаний;

ω_φ^2 — парциальная частота поперечно-угловых колебаний; q_{jnp} — вертикальное перемещение j -той оси, вызванное неровностями дороги (считаем, что воздействие оказывается только на колеса правого борта полуприцепа);

d — половина колесной колеи полуприцепа.

Параметры n и ω_φ^2 определяются из выражения

$$n = \sum_{j=1}^m n_j = \frac{1}{2J_x} \sum_{j=1}^m k_{\varphi j}; \quad \omega_\varphi^2 = \omega_j^2 - \frac{M \rho_{kp}^2 g}{J_x} = \frac{1}{J_x} \sum_{j=1}^m C_{\varphi j} - \frac{M \rho_{kp}^2 g}{J_x},$$

где J_x — момент инерции полуприцепа относительно оси крена;



Рис. 1. Схема поперечно-угловых колебаний двухосного полуприцепа

В правой части уравнения (1) возмущение выражается в функции времени t , т. е. $q_{in p} = f(t - \tau_j)$. Запаздывание τ_j воздействия на j -ую ось полуприцепа равно времени проезда автопоездом пути l_j , равного расстоянию от передней до j -той оси со скоростью v :

$$\tau_j = \frac{l_j}{v}. \quad (2)$$

Выражение амплитудно-фазовой частотной характеристики поперечно-угловых колебаний системы, полученное с помощью преобразования Лапласа и Фурье, уравнения (1), имеет вид

$$W_\beta(i\omega) = \frac{\sum_{j=1}^m (2n_j i\omega + \omega_j^2) e^{-i\omega\tau_j}}{d (2ni\omega - \omega^2 + \omega_\varphi^2)}. \quad (3)$$

При одинаковых параметрах подвески каждой из осей полуприцепа

$$(n_j = n_1 = n_2 = \dots = n_m = n_0; \omega_j^2 = \omega_1^2 = \omega_2^2 = \dots = \omega_m^2 = \omega_0^2)$$

выражение (3) упрощается

$$W_\beta(i\omega) = \frac{(2n_0 i\omega + \omega_0^2)}{d (2ni\omega - \omega^2 + \omega_\varphi^2)} \sum_{j=1}^m e^{-i\omega\tau_j}. \quad (4)$$

Модуль амплитудно-фазовой частотной характеристики поперечно-угловых колебаний полуприцепа, полученный из уравнения (4), равен

$$|W_\beta(i\omega)| = \frac{1}{d} \sqrt{\frac{\omega_0^4 + 4n_0^2 \omega^2}{(\omega_\varphi^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}} C_\beta = A_\beta(i\omega) C_\beta. \quad (5)$$

Коэффициент неодновременности воздействия

$$C_\beta = \sqrt{\left(\sum_{j=1}^m \cos \omega \tau_j \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^m \sin \omega \tau_j \right)^2}. \quad (6)$$

Как видно из выражения (6), коэффициент C_β зависит от величины запаздывания воздействия τ , числа осей m и изменяется с изменением частоты воздействия ω . Влияние запаздывания воздействия τ на поперечные колебания полуприцепа определяется только изменением коэффициента C_β , его влиянием на первую часть выражения (5).

Для двухосного полуприцепа $m=2$; $\tau_1=0$, $\tau_2=\frac{l_2}{v}$ коэффициент неодновременности воздействия выражается

$$C_\beta = \sqrt{(1 + \cos \omega \tau_2)^2 + (\sin \omega \tau_2)^2}. \quad (7)$$

На рис. 2 показана зависимость коэффициента C_β от частоты ω для различных значений τ_2 . Из рисунка видно, что кривые C_β имеют периодический характер. Максимальные значения их равны 2, минимальные — нулю. При увеличении τ_2 период изменения коэффициента C_β уменьшается.

Для одноосного полуприцепа $\tau_2=0$ и $C_\beta=2$. В этом случае формула (5) не теряет смысла и пригодна для расчета систем без запаздывания.

Как видно из формулы (2), запаздывание τ , а следовательно, и коэффициент C_β зависят от скорости движения и расстояния между осями. Поэтому амплитудная частотная характеристика $|W_\beta(i\omega)|$ для системы, имеющей больше одной оси, также зависит от скорости движения и расстояния между осями.

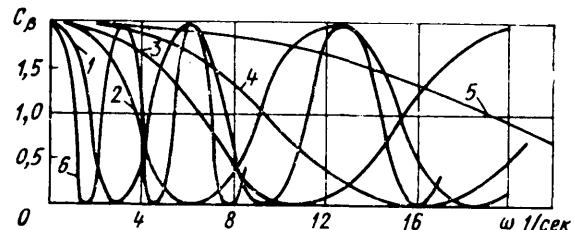


Рис. 2. Зависимость коэффициента неодновременности воздействия от частоты при различном запаздывании:

1 — $\tau_2 = 1,00$ сек; 2 — $\tau_2 = 0,51$ сек; 3 — $\tau_2 = 0,30$ сек;

4 — $\tau_2 = 0,20$ сек; 5 — $\tau_2 = 0,10$ сек; 6 — $\tau_2 = 2,00$ сек

Рассмотрим на конкретном примере, как влияет запаздывание воздействия τ на поперечную устойчивость двухосного полуприцепа, имеющего в качестве упругих элементов только шины [1]. Основные параметры полуприцепа следующие: $M = 17,5 \text{ кг}\cdot\text{сек}^2/\text{см}$; $\rho_{kp} = 150 \text{ см}$; $d = 76,5 \text{ см}$; $J_x = 23 \cdot 10^4 \text{ кг}\cdot\text{см}\cdot\text{сек}^2$; $C_{ws} = 483 \text{ кг}/\text{см}$.

Амплитудная частотная характеристика $|W_\beta(i\omega)|$ рассчитана по выражению (5), а входящий в него коэффициент C_β — по формуле (7). Кривая 1 на рис. 3 соответствует случаю, когда $C_\beta = 2$, т. е. расчету двухосного полуприцепа без учета запаздывания воздействия.

При скорости движения автопоезда 6,67 м/сек (24 км/ч) и расстоянии между осями 2 м запаздывание $\tau_2 = 0,3$ сек (рис. 2,

кривая 3). Как видно из графика при такой величине запаздывания (т. е. при соотношении величин $\frac{l_2}{v} = 0,3$), максимальная величина модуля $|W_\beta(i\omega)|$ (кривая 2) примерно в 1,9 раза меньше, чем для той же системы, но без учета запаздывания воздействия (кривая 1). При другом соотношении параметров l_2 и v характер кривой $|W_\beta(i\omega)|$ изменится. Например, при уменьшении τ_2 до 0,1 сек (рис. 2, кривая 5), что со-

ются на частоте 1,5 1/сек, а при $\omega = 6,17$ 1/сек значение модуля будет равно нулю (рис. 3, кривая 4).

Таким образом, в отличие от систем, не имеющих запаздывания, в рассматриваемых системах можно изменять частоту максимальных значений модуля $|W_\beta(i\omega)|$. Благодаря этому параметры l_2 и v подбирают так, чтобы максимум модуля амплитудной частотной характеристики не совпадал с частотой воздействия.

При периодическом синусоидальном воздействии $f(t) = H \sin \omega t$ амплитуда β реакции на частоте ω [4] равна

$$\beta = H |W_\beta(i\omega)|. \quad (1)$$

При воздействии, носящем случайный характер, определяется спектральная плотность реакции системы $S_\beta(\omega)$.

На рис. 4 приведены энергетические спектры поперечно-угловых колебаний рассматриваемого двухосного полуприцепа с учетом запаздывания воздействия — $S_\beta(\omega)_t$ и без учета его — $S_\beta(\omega)$. Движение происходит по грунтовой дороге, энергетический спектр воздействия которой $\Phi(\omega)$ при скорости 30 км/ч также показан на рис. 4.

Из графиков видно, что при учете запаздывания воздействия ($\tau_2 = 0,24$ сек) на частотах до 3,5 1/сек значения $S_\beta(\omega)$ и $S_\beta(\omega)_t$ одинаковы. В диапазоне частот от 3,5 до 8 1/сек значительно отличаются друг от друга. При частоте $\omega = 6,17$ 1/сек эти спектральные плотности значительно различаются: $S_\beta(\omega)_t = 7,1$ град²/сек, а $S_\beta(\omega) = 16,5$ град²/сек. Из этого примера видно, что с учетом запаздывания воздействия на данной скорости движения и на данной дороге полуприцеп имеет поперечно-угловые колебания значительно меньшие, чем тот же полуприцеп без учета времени τ_2 .

Как видно из рис. 3, амплитуда колебаний на определенной скорости движения будет зависеть от того, какова амплитуда кривой $|W_\beta(i\omega)|$ на частоте воздействия при той же скорости движения. Например, при периодическом воздействии $S = 1$ и движении со скоростью 3,6 км/ч, при расстоянии между осями 2 м запаздывание τ_2 составит 2 сек (рис. 2, кривая 6).

Соответствующая этой скорости частотная характеристика дана на рис. 3 (кривая 5). Эта кривая имеет два максимума при частоте 3 и 6,17 1/сек. При $v = 3,6$ км/ч частота воздей-

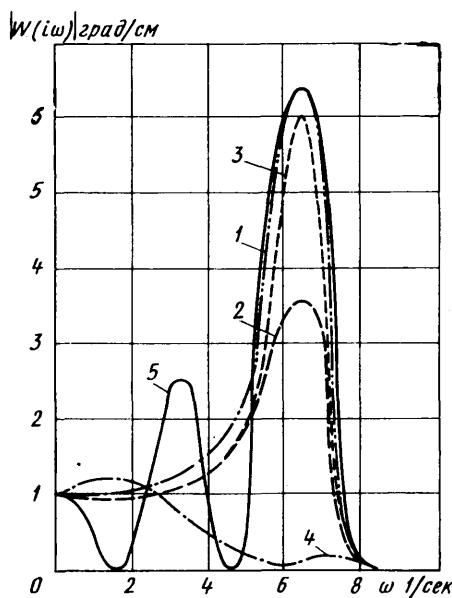


Рис. 3. Частотные характеристики поперечно-угловых колебаний двухосного полуприцепа при различном запаздывании воздействия:

1 — $\tau_2 = 0$; 2 — $A_\beta(i\omega)$; 3 — $\tau_2 = 0,30$ сек;
4 — $\tau_2 = 0,10$ сек; 5 — $\tau_2 = 0,51$ сек

отвечает скорости 72 км/ч при $l_2 = 2$ м, коэффициент C_β с увеличением частоты ω изменяется незначительно и почти не меняет величину $W_\beta(i\omega)$ (рис. 3, кривая 3). Из этого следует, что при значениях τ_2 , меньших 0,1 сек, запаздывание воздействия на оси двухосного полуприцепа можно не учитывать. При значениях τ_2 , больших 0,1 сек, нельзя пренебречь запаздыванием, так как это может привести к значительному завышению амплитуд поперечно-угловых отклонений подрессоренной массы полуприцепа.

Как видно из уравнения (7), при

$$\omega = \frac{k \pi v}{l_2} \quad (k = 1, 3, 5, \dots) \quad (8)$$

коэффициент C_β равен нулю. В случае, если частота воздействия ω совпадает с собственной частотой ω_β поперечно-угловых колебаний полуприцепа (явление резонанса), то можно подобрать такое значение l_2 , при котором на резонансной частоте значение $|W_\beta(i\omega)|$ будет равно нулю.

Частота воздействия при периодическом синусоидальном микропрофиле дороги с неровностями длиной S равна

$$\omega = \frac{2\pi v}{S}. \quad (9)$$

Приравнивая правые части выражений (8) и (9), получим

$$l_2 = \frac{S}{2}. \quad (10)$$

При расстоянии l_2 между осями, равном половине длины неровности, при установившемся движении с резонансной скоростью по дороге, имеющей синусоидальные чередующиеся неровности, подрессоренная масса полуприцепа не будет иметь поперечно-угловых отклонений.

Рассматриваемый двухосный полуприцеп имеет собственную частоту поперечно-угловых колебаний $\omega_\beta = 6,17$ 1/сек. На этой же частоте при $\tau_2 = 0,51$ сек коэффициент C_β равен нулю (рис. 2, кривая 2). Максимальные значения $|W_\beta(i\omega)|$ проявля-

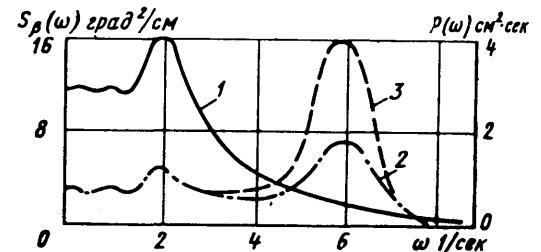


Рис. 4. Энергетические спектры:
1 — $\Phi(\omega)$; 2; — $S_\beta(\omega)$; 3 — $S_\beta(\omega)_t$

ния, определенная по формуле (9), равна 6,28 1/сек. Следовательно, в данном случае максимальные амплитуды колебаний возможны на втором максимуме $|W_\beta(i\omega)|$. При высоте неровностей дороги 5 см угол β будет равен 32°. Эта скорость движения с учетом принятых параметров воздействия и транспортной системы опасна. Если изменить расстояние между осями до 1,1 м, то амплитуда реакции составит уже не 32°, как в первом случае, а 17,5°. Из этого примера видно, что запаздывание воздействия очень сильно сказывается на реакции системы и что правильный выбор ее параметров, скоростей движения и расстояния между осями может значительно улучшить поперечную устойчивость полуприцепа.

Анализ результатов исследований показал, что при $\tau_2 = \frac{\omega}{\omega}$ ($k = 0, 2, 4, 6, \dots$) значение коэффициента C_β будет максимальным и равным 2. Значения τ_2 при ω , равном собственной частоте колебаний системы, являются нежелательными, так как в этом случае удваивается максимальная амплитуда модуля амплитудно-фазовой частотной характеристики (рис. 2, кривые 1 и 6). Для рассматриваемой системы эти значения τ_2 следующие: 1,12; 2,24; 4,48 ... сек. Поэтому скоростей движения (2,0; 1,0; 0,5 ... м/сек), соответствующих этим значениям τ_2 ,

следует избегать. Указанные скорости можно определить по формуле

$$v_1 = \frac{l_2 \omega}{2\pi k}. \quad (12)$$

Наоборот, желательны скорости движения, при которых τ_2 имеет значения, равные $\frac{\pi k}{\omega}$ ($k=1, 3, 5 \dots$), так как в этом случае коэффициент C_β и $|W(i\omega)|$ будут равны нулю (рис. 2, кривая 2 и рис. 3, кривая 4). Скорость движения в этом случае равна

$$v_2 = \frac{l_2 \omega}{\pi k}. \quad (13)$$

Для данного случая указанные скорости составляют: 4,0; 1,3; 0,75 ... м/сек.

Тех же результатов можно достигнуть, если варьировать расстоянием между осями, но тогда значения скоростей движения v_1 и v_2 будут другие.

Изложенное указывает на необходимость учета запаздывания воздействия на оси полуприцепов при расчете их поперечных колебаний. Описанную методику угла расчета поперечных колебаний подпрессоренной массы полуприцепа с учетом запаздывания воздействия можно применять как при периодическом, так и при случайному воздействию дороги.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1.
2. Взятышев Н. А. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.
3. Рождев В. А. и др. «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.
4. Силаев А. А. Спектральная теория подпрессоривания транспортных машин. М., Машгиз, 1963.

УДК 625.711.1

Вероятностная оценка экстремальных воздействий микропрофиля автомобильных дорог

Канд. техн. наук А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР

Московский карбюраторный завод

Пыт практической работы и сравнение расчетных и экспериментальных данных показывают, что при решении проблем плавности хода автомобилей, надежности и долговечности элементов подвески и их деталей особенно важно учитывать количество и характер предельных по силе воздействий со стороны дороги.

Характер колебаний автомобиля зависит прежде всего от изменения высоты ординаты q профиля дороги по ее длине l или во времени $t = \frac{l}{v_a}$ (v_a — скорость движения автомобиля).

Случайные отклонения ординаты $q(l)$ от центра рассеивания можно условно разделить на два основных вида: коррелированные (зависимые) [1] и некоррелированные (независимые) [2]. Такие отклонения в чистом виде встречаются достаточно редко, наиболее распространено их сочетание. Первый вид соответствует микропрофилю с плавными очертаниями неровностей (укатанная грунтовая дорога, новое асфальтированное шоссе). Второй вид характерен в той или иной мере для большинства автомобильных дорог и связан с наличием обособленных на отдельных участках неровностей, а также с особенностями таких непериодических неровностей, которые, в свою очередь, можно разделить по признаку непрерывности на непрерывные (относительно плавные очертания профиля) и прерывные — со скачкообразным изменением функции $q(l)$. Последние допустимо рассматривать как случайные изменения фазы (разрывы) одной или нескольких гармоник, составляющих, например, ряд Фурье, которым можно описать данный участок профиля. Существенно, что при этом спектральный состав и дисперсия $q(l)$ на больших участках дороги практически не изменяются. Как известно, стохастически эквивалентные процессы, имея одинаковые конечномерные распределения, как функции l или t могут вести себя различно.

Графическое представление этого положения дано на рис. 1, где показано, как меняется вид кривой $q(l)$ при случайному из-

менении фазы одной из гармоник на $\pm\pi$ или $\pm\frac{\pi}{2}$ (на длине одного периода или полупериода). Такого рода резкие, скачкообразные изменения ординаты микропрофиля особенно характерны для изношенных дорог (выбоины, «заплаты» и т. п.). Сюда же можно отнести стыки бетонных плит на автомагистралях, а также наледи, образующиеся на дорогах зимой.

Для большинства автомобильных дорог характерно единство «непрерывности» и «прерывности» микропрофиля, т. е. волновых и дискретных свойств. Эта двойственность характера микропрофиля до сего времени не подвергалась подробному исследованию с точки зрения возможных экстремальных воздействий на автомобиль.

В теории случайных процессов известно решение так называемой задачи о выбросах — определение среднего числа пре-

вышений заданного уровня параметра (в данном случае q) и средней длительности выброса [1].

Однако более сложной является задача определения вероятности выбросов и заданного их числа на конкретной реализации. Сложность этой задачи заключается в том, что для ее решения необходимо знать закон распределения числа выбросов [1]. При анализе свойств микропрофиля автомобильных дорог приходится считаться с тем, что отдельные неровности значительной высоты могут следовать непосредственно одна за другой.

Вопрос чередования неровностей, как показывает практический опыт, заслуживает подробного исследования. Известно, что иногда встречается от двух до пяти почти одинаковых неровностей, следующих одна за другой и возбуждающих значительные колебания транспортных средств [3].

Определение вероятности такого явления представляет интерес с точки зрения оценки вероятности так называемой раскачки автомобиля.

Таким образом, особенности отдельных реализаций случайногопроцесса $q(l)$ приводят к необходимости рассмотрения отдельных (прежде всего особо больших или резких по своим очертаниям) дорожных неровностей и их высоты и длины в качестве случайных величин. У такого подхода два важных преимущества: возможность изучать случайные явления как бы в «статике», в условиях отдельно взятого опыта, что облегчает переход от привычных детерминированных представлений к вероятностным; облегчение установления вероятностных закономерностей в распределении высот и чередовании неровностей.

Рассмотрение результатов измерений микропрофиля дорог и наблюдения автора показывают, что распределение отдельных неровностей и групп неровностей вдоль дороги удовлетворяет следующим условиям:

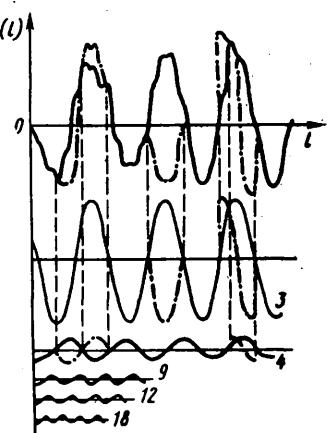


Рис. 1. Схема образования «фазоманипулированных» неровностей микропрофиля вследствие износа и разрушения покрытия дороги (сплошные линии — микропрофиль дороги и его некоторые гармонические составляющие; штрих-пунктирные — изменение профиля и фазы одной из гармоник; цифры — номера гармоник)

1) отдельные неровности и группы неровностей примерно одинаковой длины, высоты и формы распределяются вдоль пути, как правило, независимо одна от другой;

2) вероятность встречи того или иного числа примерно одинаковых неровностей на отрезке пути l зависит от длины этого отрезка, но в большинстве случаев слабо зависит от его положения вдоль дороги с однородным покрытием.

Последнее условие сводится к тому, что вероятность встречи на малом участке дороги Δl двух или более примерно одинаковых неровностей тем меньше, чем короче этот участок. Очевидно, что практически невозможно совмещение двух одинаковых неровностей на длине одной неровности l_n .

Обозначим среднее число одинаковых неровностей, приходящихся на единицу длины, через λ , тогда среднее число (математическое ожидание числа) неровностей, встречающихся на малом отрезке пути Δl , будет равно $\lambda \Delta l$. Наибольшее возможное число одинаковых неровностей на участке протяженностью

l равно $N = \frac{l}{l_n}$, а вероятность наличия n неровностей может

быть представлена отношением $P_n = \frac{n}{N}$ (по определению статистической вероятности). Среднее число неровностей на отрезке пути l в этом случае будет равно $\lambda = \frac{n}{l}$, т. е. $n = \lambda l$. Под-

ставим значения N и n в выражение P_n и убедимся, что $P_n = \lambda l_n$, а для отрезка Δl имеем соответственно $P_n = \lambda \Delta l$, где P_n — вероятность встречи одной неровности, если $\Delta l \rightarrow l_n$. Таким образом, математическое ожидание или среднее число неровностей на малом участке пути равно по величине вероятности встречи неровностей на этом участке.

Чтобы установить закон распределения любого целого числа примерно одинаковых неровностей вдоль дороги, найдем вероятность P_m встречи ровно m , т. е. ни больше, ни меньше целого числа m , неровностей на длине дорожного участка l .

Рассмотрим на дорожном участке l все M отрезков пути длиной $\Delta l = \frac{l}{M}$ и условимся называть участок «ровным» или

«свободным», если на него не попала ни одна искомая неровность, и «профилированным», если на нем встречается хотя бы одна такая неровность. В соответствии с изложенным выше вероятность того, что отрезок Δl окажется «профилированным»,

приближенно равна $P \approx \lambda \Delta l = \frac{\lambda l}{M}$; вероятность того, что от-

резок Δl будет «свободным», равна $r = 1 - P$. На основании первого условия о независимости распределения одинаковых неровностей вдоль пути наличие или отсутствие неровностей на M отрезках можно рассматривать как результат M независимых опытов.

Вероятность того, что среди M отрезков (при $\Delta l \rightarrow l_n$) будет ровно m профилированных, определяется по теореме о повторении опытов [4], которая приводит к известной формуле биномиального распределения:

$$P_m = \frac{M!}{m!(M-m)!} p^m r^{M-m} = \frac{M!}{m!(M-m)!} \times \times \frac{(\lambda l)^m}{M^m} \left(1 - \frac{\lambda l}{M}\right)^{M-m}.$$

С целью нахождения наиболее достоверного значения вероятности P_m требуется провести достаточно большое число опытов M . На этом основании рассмотрим предел выражения P_m

при $M \rightarrow \infty$. В таком случае $\frac{M!}{M^M (M-m)!} \rightarrow 1,0$, выраже-

ние $(\lambda l)^m$ не зависит от M , а член $\left(1 - \frac{\lambda l}{M}\right)^{M-m}$ стремится к пределу, равному $e^{-\lambda l}$. Таким образом, вероятность встречи ровно m одинаковых неровностей на длине дорожного участка l будет

$$P_m = \frac{(\lambda l)^m}{m!} e^{-\lambda l}.$$

Величина λl , как показано выше, есть среднее число примерно одинаковых неровностей, встречающихся на дорожном участ-

ке длиной l . Примем обозначение $\lambda = a$ и окончательно будем иметь

$$P_m = \frac{a^m}{m!} e^{-a}. \quad (1)$$

Распределение прерывных или дискретных событий, описываемое последней формулой, называется законом редких событий (закон Пуассона). Характерным свойством этого распределения является то, что оно зависит только от одного параметра a , который в данном случае служит одновременно математическим ожиданием и дисперсией случайных событий или величин [4]. Можно считать, что закон Пуассона распространяется как на отдельные большие неровности волнообразного профиля, так и на неровности ступенчатого вида, которые являются источником специфического, так называемого, импульсного возмущающего воздействия в отношении автомобилей.

Вероятность отсутствия неровностей на участке (вероятность равности) определяется на основании предыдущего величиной $P_0 = e^{-a}$ при $m=0$. Вероятность встречи хотя бы одной неровности P_{0-1} на том же участке равна вероятности противоположного события, т. е. $P_{0-1} = 1 - P_0 = 1 - e^{-a}$. Вероятность хотя бы одного из событий: $m=1, 2, \dots, 5$, определяется

$$P_{1-m} = \sum_1^5 P_m \approx P_{0-1}.$$

На основании представленных зависимостей можно получить дополнительные сведения о вероятности встречи единичных больших неровностей, о возможности совмещения (суперпозиции) неровностей разной длины друг с другом, регулярного следования их одна за другой и т. п. Так, например, регулярное следование неровностей на длине пути $l_m = ml_n$ характеризуется малой вероятностью, что видно по данным, приведенным в таблице. В этой таблице величина a_1 (среднее чис-

Ориентировочные значения вероятностей встречи единичных неровностей P_{0-1} и P_1 , групп неровностей P_m при $2 < m < 5$ и единичной или какой-либо из групп неровностей P_{1-5}

m		a_1						
		0,1	0,2	0,4	0,8	1,0	1,5	3,0
1	0-1	0,100	0,190	0,310	0,550	0,630	0,780	0,950
2	1	0,090	0,164	0,268	0,360	0,367	0,367	0,367
3	2	0,005	0,016	0,054	0,144	0,184	0,248	0,248
4	3		0,001	0,007	0,038	0,061	0,123	0,224
5	4			0,0007	0,008	0,015	0,047	0,168
6	5				0,001	0,003	0,014	0,101
7	1-5	0,096	0,180	0,329	0,551	0,629	0,432	0,503

П р и м е ч а н и я: 1. В незаполненных местах значения $P_m < 0,005$, при $a_1 < 1,0$; при $a_1 > 1$ величина P_m для $m < a_1$ не имеет смысла, исключая случай $m=0 \div 1$. 2. Вероятность P_{1-5} в строке 7 определяется по теореме о сложении вероятностей несовместных событий и представляет собой сумму значений вероятностей во 2-6-й строках.

ло «регулярных» неровностей на длине l_m , т. е. $a_1 = M_m$) взята в сравнительно широких пределах, хотя в большинстве случаев $a_1 < 1,0$, — согласно имеющимся данным [5].

Вместе с тем на изношенных дорогах, как показывают специальные наблюдения автора, величина a_1 может достигать значений $(0,5 \div 0,7)M$. Например, «ребенка» характеризуется величиной $0,6 < \frac{a_1}{M} < 1,0$. Максимальная величина вероятности P_m получается, как следует из дифференциального анализа, при $m=a$.

Вероятность встречи неровностей заданной высоты определяется законом Гаусса, это следует из нормальности случайного стационарного процесса $q(l)$. Очевидно, вероятность встречи некоторого целого числа неровностей большой высоты тем меньше, чем выше искомые неровности. Наблюдения показывают, что появление подряд определенного числа одинаковых неровностей и появление неровностей определенной высоты можно считать независимыми событиями. В связи с этим полная вероятность P_m , q_i появления периодических неровностей заданной высоты q_i может определяться на основании теоремы умножения вероятностей:

$$P_{m, q_i} = P_m P_{q_i}.$$

где P_{q_i} — вероятность появления высоты неровности q_i из интервала высот от q_{i-1} до q_{i+1} .

Величину P_{q1} в первом приближении можно установить, если известны дисперсия и корреляционная функция микропрофиля. Это позволяет найти среднее квадратичное отклонение σ_q высот неровностей конкретных длин ($l_h \pm \Delta l_h$) на данной дороге; причем вероятность появления высоты неровностей в интервале от q_{i-1} до q_{i+1} определяется с помощью функции Лапласа, называемой также интегралом вероятностей, значения которого приводятся в специальных таблицах, например в работе [4].

Вероятности появления высот неровностей, соответствующих интервалам от 0 до $1\sigma_q$, от $1\sigma_q$ до $2\sigma_q$ и т. д., равны с точностью до нескольких процентов:

$$P_{q1}(0 < q < \sigma_q) = 0,34; \quad P_{q1}(\sigma_q < q < 2\sigma_q) = 0,14;$$

$$P_{q1}(2\sigma_q < q < 3\sigma_q) = 0,021; \quad P_{q1}(3\sigma_q < q < 4\sigma_q) = 0,0013.$$

Обозначим отношение высоты неровности q к среднему квадратичному отклонению через $\mu = \frac{q}{\sigma_q}$, т. е. $q = \mu\sigma_q$.

Условимся также относить вероятность появления той или иной высоты неровностей в интервале, например $0,3\mu < \mu < 1,1\mu$, к его среднему значению, тогда для нормального закона распределения функция Лапласа, как известно, будет иметь вид

$$\Phi(\mu) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_{\mu_1}^{\mu_2} e^{-\frac{1}{2} \mu^2} d\mu.$$

Вероятность появления высот неровностей, соответствующих принятому интервалу соотношений μ , выражается

$$P_{q1}(\mu) = 0,5 \left[\Phi\left(\frac{1,1\mu}{\sqrt{2}}\right) - \Phi\left(\frac{0,9\mu}{\sqrt{2}}\right) \right],$$

где $\Phi\left(\frac{1,1\mu}{\sqrt{2}}\right)$ и $\Phi\left(\frac{0,9\mu}{\sqrt{2}}\right)$ — функции Лапласа в пределах от 0 до значений $1,1\mu$ и $0,9\mu$.

Таким образом, вероятность появления группы (целого числа) неровностей заданной высоты на длине пути $l_m = m l_h$ равна

$$P_{m, q1} = \frac{0,5 a^m}{m! e^a} \left[\Phi\left(\frac{1,11\mu}{\sqrt{2}}\right) - \Phi\left(\frac{0,9\mu}{\sqrt{2}}\right) \right]. \quad (2)$$

Вероятность появления на том же участке пути единичной (хотя бы одной) неровности той же заданной высоты равна

$$P_{0-1, q1} = \frac{1}{2} (1 - e^{-a}) \left[\Phi\left(\frac{1,1\mu}{\sqrt{2}}\right) - \Phi\left(\frac{0,9\mu}{\sqrt{2}}\right) \right]. \quad (3)$$

Чтобы лучше представить действительные значения вероятностей $P_{m, q1}$ и $P_{0-1, q1}$, которые зависят от параметров a и $\mu = \frac{q}{\sigma_q}$ на рис. 2 приведены построенные по последним формулам два семейства кривых для предельных величин P_{0-1} и $P_{m, \max}$ при различных значениях коэффициента μ . Величины P_{q1} для интервалов $\mu \pm 0,1\mu$ определяются с точностью не ниже $\pm 3\%$ следующим рядом:

$$\begin{array}{cccccccc} \mu = & 3,0 & 2,5 & 2,0 & 1,5 & 1,0 & 0,5 & 0,25 \\ P_{q1} = & 0,003 & 0,010 & 0,020 & 0,038 & 0,050 & 0,035 & 0,020 \end{array}$$

Исходя из приведенных данных, можно оценить и возможность совмещения неровностей разной длины на одном отрезке пути. Это представляет интерес с точки зрения определения условий возникновения двухчастотных преимущественно резонансных колебаний в подвеске автомобиля. Одновременное появление двух видов неровностей (разной, но заданной длины и высоты) следует считать независимыми событиями, а вероятность их совместного появления $P_{q1,2}$ можно определять перемножением вероятностей их самостоятельного появления, задаваясь соответствующими величинами $q(l)$ для выбранных интервалов длин (частот). В соответствии с принятыми условиями нетрудно установить, что вероятность $P_{q1,2}$ совмещения больших (по высоте) периодических неровностей разных длин исключительно мала. Это иллюстрируется графиками (рис. 3), которые по соотношению высот длины l_1, q_1 и коротких l_2 ,

q_2 неровностей $\left(\frac{q_1}{q_2} > 4 \right)$

соответствуют асфальто- и цементно-бетонным дорогам (Москва—Минск, Москва—Люберцы) по измерениям МАДИ и согласуются с данными других источников [6—8]. В действительности указанные величины $P_{q1,2}$ будут значительно меньше, так как расчет ориентирован на предельный случай: $a = m$ для q_1 и q_2 , причем $m_2 > m_1 \frac{l_1}{l_2}$, а $m_1 > 3$.

Учитывая, с одной стороны, большую протяженность дорожных участков, на которых определяются статистические характеристики (дисперсия, спектр), а с другой стороны — сравнительно малую длину неровностей, возбуждающих значительные колебания автомобиля, можно предположить, что в пределах представительного участка длиной L есть отдельные отрезки дороги, характеризующиеся в среднем более или менее существенными отличиями дисперсии $q(l)$. Нетрудно представить, что на отдельных отрезках дороги с наиболее ровной и гладкой поверхностью $\sigma_{q1} \rightarrow \sigma_{q \min}$, причем $\lim_{l \rightarrow l_m} \sigma_{q \min} \rightarrow \sigma_q$ при $l \rightarrow l_m$, а на особо неровных отрезках дороги $\sigma_{q1} \rightarrow \sigma_{q \max}$, причем $\lim_{l \rightarrow l_m} \sigma_{q \max} \rightarrow (2 - \varepsilon) \sigma_q$ при $l \rightarrow l_m$ (ε — сколь угодно малое положительное число).

Последнее вытекает из условия стационарности. Так, если определить среднее из всех n значений $\left(n = \frac{L}{l_m} \right)$ величин σ_q , то, например, при $l \rightarrow 2L$, получим

$$\sigma_{qL} = \frac{1}{2n} \left(\sum_1^n \sigma_{q \min} + \sum_1^n \sigma_{q \max} \right) \rightarrow \text{const} = \sigma_q.$$

Таким образом, можно принимать, что предельные воздействия характеризуются на отдельных отрезках дороги экстремальными значениями

$$\sigma_{q2} = k_m \sigma_q,$$

где k_m — коэффициент сравнения, $-0 < k_m < 2$;

σ_q — средняя квадратичная флуктуация (стационарного в широком смысле) случайного процесса.

На основании аксиоматики теории вероятностей можно предположить далее, что предельные значения коэффициента k_m для представительных участков дороги имеют малую вероятность, а распределение величин k_m подчиняется нормальному закону с модой $k_m = 1$. Тогда наиболее достоверными значениями этого коэффициента можно считать $(0,7 \div 0,8) \leq k_m \leq (1,2 \div 1,3)$ с учетом правила «трех сигм». Заметим, что на основе известного неравенства Чебышева можно получить большие значения k_m , так как $P_{q \max}(q > \mu\sigma_q) \leq \mu^{-2}$, но это означало бы неправомерное пренебрежение нормальным законом распределения $q(l)$. Коэффициент k_m может быть отнесен, естественно, к любому интервалу частот спектра случайного процесса, а также к величинам независимых приращений и синхронизирующей составляющей. Принимая при расчетах $k_m = 1,3$, мы по существу вводим своеобразный коэффициент запаса при оценке половины всех экстремальных воздействий, учитывая тем самым известную неоднородность (неэргодичность) микропрофиля однотипных дорог.

Чтобы перейти от закона распределения обособленных неровностей вдоль дороги к статистическим характеристикам воздействия таких неровностей на автомобиль, выразим в равенствах (1)–(3) параметр a через скорость движения v_a и время t , используя параметр λ . Учитывая, что $l = v_a t$, можем

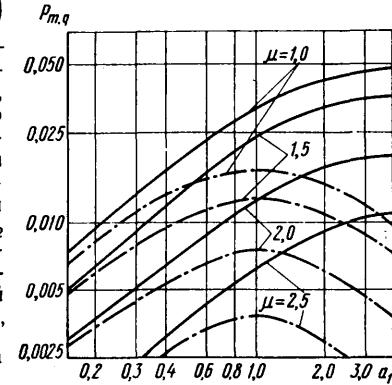


Рис. 2. Зависимость вероятности встречи единичных и групповых неровностей примерно одинаковой длины, но разной высоты, от среднего числа неровностей на длине l_m (сплошные линии — вероятность встречи хотя бы одной неровности — P_{0-1} ; штрих-пунктирные — максимальная вероятность $P_{m, \max}$ встречи одной или m неровностей для $t \approx a_1$)

записать $a = \lambda = \lambda v_a t = \lambda_i t$, где $\lambda_i = \lambda v_a$. Тогда уравнение (1) можно выразить

$$P_m(t) = \frac{(\lambda_i t)^m}{m!} e^{-\lambda_i t} \quad (1a)$$

Последняя формула описывает стационарный случайный процесс Пуассона, называемый также простейшим потоком событий [9]. Величина λ_i — плотность потока (среднее число событий, приходящееся на единицу времени), в общем случае может являться функцией t , тогда поток называется нестационарным пуассоновским потоком (возникает, например, при $v_a = \text{const}$).

Вероятность $P_0(t) = e^{-\lambda_i t}$ в случае $\lambda_i = \text{const}$ можно трактовать как вероятность того, что длительность промежутка времени T между двумя последовательными появлением обособленных неровностей окажется больше t . Это используется для сопоставления времени затухания колебаний в подвеске и времени между воздействиями единичных неровностей. Математическое ожидание времени T , т. е. m_T , и оно равны λ_i^{-1} .

Такого рода сопоставления дают основания, в частности, для определения параметров и «удельного веса» неустановившихся колебаний с большими амплитудами в общем колебательном процессе. Известно, например, что действительные законы распределения (рис. 4) относительных перемещений в подвеске, ускорений и напряжений в деталях шасси часто имеют более или менее значительные отличия от нормального закона Гаусса [10, 11]. В случае обычной (практически линейной) системы подвески отклонения в распределении типа кривой 3 (рис. 4) можно объяснить, в частности, уменьшением коэффициента усиления колебаний на единичных больших неровностях, по сравнению с величиной этого коэффициента на групповых, но меньших по высоте неровностях. Имеются в виду преимущественно такие неровности, которые по периоду своего воздействия $t_n = \frac{l_n}{v_a}$ приближаются к периоду T_i собственных колебаний отдельных частей системы и вызывают соответственно наибольшие их отклонения от равновесного положения. В таком случае вероятность $P_m(t)$ определяется за время $t_m = t_n m$ по формуле (1a), в которую вместо t представляется t_m .

С увеличением скорости движения v_a длина неровностей с $t_n \approx T_i$ также увеличивается, а вместе с тем обычно возрастает и их высота. Это указывает на необходимость более подробного изучения спектральных характеристик больших единичных неровностей и неровностей с резкими очертаниями профиля для более полного учета двойственности характера и предельных воздействий микропрофилия автомобильных дорог.

Очевидно, представляло бы большой интерес экспериментальное определение характеристик плотности потоков λ_i для типовых автомобильных дорог в интервалах наиболее характерных длин неровностей при разных скоростях движения. Для этих целей, видимо, наиболее пригодны универсальные анализаторы ударных процессов, описанных в работе [12]. Отсутствие такого обобщенного материала в настоящее время представляется одним из препятствий для дальнейшего развития теории и техники подвески.

В первом приближении поставленный вопрос можно решить на основе предположения, что среднее число экстремальных воздействий пропорционально вероятности появления высот неровностей, вызывающих такие воздействия. Аналитически это утверждение выражается

$$\lambda_i = \eta P_{q \max} \times$$

$$\times \lambda_{t \max} \leq \eta \frac{v_a}{l_n \mu^2}, \quad (4)$$

где η — коэффициент пропорциональности

$$\mu^2 e^{-0.5\mu^2} \leq \eta < 1;$$

$P_{q \max} \leq \mu^{-2}$ — неравенство Чебышева (см. выше) при $\mu > 1$, $\lambda_{t \max} = \frac{v_a}{l_n}$ — предельная плотность потока при $a_i = m$.

Для нормального стационарного случайного процесса $q(l)$ среднее число событий (выбросов) в единицу времени по работе [1] можно выразить с учетом принятых обозначений в таком же виде [путем канонических разложений $q(l)$]:

$$\lambda_i = \frac{\sigma_q^2}{2\pi\sigma_q} \exp \left[-\frac{q^2}{2\sigma_q^2} \right] = \frac{v_a}{l_n e^{0.5\mu^2}}, \quad (4a)$$

где σ_q и σ_q^2 — средние квадратичные величины отклонений $q(l)$ и скорости отклонений.

Подставим выражение λ_i в равенство (1a) и найдем, что не зависито от l_n и v_a предельная вероятность потока периодических неровностей весьма мала (при $t_m = m t_n = \frac{m l_n}{v_a}$) и оказывается тем меньше, чем больше m и μ (см. рис. 5). Существенно и то, что при $\mu > 2,5$ имеем $P_0(t) \geq 0,5$ для $T_i \approx l_n$ (время затухания колебаний). В связи с этим в расчетах есть смысл учитывать, что в резонансных полосах частот распределение коэффициентов усиления колебаний от b_{\min} (на единичных неровностях) до b_{\max} (на групповых неровностях) определяется вероятностями по выражениям вида (2) и (3). Их абсолютная величина может зависеть от μ (для нелинейной подвески) и степени неравномерности движения. В межрезонансной и зарезонансной частотных областях распределение коэффициентов усиления колебаний определяется вероятностями по тем же формулам (2) и (3), но с той разницей, что наибольшие значения b_{\max} соответствуют единичным неровностям, а b_{\min} — групповым.

На основании представленного материала можно сделать некоторые практические выводы.

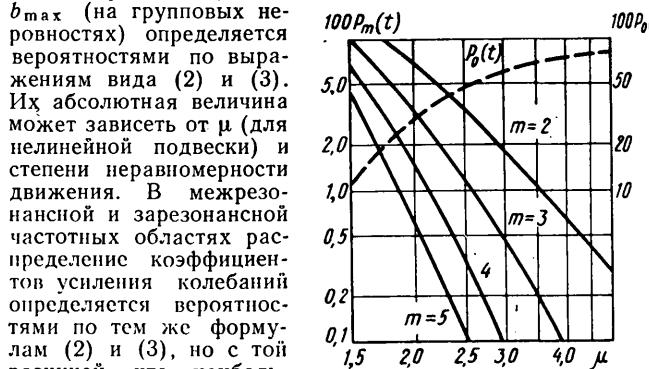


Рис. 5. Зависимости предельных значений $P_m(t)$ и $P_0(t)$ от μ [сплошные кривые $P_m(t)$ для разных m по выражениям (1a) и (4) при $\eta = 1,0$; штриховая линия $P_0(t)$ для $T \geq 5t_n$, — λ_i по выражению (4) при $\eta = 1,0$]

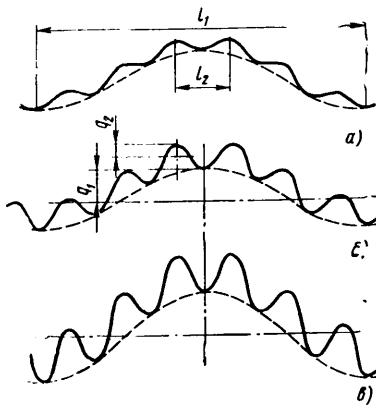


Рис. 3. Идеализированная суперпозиция длинных l_1 и коротких l_2 неровностей, вызывающих двухчастотный резонанс в подвеске:

$$a - q_1 \sim \sqrt{2} \sigma_{q_1} \text{ и } q_2 \sim \sqrt{2} \sigma_{q_2},$$

$$- P_{q_{1,2}} < 0,0025; b - q_1 \sim \sqrt{2} \sigma_{q_1} \text{ и } q_2 \sim$$

$$- 2 \sqrt{2} \sigma_{q_2}, - P_{q_{1,2}} < 0,0011; c - q_1 \sim$$

$$- 1,5 \sqrt{2} \sigma_{q_1} \text{ и } q_2 \sim 3 \sqrt{2} \sigma_{q_2}, -$$

$$- P_{q_{1,2}} < 0,0001$$

Вероятность встречи периодических неровностей примерно одинаковой длины l_n высотой $q_i \geq 2,5 \sigma_{q_0}$ на дороге с более или менее однородным покрытием не превышает 0,002, а вероятность совмещения периодических неровностей разной длины и такой же высоты на два-три порядка меньше. Это означает, что подобное сочетание условий, а следовательно, одночастотные и двухчастотные резонансные вынужденные установившиеся колебания масс автомобиля являются исключительно маловероятными с большими амплитудами $z_i > b_i 2,5 \sqrt{2} \sigma_{q_0}$ (z_i и b_i — соответственно амплитуда и коэффициент усиления колебаний отдельных частей автомобиля при гармоническом возбуждении с амплитудой $q_0 \approx 2,5 \sqrt{2} \sigma_{q_0}$ в резонансной полосе частот).

Вероятность встречи на дороге единичной и групп неровностей заданной длины l_n оказывается наибольшей в том случае, когда $\mu \approx 1,0$, т. е. высота неровностей примерно равна средней квадратичной величине σ_q , характерной для заданных длин

$$l_n \pm \Delta l_n, \text{ где } \Delta l_n \approx 0,15 \div 0,2 l_n.$$

Представленные данные могут использоваться при организации стендовых и полигонных испытаний подвески и ее элементов.

ЛИТЕРАТУРА

- Свешников А. А. Прикладные методы теории случайных функций. Л., Судпромгиз, 1961.
- Скорогод А. В. Случайные процессы с независимыми приращениями. Изд-во «Наука», 1964.
- Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., Машгиз, 1960.
- Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М., Физматгиз, 1962.
- Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. Изд-во «Машиностроение», 1969.
- Пархиловский И. Г. «Автомобильная промышленность», 1961, № 10.
- Певзнер Я. М., Тихонов А. А. Результаты обследования микропрофилей автомобильных дорог. Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 8. ОНТИ НАМИ, 1963.
- Vogel W., «ATZ», 1965, № 1.
- Хинчин А. Я. Математические методы теории массового обслуживания. Изд-во АН СССР, 1955.
- Gawleg E., Giese F., Haibach E., Archiv für das Eisenhüttenwesen, s. 255—267. Heft 3 — März 1964.
- Напке М., «ATZ», 1970, № 3.
- Kriegel D. «Feingerätetechnik», 1970, 19, № 11.

УДК 629.113.012.553.3

Динамика деформаций элементов резино-кордной оболочки шины при преодолении колесом вертикальных препятствий

Канд. техн. наук Ю. Д. СИЛУКОВ, С. А. ПАШКИН

Уральский лесотехнический институт

ИССЛЕДОВАНИЕ деформации элементов резино-кордной оболочки шины при преодолении колесом вертикальных препятствий имеет большое значение для изучения работы элементов шины и для конструирования шин. Колесным тягачам, например, при работе на лесосеке часто приходится преодолевать одиночные вертикальные препятствия (оставленные пни).

Для определения величин деформаций резино-кордной оболочки шины и изменения этих деформаций по времени при преодолении вертикальных препятствий были проведены эксперименты. В качестве вертикального препятствия использовались сосновые пни высотой 330 мм и диаметром 440 мм. В условиях Урала такие размеры препятствий на лесосеке являются наиболее характерными.

В качестве колесного движителя испытывалось колесо с пневматической шиной размером 12.00—20 в ведущем режиме при вертикальной нагрузке 1500 кГ; внутреннее давление воздуха составляло 3,5; 4,0 и 4,5 кГ/см²; скорость движения автомо-

били МАЗ-501 равнялась 5 км/ч. Обычно на более высокой скорости выбранный тип препятствий не преодолевается. Эксперименты проводились летом.

Процесс переезда автомобильным колесом вертикального препятствия был разбит на четыре этапа (рис. 1):

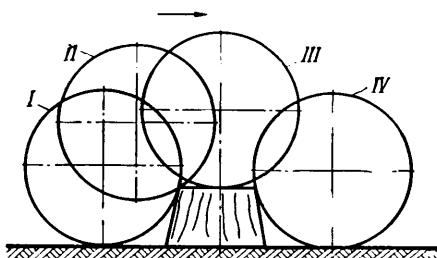


Рис. 1. Этапы переезда колесом высокого вертикального препятствия

мобили МАЗ-501 равнялась 5 км/ч. Обычно на более высокой скорости выбранный тип препятствий не преодолевается. Эксперименты проводились летом.

Процесс переезда автомобильным колесом вертикального препятствия был разбит на четыре этапа (рис. 1):

I — момент столкновения колеса с препятствием и отрыв колеса от поверхности дороги;

II — въезд на препятствие до совпадения центра колеса с вертикалью, проведенной через переднюю грань пня;

III — проезд колеса по верхней поверхности препятствия до совпадения центра колеса с вертикалью, проведенной через заднюю грань пня;

IV — падение колеса с препятствия. При этом колесо отрывается от задней грани препятствия и ударяется о поверхность дороги.

Для измерения деформаций элементов резино-кордной оболочки шины использовались датчики конструкции В. А. Пичугина¹.

Сигналы с датчиков записывались тензоизмерительной аппаратурой с помощью усилителя УТ-4 и осциллографа Н-008.

Деформация элементов шины измерялась на внешнем слое каркаса в пяти точках (1—5) по ширине профиля шины и в трех направлениях: меридиональном, окружном и по нити корда (рис. 2) в пределах 0—10° от геометрического центра контакта шины (угол измеряется в продольной плоскости колеса между вертикальным диаметром колеса и точкой контакта).

Результаты испытаний приводятся в таблице.

Как видно из таблицы, с уменьшением внутреннего давления воздуха в шине с 4,5 до 3,5 кГ/см² деформации элементов шины в меридиональном и окружном направлениях возрастают примерно в 1,5—2,0 раза. В зоне короны наибольшая деформация элементов оболочки шины в меридиональном направлении составила 5,2%, а в окружном направлении наблюдается сжатие элементов с максимальным значением деформации 14,9%. Наибольшая деформация получена при низком давлении воздуха в шине $p_w = 3,5 \text{ кГ/см}^2$. По мере удаления от центра беговой дорожки (у бортового кольца) наблюдается уменьшение деформаций сжатия элементов шины в меридиональном направлении до 4,2% и соответственно растяжения в окружном направлении до 6,4% ($p_w = 3,5 \text{ кГ/см}^2$). Начиная с расстояния 110 мм от короны, по боковине изменяется направление де-

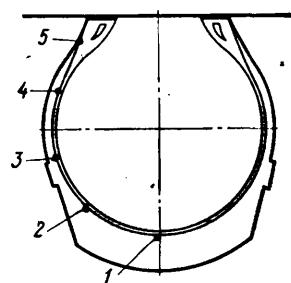


Рис. 2. Точки измерения деформаций элементов резино-кордной оболочки шины по профилю шины

Деформация элементов резино-кордной оболочки шины в процентах при различных расстояниях от короны до места изменения деформации

Этапы переезда препятствий при различных внутренних давлениях воздуха в шине в $\text{kG}/\text{см}^2$	0	110	190	270	305	0	110	190	270	305	0	110	190	270	305
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
Меридиональное направление						Окружное направление					По линии корда				
Первый при:															
3,5	5,2	-10,2	-8,3	-6,3	-4,2	-14,9	13,0	10,8	8,6	6,4	1,1	3,1	2,1	1,4	0,6
4,0	4,1	-7,4	-6,0	-4,6	-3,0	-10,2	9,4	8,2	7,1	5,9	1,3	3,3	2,5	1,8	0,9
4,5	3,5	-5,9	-5,0	-4,0	-2,3	-7,7	7,0	6,5	5,4	4,5	1,5	3,7	2,7	2,1	1,2
Второй при:															
3,5	3,1	-8,0	-6,4	-4,7	-3,1	-11,3	10,3	9,0	6,0	6,0	0,9	2,1	1,7	1,1	0,5
4,0	2,4	-6,1	-5,5	-3,4	-2,6	-8,6	7,6	7,5	6,2	5,3	1,1	2,5	1,9	1,5	0,7
4,5	1,8	-4,8	-3,8	-2,8	-1,9	-7,0	5,9	5,3	4,8	4,2	1,3	2,7	2,3	1,8	1,0
Третий при:															
3,5	0,5	-4,0	-3,1	-2,1	-1,2	-5,1	3,5	3,0	1,8	1,5	0,1	0,6	0,4	0,2	0,1
4,0	0,4	-3,2	-2,4	-1,6	-0,9	-3,4	2,0	1,8	1,5	1,0	0,2	0,7	0,6	0,3	0,1
4,5	0,3	-2,8	-1,9	-1,0	-0,7	-2,2	1,6	1,4	0,8	0,6	0,4	0,9	0,8	0,4	0,2
Четвертый при:															
3,5	4,2	-9,0	-7,4	-5,4	-4,1	-5,7	4,8	4,2	3,6	3,1	0,6	1,6	1,4	0,6	0,2
4,0	4,3	-6,5	-5,3	-4,3	-3,5	-4,1	3,5	3,0	2,5	2,0	0,8	1,7	1,5	0,8	0,3
4,5	2,4	-5,7	-4,6	-3,5	-2,4	-3,0	2,6	2,2	1,8	1,4	1,0	1,9	1,7	1,0	0,4

формации элементов шины, т. е. в меридиональном направлении происходит сжатие (10,2%), а в окружном — растяжение (13,0%). Значительные величины деформаций элементов оболочки шины на этапе I объясняются тем, что при встрече колеса с препятствием оно ударяется о пень и при этом динамическая нагрузка возрастает примерно в 1,5 раза, а крутящий момент на колесе увеличивается примерно в 6,5 раза — до 260 $\text{kG}\cdot\text{м}$ по сравнению с 40 $\text{kG}\cdot\text{м}$ на горизонтальном участке пути.

На рис. 3 показана зависимость деформаций элементов резино-кордной оболочки шины от времени при переезде через пень ($p_w = 4,5 \text{ кG}/\text{см}^2$). Характер изменения кривых для других давлений воздуха в шине (3,5 и 4,0 $\text{kG}/\text{см}^2$) одинаков. Общее время переезда колесом препятствия составляет 3,7 сек. В течение 0,3 сек происходит столкновение колеса с препятствием и его отрыв от поверхности (этап I). В этот короткий промежуток времени деформация сжатия в окружном направлении по короне возрастает до 7,7% (кривая 4), а по мере удаления от короны наблюдается деформация растяжения до 7,0; 6,5% (кривые 5 и 8, рис. 3). В меридиональном направлении, наоборот, — по короне элементы оболочки растягиваются до 3,5% (кривая 1), а на расстоянии 110, 190 мм от короны происходит сжатие элементов до 5,9; 5,0% (кривые 4 и 7) и растяжение нитей корда по короне до 1,5% (кривая 3). По мере приближения к боковине покрышки наблюдается сжатие нитей корда до 3,7 и 2,7% (кривые 6 и 9).

После столкновения колеса с препятствием и отрыва колеса от поверхности дороги начинается его въезд на пень (этап II), который продолжается 1,3 сек. На этом этапе деформации элементов резино-кордной оболочки шины уменьшаются во всех трех направлениях.

Проезд колеса по поверхности препятствия (этап III) длится 1,2 сек. При этом величины деформации нитей корда находятся в пределах конечного значения на этапе II.

Период падения колеса с препятствия (этап IV) составляет около 0,9 сек. Это время можно разбить на два промежутка: полет колеса по воздуху и удар о поверхность дороги — 0,4 сек; начало качения колеса по поверхности дороги — 0,5 сек.

На промежутке 0,4 сек в окружном направлении деформации элементов шины увеличиваются до 3,0; 2,6 и 2,2% (кривые 2, 5, 8). В меридиональном направлении и по нити корда за это

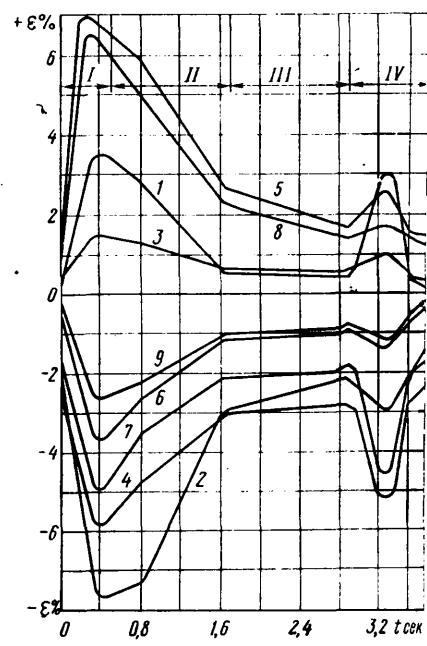


Рис. 3. График зависимости деформаций элементов резино-кордной оболочки пневматического колеса от времени при переезде колесом высокого вертикального препятствия в 1, 2, 3 точках измерения по профилю шины:

1, 4 и 7 — меридиональное направление; 2, 5 и 8 — окружное направление; 3, 6 и 9 — по нити корда

же время увеличение деформаций достигает соответственно 2,4, —5,7 и —4,6% (кривые 1, 4 и 7) и 1,0; —1,9 и —1,7% (кривые 3, 6 и 9), а в дальнейшем за 0,5 сек идет уменьшение деформаций резино-кордной оболочки как в меридиональном направлении, так и по направлению нитей корда до величин деформаций, возникающих на ровной поверхности дороги. В меридиональном направлении по короне в центре контакта деформации уменьшаются до 0,1%, в окружном — до 1,8% и на расстоянии 110 мм от короны нити корда сжимаются до 1%.

Проведенные исследования показывают, что величины деформаций элементов резино-кордной оболочки пневматического ведущего колеса при преодолении высоких вертикальных препятствий значительно превышают эти же деформации, возникающие при качении колеса по ровному горизонтальному участку дороги. Так, для нашего случая по короне в центре контакта в меридиональном направлении в 35 раз — с 0,1 до 3,5% (на расстоянии 30° от центра контакта в 4 раза — с 2,3% до 9,0%), в окружном направлении более чем в 4 раза — с 1,8 до 7,7% и по нити корда на расстоянии 110 мм от короны примерно в 4 раза — с 1 до 3,7%.

Деформации элементов резино-кордной оболочки шины при преодолении колесом высоких вертикальных препятствий резко, за короткий промежуток времени, значительно изменяются как по величине, так и по направлению, поэтому их следует учитывать при расчете и конструировании шин колесных машин, которые работают в условиях преодоления высоких вертикальных препятствий.

УДК 629.113.012.3:656.13.052.44

Торможение автомобильного колеса на твердой дороге

Канд. техн. наук Ю. А. ЕЧЕИСТОВ, Л. К. НАЙДЕНОВ

Московский автомеханический институт

В РАБОТАХ [1, 2, 3] отмечается, что тормозное усилие, развиваемое автомобильным колесом, тесно связано с его относительным проскальзыванием по дорожному полотну. Однако трактовка этого явления в ряде случаев различна. В связи с этим сделана попытка аналитического исследования в

первом приближении процесса торможения автомобильного колеса на дороге с гладким твердым покрытием.

При прямолинейном движении конструкция колеса может рассматриваться как плоская, состоящая из недеформируемой замкнутой нити периметра $2\pi r_0$ и внешнего протекторного слоя

с определенной тангенциальной податливостью. Внутри нить распerta равномерно распределенной нагрузкой (давление воздуха). Таким образом, контакт колеса с дорогой может быть представлен виде отрезка прямой линии. При этих допущениях схема катящегося в тормозном режиме колеса изображена на рис. 1.

На приведенной схеме допущено некоторое упрощение очертания эпюры элементарных вертикальных реакций. Как показали экспериментальные исследования [4], действительное прохождение этой эпюры близко к трапецидальному.

Величина горизонтальных элементарных реакций X (тормозные силы) прямо связана с тангенциальными деформациями отдельных элементов протекторного слоя, находящихся в контакте с дорогой. Можно допустить, что величина элементарных

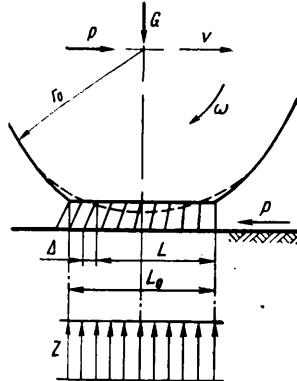


Рис. 1. Схема катящегося в тормозном режиме колеса: v — скорость поступательного движения колеса; ω — скорость вращения колеса; G — вертикальная нагрузка; P — горизонтальная реакция оси колеса; Z — элементарные вертикальные реакции; r_0 — радиус нити при отсутствии радиальной деформации; L_0 — длина контакта колеса с дорогой; Δ — тангенциальная деформация элемента протектора на расстоянии L от переднего края

ной тормозной силы X прямо пропорциональна тангенциальной деформации элемента протектора, к которому приложена эта сила

$$X = C \Delta, \quad (1)$$

где C — коэффициент погонной тангенциальной жесткости протекторного слоя в kG/cm^2 .

Величина полной тормозной силы, развиваемой колесом, может быть определена как

$$P = \int_0^{L_0} X dL = C \int_0^{L_0} \Delta dL. \quad (2)$$

Интегрировать можно при определении связи между Δ и L :

$$\Delta = f(L).$$

Рассматривая процесс качения колеса в тормозном режиме как достаточно стационарный, можно предположить, что $\Delta = aL$ (a — коэффициент пропорциональности).

Приняв такой закон изменения тангенциальной деформации, можно записать

$$P = \frac{X_{\max} L_0}{2},$$

где X_{\max} — максимальное значение элементарной тормозной силы. Однако эта зависимость может быть признана справедливой только в ограниченном диапазоне изменения силы P , так как величина X_{\max} имеет некоторое ограничение, которое выражается следующим образом:

$$X_{\max} < Z \mu_0, \quad (3)$$

где μ_0 — коэффициент трения покоя пары протектор—дорога.

Следовательно, весь диапазон увеличения силы P можно разбить на два этапа, которые показаны на рис. 2.

Переход одного этапа в другой характеризуется следующим условием:

$$X_{\max} = Z \mu_0. \quad (4)$$

Для этапа I справедливо выражение (3), а для этапа II будет действительно следующее выражение:

$$P = P_1 + P_2,$$

где P_1 — тормозное усилие на части длины контакта L_1 ;

P_2 — тормозное усилие на другом участке $(L_0 - L_1)$.

Каждое из двух слагаемых может быть определено так:

$$P_1 = \frac{Z \mu_0 L_1}{2}; P_2 = Z \mu (L_0 - L_1),$$

где μ — коэффициент трения скольжения в паре протектор—дорога.

Суммируя правые и левые части последних выражений, получим

$$P = \frac{Z \mu_0 L_1}{2} + Z \mu (L_0 - L_1). \quad (5)$$

На протяжении этапа I снятие тангенциальных деформаций с отдельных элементов протектора происходит только при их выходе из контакта.

В дальнейшем такой случай накопления и снятия тангенциальных деформаций будем называть упругим скольжением. Во время этапа II снятие тангенциальных деформаций происходит в два приема — частично в конце участка L_1 и окончательно в конце контакта. Такое накопление и снятие тангенциальных деформаций условимся считать частичным скольжением. Предельным значением частичного скольжения, очевидно будет движение колеса без вращения (движение юзом, когда $L_1 = 0$).

Из кинематических соотношений тормозящего колеса пройденный им путь за один оборот можно определить следующим выражением:

$$S = 2\pi r_0 + \Delta_S,$$

где Δ_S — надбавка, получаемая за счет упругого (этап I) или частичного (этап II) скольжения.

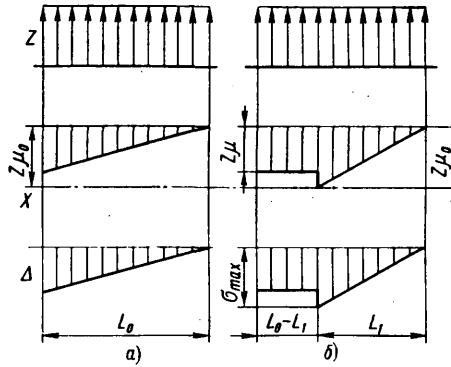


Рис. 2. Этапы увеличения силы P : а — этап I; б — этап II

Эту величину для этапа I можно определить как

$$\Delta_{S_I} = \frac{\Delta_{\max} 2\pi r_0}{L_0}, \quad (6)$$

а для этапа II

$$\Delta_{S_{II}} = \frac{\Delta_{\max} 2\pi r_0}{L_1}. \quad (7)$$

Подставляя эти значения в выражение для S , получим

$$S_I = 2\pi r_0 \left(1 + \frac{\Delta_{\max}}{L_0} \right),$$

$$S_{II} = 2\pi r_0 \left(1 + \frac{\Delta_{\max}}{L_1} \right).$$

Нетрудно убедиться, что радиус качения и скорость поступательного движения колеса в нашем случае могут быть определены следующим образом:

$$r_k = r_0 + \frac{\Delta_S}{2\pi};$$

$$v_n = \left(r_0 + \frac{\Delta_S}{2\pi} \right) \omega.$$

Полагая, что

$$v = v_n + v_{ck},$$

где v_n — скорость перекатывания колеса; v_{ck} — скорость скольжения колеса,

можно записать

$$v_n = \omega r_0,$$

$$v_{ck} = \omega \frac{\Delta_s}{2\pi}.$$

Вводя коэффициент относительного скольжения δ , запишем

$$\delta = \frac{v_{ck}}{v}.$$

Подставляя сюда значения v и v_{ck} , получим

$$\delta = \frac{\Delta_s}{2\pi r_0 + \Delta_s}.$$

Таким образом, для этапа I с учетом выражения (6) получим

$$\delta_I = \frac{\Delta_{\max}}{L_0 + \Delta_{\max}},$$

а для этапа II, используя выражение (7), будем иметь

$$\delta_{II} = \frac{\Delta_{\max}}{L_1 + \Delta_{\max}}.$$

Принимая во внимание выражения (1) и (4), последние два выражения перепишутся следующим образом:

$$\delta_I = \frac{X_{\max}}{L_0 C + X_{\max}}; \quad (8)$$

$$\delta_{II} = \frac{Z \mu_0}{L_1 C + Z \mu_0}. \quad (9)$$

Решая выражение (8) совместно с выражением (3), получим

$$P = \frac{I_0^2 C \delta_I}{2(1 - \delta_I)}, \quad (10)$$

а совместное решение выражений (9) и (5) даст следующий результат:

$$P = \frac{Z^2 \mu_0^2 (1 - \delta_{II})}{2C \delta_{II}} + Z \mu \left[L_0 - \frac{Z \mu_0 (1 - \delta_{II})}{C \delta_{II}} \right]. \quad (11)$$

В этом выражении присутствует коэффициент трения скольжения μ , который может быть связан с коэффициентом трения покоя μ_0 в первом приближении следующим образом:

$$\mu = \mu_0 - k v_{ck}.$$

Принимая во внимание, что

$$v_{ck} = \delta v,$$

получим

$$\mu = \mu_0 - k \delta v.$$

Подставляя это равенство в выражение (11), будем иметь

$$P = \frac{Z^2 \mu_0 (1 - \delta_{II}) \left(k \delta_{II} v - \frac{\mu_0}{2} \right)}{\delta_{II} C} + L_0 Z (\mu_0 - k \delta_{II} v). \quad (12)$$

Переход от выражения (10) к выражению (12) должен осуществляться при следующем значении коэффициента относительного скольжения:

$$\delta_{I-II} = \frac{Z \mu_0}{Z \mu_0 + C L_0},$$

или, решая этот вопрос по величине силы P , будем иметь

$$P_{I-II} = \frac{Z \mu_0 L_0}{2}.$$

Может представить также интерес и величина тормозного усилия при полном скольжении ($\delta=1$). На основании выражения (12) она будет иметь следующее значение:

$$P = P_{ck} = L_0 Z (\mu_0 - k v).$$

Анализ выражения (12) показывает, что для любой скорости v , отличной от нуля, существует такое значение коэффициента δ , при котором тормозная сила P достигает своего максимального значения. Действительно, если P в выражении (12) продифференцировать по δ , приравнять эту производную нулю и решить получившее уравнение, то получим следующее выражение:

$$\delta_{P \max} = \pm \sqrt{\frac{Z \mu_0^2}{2k v (Z \mu_0 + L_0 C)}}.$$

Знак минус в этом выражении указывает на тяговый режим колеса, а структура формулы показывает, что все приведенные рассуждения справедливы и для ведущего колеса.

На рис. 3 помещены результаты подсчетов по выражениям (10) и (12) тормозных усилий во всем диапазоне изменения относительного проскальзывания δ . При подсчетах приняты следующие величины отдельных параметров: $G=1850 \text{ кг}$; $L=20 \text{ см}$; $r_0=50,2 \text{ см}$; $Z=93 \text{ кг/см}$ (давление воздуха $5,3 \text{ кг/см}^2$); $C=34,2 \text{ кг/см}^2$ (что соответствует коэффициенту тангенциальной эластичности $\lambda=0,0076 \text{ см/кг}$ по акад. Е. А. Чудакову); $\mu_0=0,8$; $k=0,0067$. Последние два параметра получены по данным книги [5] (стр. 325, фиг. 269).

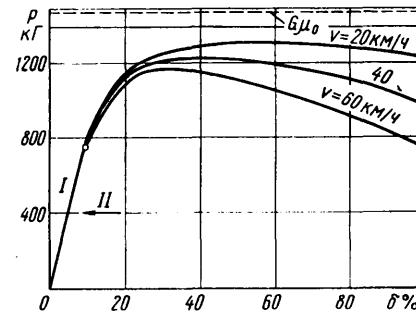


Рис. 3. Кривые протекания тормозных усилий во всем диапазоне изменения относительного проскальзывания δ (римские цифры обозначают этапы)

Приведенные значения параметров примерно соответствуют ширине модели И-202(260-20) при движении по влажному бетону.

Рассмотрев рис. 3, можем сделать следующие выводы:

1. Процесс качения тормозящего колеса может быть разбит на две области: упругое скольжение; частичное скольжение. Скольжение всех элементов контакта колеса наблюдается только при относительном проскальзывании, равном единице (блокировка колеса).

2. Характер протекания кривых $P=f(\delta)$ в значительной степени определяется падением характеристики трения (k) материала протектора в паре с дорожным полотном, причем это влияние оказывается тем сильнее, чем выше скорость поступательного движения колеса.

3. Такой общепринятый параметр колеса, как коэффициент сцепления, может быть равен коэффициенту трения покоя μ_0 только при весьма малых скоростях. Во всех остальных случаях коэффициент сцепления меньше коэффициента трения покоя.

4. Процесс торможения колеса может быть разбит на область устойчивого торможения ($\delta < \delta_{P \max}$) и неустойчивого ($\delta > \delta_{P \max}$), когда колесо автоматически стремится к полной блокировке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Bradly, A. L. «The automobile Engineer», 1932, № 2.
2. Schuster K., Weichsler P. «ATZ», 1938, № 20.
3. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Машгиз, 1963.
4. Кинороз В. И. Работа автомобильной шины. Автотрансиздат, 1960.
5. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. Машгиз, 1963.

О расчете на кручение пассажирского отделения кузова автомобиля-фургона

Канд. техн. наук М. Б. ШКОЛЬНИКОВ
НАМИ

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ при изучении кручения автобусного несущего кузова [1] методы строительной механики и теории тонкостенных балок-оболочек можно применить для разработки метода расчета на кручение пассажирского отделения кузова автомобиля-фургона.

Наиболее существенными по величине нагрузками, вызывающими кручение кузова, являются, как известно, кососимметричные составляющие реакций колес, которые приводятся к двум направленным в противоположные стороны крутящим моментам, приложенным в плоскостях поперечных сечений кузова, проходящих через передний и задний мосты. Это позволяет расчет на кручение кузова свести к определению в нем напряжений и деформаций от действия двух внешних крутящих моментов, приложенных в поперечных сечениях кузова в районе заднего и переднего мостов.

Расчетная схема кузова автомобиля-фургона, как и любой конструкции, строится путем идеализации ее отдельных элементов и сведения их к категориям, для которых уже имеются методы расчета или их достаточно просто разработать. Анализ возможных расчетных схем для кузовов показывает, что рациональные методы расчета можно построить, если представить кузов как комбинированную оболочечно-стержневую конструкцию. Под оболочечной частью конструкции кузова понимается тонкостенная конструкция, состоящая из обшивки, подкрепленной в продольном и поперечном направлениях каркасом. Для кузова автомобиля-фургона оболочечными частями конструкции являются: капотная часть, крыша и основание пассажирского отделения, грузовое отделение. Стержневой частью конструкции являются, как правило, элементы каркаса кузова, не связанные с обшивкой, например стойки окон и дверей.

Таким образом, в расчетной схеме кузова автомобиля-фургона оконные стойки считаются не элементами рамы ветрового стекла или боковины, как может быть целесообразно по технологическим соображениям, а самостоятельными элементами, образующими стержневую часть конструкции. Точно так же горизонтальные элементы рамы ветрового стекла и дверных рам в расчетной схеме относятся к стержням каркаса соответствующих оболочечных частей кузова.

Исходя из этого в идеализированную расчетную схему кузова автомобиля-фургона входят следующие части.

Стержневая часть — это стойки, имеющие поперечные сечения замкнутого профиля, для которых справедлив закон плоских сечений.

Капотная часть представляет собой достаточно сложную оболочечную конструкцию, для которой в целом с известным приближением можно применить формулы, выведенные на основе закона секториальных площадей для тонкостенного стержня-оболочки открытого профиля.

Участки крыши и основания в районе пассажирского отделения — это тонкостенные стержни-оболочки открытого профиля (рис. 1). Для них справедлив секториальный закон распределения нормальных напряжений по поперечным сечениям. Поэтому напряжения в сечениях этих частей кузова пропорциональны эпюрам секториальных координат, показанных на рис. 1.

Грузовое отделение представляет собой тонкостенный стержень-оболочку закрытого профиля. Это возможно, если боковые двери или окна грузового отделения малы и значительно удалены от пассажирского отделения, т. с. отделены достаточно широкими простенками. Наличие больших дверей и окон требует дальнейшего развития метода расчета.

Экспериментальные исследования выполненных конструкций кузовов показывают, что наибольшие напряжения при кручении наблюдаются в пассажирском отделении и отдельных местах грузового отделения. Как правило, это — углы задних и ряда боковых проемов грузового отделения.

Остановимся на методе расчета, позволяющем определить напряжения в районе пассажирского отделения. При этом в соответствии с предложенным В. З. Власовым [2] практическим

приемом расчета тонкостенных конструкций принимается равной пулью изгибо-крутильная характеристика

$$K = \sqrt{\frac{GJ_{kp}}{EJ_{\omega}}},$$

где J_{kp} — момент инерции открытого контура при чистом кручении;

J_{ω} — секториальный момент инерции;

G и E — модули сдвига и упругости.

На границе перехода крыши и основания пассажирского отделения в багажное происходит сопряжение тонкостенной конструкции открытого профиля с тонкостенной конструкцией закрытого профиля. Как известно, депланация сечения тонкостенной конструкции (стержня-оболочки) открытого профиля по величине несогласимо больше, чем у стержня-оболочки закрытого профиля. Поэтому принято допускать, что у стержня-оболочки открытого профиля в месте сопряжения с сечением стержня-оболочки закрытого профиля депланация равна нулю.

Часто секториальная жесткость капотной части у кузовов автомобилей-фургонов значительно превышает по величине таковую для основания пассажирского отделения. Поэтому в ряде случаев можно считать, что депланация сечения переднего конца основания пассажирского отделения, граничащего с капотной частью, равна пулью. Это допущение в принципе не

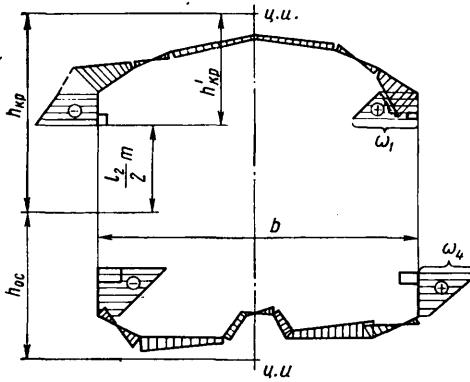


Рис. 1. Эпюры секториальных координат для сечений крыши и основания в пассажирском отделении кузова автомобиля-фургона

обязательно и за счет некоторого усложнения расчета может быть отброшено.

Принимая во внимание изложенное, можно выполнить расчет конструкции пассажирского отделения кузова автомобиля-фургона, если будут известны внутренние обобщенные силы оконных стоек.

Внутренние обобщенные силы оконных стоек статически неопределенны. Для их определения рационально воспользоваться методом строительной механики. Основную систему этого метода можно получить из заданной путем разрезания оконных стоек по середине высоты. В местах разреза должны быть приложены действующие здесь внутренние обобщенные силы, которые пока неизвестны.

В разрезе каждой стойки оказывается по шесть неизвестных обобщенных сил. Поскольку конструкция кузова в районе пассажирского отделения симметрична относительно вертикальной продольной плоскости, а нагрузки при кручении кососимметричны, оказывается, что внутренние обобщенные силы левой и правой стойки равны по величине и обратны по знаку.

Поэтому, пользуясь правилами метода сил подобно тому, как это сделано при расчете кузова автобуса [1], в качестве неизвестных внутренних силовых факторов будем принимать шесть групп обобщенных сил. В каждую группу входят по два равных и противоположно направленных силовых фактора, действующих в сечениях по правой и левой стойкам.

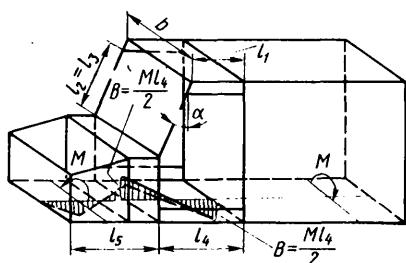


Рис. 2. Эпюры бимоментов в основной системе кузова автомобиля-фургона от высшей нагрузки

В соответствии с правилами метода сил в основной системе строятся эпюры от единичных значений групповых неизвестных и внешней нагрузки.

На рис. 2, 3 и 4 изображены основные системы метода сил пассажирского отделения кузова автомобиля-фургона, показанные нагрузки, прикладываемые к основным системам, а также эпюры моментов и сил, вызванные этими нагрузками.

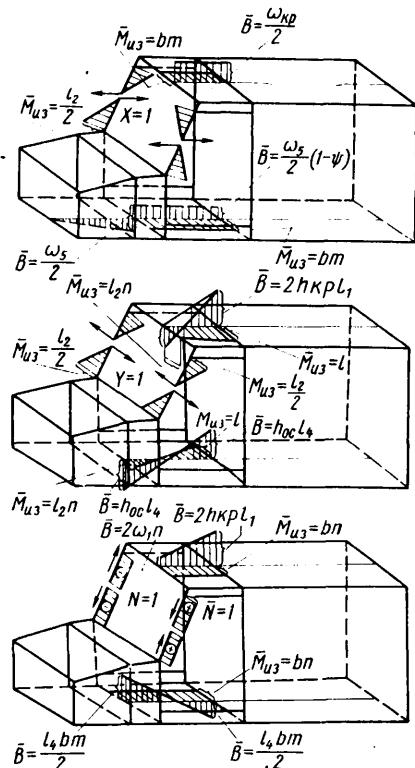


Рис. 3.* Эпюры моментов, бимоментов и продольных сил в основной системе кузова автомобиля-фургона от единичных значений групповых неизвестных X, Y, N

На рис. 2 приведена внешняя крутящая нагрузка, передаваемая кузову автомобиля со стороны дороги (крутящие моменты M) и эпюра бимоментов от внешней нагрузки. Сплошной линией отмечена эпюра бимоментов для случая, когда секториальная жесткость капотной части бесконечно велика по

* На вторых эпюрах рис. 3 и 4 допущены досадные графические неточности. По запросу редакция даст пояснения

сравнению с жесткостью основания пассажирского отделения, а штриховой — для случая, когда эта жесткость конечна.

Групповые неизвестные силы X, Y и N даны на рис. 3, а групповые неизвестные моменты M_y, M_x, M_z — на рис. 4. Кроме того, приведены эпюры изгибающих моментов M_{u3} , бимоментов \bar{B} и продольных сил \bar{N} от единичных значений этих сил и моментов. Штриховой линией отмечены эпюры бимоментов для случая конечной секториальной жесткости капотной части.

Величины, приведенные на рис. 3, 4, определяются по следующим формулам (см. также рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} \omega_{kp} &= 4\omega_1 + l_1 b \cos \alpha; \\ \psi &= \frac{1}{1 + \frac{EJ_{\omega_4} l_5}{2EJ_{\omega_5} l_4}}; \\ l &= l_1 + l_4; \\ m &= \cos \alpha; \\ n &= \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

На рис. 2, 3 и 4 эпюры моментов и бимоментов для оболочечных частей рассматриваемой конструкции построены на линиях пересечения вертикальной продольной плоскости симмет-

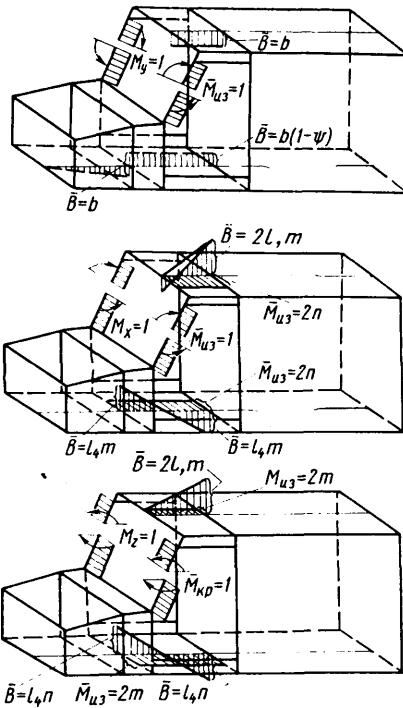


Рис. 4. Эпюры моментов и бимоментов в основной системе кузова автомобиля-фургона от единичных значений групповых неизвестных M_y, M_x, M_z

рии кузова с соответствующими оболочечными частями; причем эпюры бимоментов лежат в вертикальной продольной плоскости симметрии, эпюры изгибающих моментов — в плоскостях, перпендикулярных вертикальной плоскости симметрии. Эпюры рис. 2, 3 и 4 используются далее для формирования системы канонических уравнений метода сил, из которых определяются неизвестные групповые обобщенные силы.

Матричное написание системы канонических уравнений метода сил имеет вид

$$AX = C_p, \quad (2)$$

где $A = \{a_{ij}\}$ — матрица системы; $X = \{XYN M_y M_x M_z\}$ — матрица-столбец групповых неизвестных;

$C_p = \{c_{ip}\}$ — матрица-столбец свободных членов системы.

Элементы матриц A и C_p определяются следующими матричными выражениями [3]:

$$\left. \begin{aligned} a_{ij} &= \sum_{i,j} \sum_{r=1}^5 \bar{M}'_{1jr} D_{1r} \bar{M}'_{1jr} ; \\ c_{iP} &= \sum_{r=1}^5 \bar{M}'_{1r3} D_{13} M_{1P3} ; \\ D_{1r} &= l_1 \frac{\lambda_{1r}}{6} \begin{cases} 21 \\ 12 \end{cases} ; \\ \bar{M}'_{1jr} &= \left\| \begin{array}{c} \bar{M}'_{1jr}^4 \\ \bar{M}'_{1jr}^n \end{array} \right\| ; \\ M_{1P3} &= \left\| \begin{array}{c} M_{1P3}^4 \\ M_{1P3}^n \end{array} \right\| , \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где \bar{M}'_{1jr} , \bar{M}'_{1jr}^4 , \bar{M}'_{1jr}^n , \bar{M}'_{1jr}^n — ординаты эпюров, изображенных на рис. 3 и 4 соответственно для левого и правого концов элемента конструкций. Например, для стойки $\gamma=2$, случая загружения силами $X=1$ ($i=1$), эпюры изгибающих моментов, действующих в плоскости, параллельной вертикальной продольной плоскости симметрии кузова ($r=1$), ординаты эпюров имеют значения $\bar{M}'_{211} = \frac{l_2}{2}$,

$$\bar{M}'_{211} = -\frac{l_2}{2} ;$$

M_{1P3}^4 и M_{1P3}^n — ординаты эпюров бимоментов в основной системе от действия внешней нагрузки соответственно для левого и правого конца элемента конструкции;

l_1 — длина элемента конструкции.

λ_{1r} — величины, имеющие для $r=1, 2, 3, 4, 5$ соответственно следующие значения:

$$\frac{EJ_0}{EJ_{y1}}, \frac{EJ_0}{EJ_{x1}}, \frac{EJ_0}{EJ_{\omega1}}, \frac{EJ_0}{GT_1}, \frac{EJ_0}{Gf_1}, \quad (4)$$

J_{y1} , J_{x1} — моменты инерции;

$J_{\omega1}$ — секториальный момент инерции γ -элемента;

T_1 — момент инерции для замкнутого контура при чистом кручении;

f_1 — площадь сечения элемента конструкции;

J_0 — произвольная величина в cm^4 ;

E, G — модули упругости и сдвига.

Индексы групповых неизвестных i и j имеют значения 1, 2, ..., 6 соответственно для величин X, Y, N, M_y, M_x, M_z . Индексы γ элемента конструкции имеют значение 1, 2, 3, 4, 5 соответственно для крыши, стоек окон ($\gamma=2,3$), участка основания, капотной части. Индекс r вида эпюров имеет значение 1, 2, 3, 4, 5. Для эпюров изгибающих моментов, действующих в плоскостях, параллельных вертикальной продольной плоскости симметрии кузова, $r=1$; для эпюров изгибающих моментов, действующих в плоскостях, перпендикулярных вертикальной продольной плоскости симметрии, $r=2$; для эпюров бимоментов $r=3$; для эпюров крутящих моментов $r=4$; для эпюров продольных сил $r=5$.

Решая систему уравнений (2), определяют групповые обобщенные силы и моменты оконных стоек X, Y, N, M_y, M_x, M_z и

переходят к следующему этапу расчета пассажирского отделения кузова — построению полных эпюр моментов, бимоментов и продольных сил. Для этой цели ординаты эпюр рис. 3 и 4 умножаются на соответствующие значения величин X, Y, N, M_y, M_x, M_z , полученных из решения системы (2). После умножения будем иметь эпюры от внутренних обобщенных сил стоек. Эти эпюры необходимо сложить между собой и к полученной сумме прибавить эпюру (рис. 2) от внешней нагрузки. В результате суммирования будут получены полные эпюры моментов, бимоментов и продольных сил пассажирского отделения кузова автомобиля-фургона, вызванных крутящими моментами M , приложенными в плоскостях поперечных сечений кузова, проходящих по переднему и заднему мостам; т. е. вызванных кручением автомобиля.

После этого известными из сопротивления материалов способами строятся эпюры напряжений.

В принципе решение системы (2), состоящей из шести уравнений с шестью неизвестными, не вызывает трудностей. Оказывается, однако, что в ряде случаев, используя особенности автомобильных конструкций, можно получить приближенные решения системы (2) в замкнутом виде и не прибегать каждый раз к ее решению при расчете. Ранее уже отмечалось [1], что у автомобильных кузовов с окнами поперечные сечения стоек окон имеют моменты инерции (в данном случае J_{x2}, J_{y2}, T_2), значительно меньшие по величине, чем моменты инерции крыши и основания (в данном случае $J_{x1}, J_{x4}, J_{y1}, J_{y4}, J_{\omega1}, J_{\omega4}$). С учетом этой особенности, справедливо и для пассажирского отделения некоторых кузовов автомобилей-фургонов, множители λ_{1r} матрицы податливостей D_{1r} , определяемой третьей формулой (3), оказываются неодинаковыми по величине для различных элементов конструкции. Так, λ_{1r} при $\gamma=1, 4, 5$ пренебрежимо мало по сравнению с λ_{1r} при $\gamma=2, 3$ (для стоек окон).

В связи с этим побочные элементы матрицы $\{A\}_{ij}$, при $i \neq j$ будут малы по сравнению с диагональными в этом случае одночленными элементами $\{A\}_{ii}$. Поэтому побочные элементы можно считать приближенно равными нулю, т. е. $\{A\}_{ij}=0$ при $i \neq j$. В связи с изложенным матрица A становится диагональной, а следовательно, система (2) распадается на шесть независимых друг от друга уравнений, которые можно решить в замкнутом виде.

Приведем приближенные решения для случая, когда секториальная жесткость капотной части велика по сравнению с секториальной жесткостью основания в районе пассажирского отделения. Эти решения имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} Y &= M \frac{l_4^3 h_{oc}}{l_2^3} \cdot \frac{J_{x2}}{J_{\omega4}} ; \\ N &= -\frac{M}{24} \cdot \frac{l_4^3 b m}{l_2} \cdot \frac{Gf_2}{EJ_{\omega4}} ; \\ M_x &= -\frac{M}{12} \cdot \frac{l_4^3 m}{l_2} \cdot \frac{J_{x2}}{J_{\omega4}} ; \\ M_z &= -\frac{M}{12} \cdot \frac{l_4^3 n}{l_2} \cdot \frac{GT_2}{EJ_{\omega4}} ; \\ M_y &= X = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

После определения приближенных значений внутренних обобщенных сил оконных стоек строятся полные эпюры моментов, бимоментов и продольных сил путем умножения обобщенных сил на соответствующие эпюры рис. 3 и 4 и сложения эпюр, как указано выше.

В ряде случаев можно ограничиться определением наибольших напряжений и не строить эпюры. Так, например, известно, что большие напряжения обычно возникают у оконных стоек в местах соединения с капотной частью или крышей. Эти напряжения можно вычислить исходя из значений изгибающих моментов в этих местах стоек, определяемых формулой, полученной на базе формул (5):

$$M_{43} = \frac{M l_4^3}{12 l_2^2} \cdot \frac{J_{x2}}{J_{\omega4}} (6h_{oc} \pm l_2 m). \quad (6)$$

Анализ полученных зависимостей позволяет заключить следующее. Величины изгибающих моментов стоек окон зависят

от отношения момента инерции сечения стойки к секториальному моменту инерции сечения основания. Повышение изгибной жесткости (момента инерции) оконной стойки приводит к увеличению действующего в ней изгибающего момента. Если при этом момент сопротивления сечения стойки увеличится в меньшее число раз, чем момент инерции, то напряжения в стойке повысятся. Отсюда следует, что повышение жесткости стоек не всегда приводит к снижению в них напряжений. В то же время увеличение секториального момента инерции сечения основания приводит к уменьшению изгибающих моментов стоек и, следовательно, уменьшению напряжений в них. С ростом секториальной жесткости капотной части по сравнению с секториальной жесткостью сечения основания в районе пас-

сажирского отделения уменьшается величина изгибающего момента стойки в плоскости боковин. При бесконечно большой секториальной жесткости капотной части по сравнению с секториальной жесткостью основания оконные стойки изгибаются только в плоскости ветрового стекла.

ЛИТЕРАТУРА

- Школьников М. Б. «Автомобильная промышленность», 1970, № 6.
- Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни. М., Физматгиз, 1959.
- Киселев В. А. Строительная механика. М., Стройиздат, 1967.



УДК 669.14.018.252.3

Современные быстрорежущие стали

Д-р техн. наук Ю. А. ГЕЛЛЕР

Московский станкоинструментальный институт

ЗА ПОСЛЕДНИЕ годы создано много новых быстрорежущих сталей, обладающих как более высокими и разнообразными режущими свойствами, так и лучшими технологическими качествами. Это вызвало необходимость обработки конструкционных сталей повышенной прочности твердостью до $HRC 45$, пержавеющих и жаропрочных сталей; повышения режимов резания и применения новых способов изготовления инструментов.

В связи с этим возрастают число марок быстрорежущих сталей.

По назначению и режущим свойствам эти стали целесообразно подразделить на стали нормальной и повышенной теплостойкости (см. таблицу).

Марка стали	Химический состав в %					
	C	W	Mo	Cr	V	Co
Стали нормальной теплостойкости						
P18	0,70—0,80	17,0—19,0	0,5—1,0	3,8—4,4	1,0—1,4	—
P12	0,80—0,90	12,0—13,0	До 1,0	3,2—3,7	1,5—1,9	—
P9	0,85—0,95	8,5—10,0	До 1,0	3,8—4,4	2,0—2,6	—
P6M3	0,85—0,95	5,5—6,5	3,0—3,6	3,0—3,6	2,0—2,5	—
P6M5*	0,78—0,87	5,7—6,7	5,0—5,5	3,9—4,4	1,7—2,1	—
(ЭП344)						
Ванадиевые стали повышенной теплостойкости						
P9Ф5	1,40—1,50	9,0—10,5	До 1,0	3,8—4,4	4,3—5,1	—
P14Ф4	1,20—1,30	13,0—14,5	До 1,0	4,0—4,6	3,4—4,1	—
P12Ф3*	0,94—1,04	12,0—13,5	0,5—1,0	3,5—4,0	2,5—3,0	—
(ЭП1597)						
Кобальтовые стали повышенной теплостойкости						
P18Ф2К5	0,85—0,95	17,0—19,0	0,5—1,0	3,8—4,4	1,8—2,4	5,0—6,0
P9К5	0,90—1,0	9,0—10,5	До 1,0	3,8—4,4	2,0—2,6	5,0—6,0
P9К10	0,9—1,0	9,0—10,5	До 1,0	3,8—4,4	2,0—2,6	9,5—10,5
P10Ф5К5	1,45—1,55	10,5—11,5	До 1,0	4,0—4,6	4,3—5,1	5,0—6,0
P12Ф5К5*	1,25—1,40	12,5—14,0	0,5—1,0	3,5—4,0	3,2—3,8	5,0—6,0
(ЭП600)						
P8М3К6С*	1,05—1,13	7,5—8,5	3,4—4,0	3,5—3,9	1,5—1,9	5,8—6,5
(ЭП722)						

* Нестандартные стали.

Стали нормальной теплостойкости используются для резания конструкционных сталей твердостью до $HB 250—280$ и чугунов при умеренной скорости резания.

Эти стали изучены достаточно полно, поэтому относительно их использования в настоящее время могут быть даны достаточно определенные рекомендации.

Применение стали Р18 за последние годы значительно сокращается во всех странах. Эта сталь из-за высокого содержания вольфрама в крупных сечениях (прокат диаметром более 50—60 мм) имеет повышенную карбидную неоднородность, а вследствие этого пониженные механические свойства. Предел прочности при изгибе после закалки на мелкое зерно и отпуска достигает 300—320 kg/mm^2 для стали из проката диаметром менее 35—40 мм и не превышает 250 kg/mm^2 в прокате диаметром 60—70 мм и 170—180 kg/mm^2 в прокате диаметром 90—100 мм [1]. В этих условиях не оправдывается расходование излишнего количества вольфрама, вводимого в сталь Р18.

Преимущества стали Р18 связаны с ее технологическими свойствами: хорошей шлифуемостью [2] и малой чувствительностью к перегреву при закалке, так как температуры закалки стали Р18 близки к верхнему пределу температур, обычно получаемых в электродной соляной ванне.

По этим причинам использование стали Р18 оправдывается лишь для инструментов, изготавливаемых из проката, небольшого профиля диаметром до 50—60 мм и подвергаемых значительному шлифованию (метчики, резьбовые фрезы, некоторые червячные фрезы и т. п.).

Сталь Р12 сравнительно новая и более рационально легированная [3]. Ее целесообразно применять для протяжек (такие протяжки хорошо правятся), разверток, зенкеров, концевых фрез и т. п., изготавливаемых из проката диаметром до 60—70 мм. Опыт заводов показал, что многие инструменты из стали Р12 (особенно протяжки, сверла) имеют несколько лучшую стойкость, чем сталь Р18. Сталь этого типа в настоящее время используется также в ФРГ, Швеции, Японии. Шлифуемость стали Р12 приближается к шлифуемости стали Р18 [2].

Сталь Р9, как известно, применялась в отечественной промышленности, но использование ее за последнее время сильно сократилось из-за пониженной шлифуемости [2], вызванной высоким содержанием ванадия. Однако эта сталь имеет более низкие температуры закалки (1210—1230°), что позволяет подвергать ее закалке с нагревом т. в. ч. лучше, чем другие стали. Это оправдывает применение стали Р9 для инструментов, изготавливаемых из листа (ножовочные полотна и др.), твердость которых должна быть неодинаковой по высоте.

Вольфрамомолибденовые стали Р6М3 и Р9М5 имеют более низкие температуры затвердевания и вследствие этого более мелкие карбидные частицы, чем вольфрамовые стали [4]. Кроме того, вследствие влияния молибдена на пограничные слои зерна охрупчивающее влияние карбидов, выделяющихся при отпуске, менее значительно. По этим причинам вольфрамомолибденовые стали имеют более высокие прочность (на 30—50%) и вязкость (70—80%) при почти одинаковой теплостойкости по сравнению с вольфрамовыми сталью. Режущие свойства стали Р9М5 на обтирочных режимах выше, чем стали Р18.

Однако надо учитывать технологические особенности вольфрамомолибденовых сталей. Чувствительность к обезуглероживанию при нагреве для горячей деформации, отжига и закалки возрастает с увеличением содержания молибдена. Она меньше у стали Р6М3 (3% Mo) и выражена сильнее у стали Р6М5 (5% Mo) [3]. При нагреве под закалку необходимо особенно тщательно раскислить нагревающую соль. Лучшие результаты достигаются раскислением MgF_2 (большая степень чистоты) [5].

Сталь Р6М3 получает высокую твердость (HRC 63—64) при закалке на мелкое зерно (10 баллов) в инструментах диаметром до 40—50 мм. Это связано с пониженным содержанием хрома, принятым в стали Р6М3; однако в данном случае обеспечивается хорошая ковкость. Сталь Р6М5 и в крупных сечениях получает высокую твердость при закалке.

Шлифуемость сталей Р6М3 и Р6М5 — разная. У стали Р6М3 из-за высокого содержания ванадия она пониженная (ниже, чем у стали Р12). Шлифуемость стали Р6М5 очень хорошая и несколько лучше, чем у стали Р18.

Указанные различия в свойствах определяют область применения вольфрамомолибденовых сталей.

Сталь Р6М3 целесообразно применять для катаных сверл и некоторых других малошлифуемых инструментов диаметром до 50 мм, а сталь Р6М5 — для шлифуемых инструментов, в основном, больших сечений (фрез и т. п.), в том числе изготавливаемых из кованых шайб.

Число марок сталей повышенной теплостойкости как стандартных, так и разработанных за последние годы особенно велико. Некоторые из них еще недостаточно опробованы в промышленности, что не позволяет сделать окончательных рекомендаций по их применению. Вместе с тем более перспективные стали необходимо проверить на заводах автомобильной промышленности.

По составу и многим свойствам стали повышенной теплостойкости могут быть распределены на стали с повышенным содержанием ванадия, кобальтовые и с повышенным содержанием углерода.

Сталь Р9Ф5 незначительно превосходит по теплостойкости стали Р18 и Р12. Вследствие этого стойкость инструментов из стали Р9Ф5 лишь на 30—50% выше при резании конструкционных сталей твердостью до HB 250—280. При резании нержающих феррито-перлитных сталей, например стали 2Х13, преимущества стали Р9Ф5 почти не наблюдаются.

Сталь Р14Ф4 заметнее превосходит по теплостойкости сталь Р18; она сохраняет твердость HRC 60 после нагрева до 630°, а сталь Р18 — после нагрева до 620°. Стойкость инструментов из стали Р14Ф4 при спокойном резании на 50—80% выше стойкости стали Р18. Однако прочность стали Р14Ф4 существенно ниже из-за сочетания излишне высокого содержания ванадия, вольфрама и углерода.

Кроме того, стали Р14Ф4 и Р9Ф5 плохо шлифуются обычными абразивами, что не позволяет в некоторых случаях получить достаточно качественную рабочую поверхность инструментов.

Сталь Р12Ф3 имеет более высокий комплекс свойств. Вследствие более низкого содержания ванадия ее шлифуемость существенно выше, чем у сталей Р9Ф5 и Р14Ф4. Из-за меньшего содержания углерода прочность стали Р12Ф3 также выше, а ее теплостойкость больше.

Сталь Р12Ф3 целесообразно широко испытать в промышленности вместо сталей Р14Ф4 и Р9Ф5 для сверл, концевых фрез и при резании чугунов.

Прочность стали Р18Ф2К5 невысокая, поэтому применяется она мало. Кроме того, теплостойкость ее лишь немного выше, чем у стали Р18.

Сталь Р9К5 повышает стойкость инструментов лишь на 50—80%. Это связано с тем, что содержание вольфрама в стали Р9К5 излишне понижено.

Шире применяется сталь Р9К10, обладающая более высокой теплостойкостью и твердостью HRC 60 после нагрева ее до 635°. Применение ее позволяет значительно повысить скорость резания конструкционных сталей. Однако эта сталь является наиболее легированной кобальтом и более дорогой.

Сталь Р10Ф5К5 более пригодна для резания жаропрочных сплавов; стойкость инструментов из этой стали примерно в 2 раза выше, чем из стали Р18. Однако из-за высокого содержания ванадия сталь Р10Ф5К5 плохо шлифуется, что во многих случаях не обеспечивает необходимого качества режущей кромки и получения лучшей стойкости.

Новые кобальтовые стали, указанные выше, лишены ряда этих недостатков и могут использоваться успешнее.

Сталь Р12Ф4К5 предназначается для резания жаропрочных сплавов. По составу она близка к стали Т15 (по марочнику США), признаваемой в американской литературе одной из лучших для этого назначения. Сталь Р12Ф4К5 лучше шлифуется, чем сталь Р10Ф5К5, так как содержит меньше ванадия и больше вольфрама. Ее вторичная твердость HRC 65—67. Сталь Р12Ф4К5 сохраняет твердость HRC 60 после нагрева до 640°. Промышленные испытания показали [6], что стойкость многочисленных инструментов (резцов, сверл, многих фрез) из стали Р12Ф4К5 на 50—100% выше, чем из стали Р10Ф5К5, и в 3—4 раза выше, чем из стали Р18.

Высокой твердостью (HRC 67—70) и повышенной теплостойкостью (твердость HRC 60 сохраняется после нагрева до 645—650°) обладает сталь Р8М3К6С. Она близка по свойствам к новым американским быстрорежущим стальм серии М41—М43, но в отличие от них содержит 6% кобальта вместо 8 и 12%, что делает ее более экономичной. Существенно, что сталь Р8М3К6С, как и большая часть сталей этого класса, содержит сравнительно мало ванадия (1,5—1,9%), вследствие чего она хорошо шлифуется. Испытания показали, что в этих условиях обработки конструкционных сталей повышенной твердости стойкость инструментов (резцов, разверток, концевых фрез) из стали Р8М3К6С значительно выше, чем из стали Р18 (в 3—5 раз при фрезеровании и в 5—6 раз при развертывании), из стали Р10Ф5К5 в 2 раза при фрезеровании и из стали Р9К5 в 2 раза при развертывании. В этих же условиях резания применение стали Р8М3К6С обеспечивает в ряде случаев лучшую стойкость по сравнению с твердыми сплавами из-за ускоренного выкрашивания их режущей кромки.

Близкими свойствами обладает сталь Р6Ф2К8М5 твердостью HRC 68—69.

Значительный интерес должны представлять разработанные теперь экономичные по составу безкобальтовые стали с повышенным содержанием углерода. Установлено [7], что увеличение в определенных пределах содержания углерода по сравнению с принятым в стандартных стальах сопровождается заметным повышением вторичной твердости (до HRC 65—67) и теплостойкости до 630° для твердости HRC 60.

У вольфрамовых сталей увеличение содержания углерода сопровождается заметным снижением прочности, вязкости и горячей пластичности. Однако весьма существенно, что подобное увеличение содержания углерода почти не влечет ухудшения механических свойств у вольфрамомолибденовых сталей (сталь Р8М3).

Прочность и вязкость стали Р8М3 остается более высокой, чем у стали Р18 и Р12, и значительно выше, чем у высокованадиевой стали Р14Ф4. Наряду с этим сталь Р8М3 не уступает стали Р14Ф4 в теплостойкости и обладает значительно лучшей шлифуемостью, так как она содержит меньше ванадия. Испытания, выполненные как в лабораторных, так и в промышленных условиях, показали, что стойкость сверл, разверток, ряда фрез в результате применения стали Р8М3 возрастает в 1,5—1,8 раза по сравнению с получаемой стойкостью для стали Р18. Имеются основания считать, что именно эта сталь получит широкое применение в промышленности.

Сталь Р8М3, не содержащую дорогостоящего кобальта и превосходящую высокованадиевые стали по шлифуемости, надо опробовать в автомобильной промышленности (как вместо стали Р14Ф4, так и стали Р18) для инструментов диаметром до 40—50 мм прежде всего для резания конструкционных сталей и чугунов как более низкой, так и повышенной (HRC 25—30) твердости.

ЛИТЕРАТУРА

- Геллер Ю. А. Инструментальные стали. Изд-во «Металлургия», 1968.
- Адаскин А. М. и др. «Станки и инструмент», 1968, № 8.
- Кремнев Л. С., Геллер Ю. А. Известия АН СССР «Металлы и горное дело», 1964, № 6.
- Коссович Г. А., Геллер Ю. А. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1964, № 5.
- Смольников Е. А. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1967, № 8.
- Осадчий Ю. В. и др. «Станки и инструмент», 1969, № 11.
- Адаскин А. М., Геллер Ю. А., Кремнев Л. С. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1970, № 1.

Определение усилий штамповки на кривошипных горячештамповочных прессах

Канд. техн. наук Л. И. ЖИВОВ, Б. Н. ЧУМАКОВ, В. И. СЕМЕНДИЙ, канд. техн. наук В. И. ДУБИНА, А. П. СУББОТА

Запорожский машиностроительный институт, Токмакский кузнечно-штамповочный завод

В НАСТОЯЩЕЕ время имеется довольно большой набор формул для расчета усилий штамповки на кривошипном горячештамповочном прессе, что объясняется совершенствованием методик расчетов и более полным учетом различных факторов [1]. Во всех формулах первостепенное значение придается краевым условиям: форме инструмента, соотношению размеров заготовки, поковки и заусенца, силам трения и т. д. Однако определение напряжения текучести σ_m (сопротивления деформации) уделяется недостаточное внимание. Вместе с тем значение расчетного усилия зависит прежде всего от этой величины, для правильного задания которой необходимо учесть основные термомеханические и реологические параметры процесса, максимально приближенные к технологическим и скоростным условиям штамповки на кривошипном горячештамповочном прессе.

Проведены исследования величины σ_m для наиболее распространенных в автомобильной промышленности марок сталей: сталей 20, 30, 35, 45, 30Х, 25ХГМ, 12ХН3А, 30ХГТ, 18ХГТ.

Напряжение текучести определялось по результатам измерения усилий осадки высоких цилиндрических образцов на плоских сухих бойках. Чистота рабочих поверхностей бойков соответствовала V7—V8. Образцы диаметром 20 мм и длиной 30 мм и соответственно 30 и 45 мм вытачивались на токарном станке из прутков в состоянии поставки.

В соответствии с условиями штамповки при осадке образцов были выбраны диапазон степеней деформации в пределах 5—35%, температурный интервал $\delta = 800 \div 1200^\circ$, диапазон скоростей деформации $6 \cdot 10^{-3} \div 10 \text{ 1/сек}$. Образцы осаживались на специально оборудованных испытательной машине УИМ-50М и кривошипном прессе К-115А, нагревались в атмосфере аргона в лабораторной электрической печи с силитовыми нагревателями. Температура в печи контролировалась с точностью $\pm 10^\circ$. Усилия деформации записывались на магнитоэлектрическом осциллографе Н-102 с помощью тензометрической месодзы, расположенной под нижним бойком в зоне нормальной температуры. Величина перемещений при осадке записывалась с помощью тензометрического кольцевого ходографа. При исследовании применялся усилитель 8АНЧ-7М.

Для оценки влияния времени переноса и холодных бойков на температуру образцов были поставлены контрольные эксперименты. В образцы зачекивались термопары и записывались падения температуры во времени на шлейфном осциллографе. Для оценки влияния температуры бойков и времени переноса образцов в зону штамповки до и после осадки загружали в калориметр, где измеряли их температуру. В результате проведенных экспериментов было установлено, что для нагрева образцов до $800 \div 1000^\circ$ необходимо их перегревать на $10 \div 15^\circ$, а для нагрева до $1100 \div 1200^\circ$ — на 20° .

Полученные осциллограммы осадки образцов позволили построить кривые упрочнения сталей при различных температурно-скоростных условиях. По известным усилиям деформации рассчитывались удельные усилия сопротивления деформированию

$$q = \frac{P_D}{F}, \quad (1)$$

где P_D — усилие осадки;

F — приведенная площадь контакта поверхности образца с бойком.

Для определения величины σ_m по известным удельным усилиям деформации была использована формула [2]

$$\sigma_m = \frac{q}{1 + \frac{\mu}{3} \cdot \frac{D_{np}}{h}}, \quad (2)$$

где μ — коэффициент трения на поверхности контакта принимался равным 0,5, так как осадка вы-

соких цилиндрических образцов осуществлялась без применения смазки [2 и 3];

$$D_{np} = 1,13 \sqrt{\frac{V_{заг}}{h}} = d_0 \sqrt{\frac{h_0}{h}} -$$

— приведенный диаметр осаженной заготовки;

$V_{заг}$ — объем заготовки;

h — текущая высота осаженной заготовки;

h_0, d_0 — исходный диаметр и высота заготовки.

Как видно из рис. 1, при скорости деформации $\dot{\varepsilon} = 1 \div 8,5 \text{ сек}^{-1}$ предел упрочнения наступает при деформации $\varepsilon = 18 \div 22\%$, а при скорости, близкой к скорости статических испытаний, $\dot{\varepsilon} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ сек}^{-1}$ при $\varepsilon = 14 \div 18\%$.

Полученные данные проверялись по значениям σ_m , найденным по удельной работе деформации [4], при этом различия по величине σ_m не превышали 5%.

На горячештамповочном прессе штампуются поковки самой разнообразной формы и размеров, отраженных в единой классификации [5]. Исследование энергосилового режима штамповки представителей различных групп поковок показало целесообразность введения понятия низких (рис. 2, а) и высоких поковок (рис. 2, б) для класса А [6]. Поковки с отношениями

$\frac{h_3}{D_9} < 0,5$; $\frac{h_3}{h_n} < 1,5$; относят к низким, поковки с отношениями $\frac{h_3}{D_9} > 0,5$; $\frac{h_3}{h_n} > 1,5$ относят к высоким (h_3 — высота исходной заготовки в направлении обжима; D_9 — эквивалентный диаметр поковки; h_n — наибольшая высота поковки).

Эквивалентный диаметр поковки $D_9 = 1,13 \sqrt{F_n}$ (F_n — площадь поковки).

Процесс штамповки низких и высоких поковок происходит при различных рабочих углах поворота кривошипа. Это приводит к тому, что вторая фаза штамповки наступает для низких поковок при угле поворота кривошипа $\alpha_n \approx 14^\circ$, а для высоких — при $\alpha_n \approx 25^\circ$. Эксперименты показывают, что степень деформации при этом достигает 20—25% и соответствует максимальному значению σ_m (рис. 1). Таким образом, скорость штамповки v низких и высоких поковок различна, что необходимо учитывать при выборе величины σ_m .

На основании проведенных исследований для сталей различных марок построены номограммы для выбора напряжения текучести при расчете усилий штамповки (рис. 3). Эти номограммы позволяют определить напряжение текучести с учетом температурно-скоростных условий штамповки.

Затем необходимо на шкале углов α номограмм отложить значения α_n и

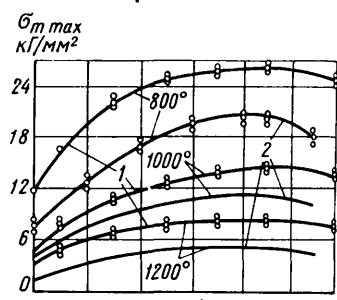
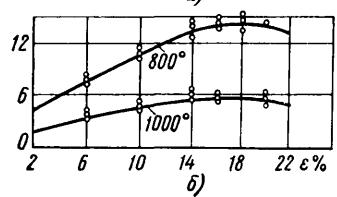


Рис. 1. Кривые упрочнения стали 40Х при различных температурах и скоростях деформации:

а — при скорости деформации $\dot{\varepsilon} = 8,5 \text{ сек}^{-1}$ (кривая 1) и $\dot{\varepsilon} = 1 \text{ сек}^{-1}$; $\delta = 800 \div 1200^\circ$ (кривая 2); б — при скорости деформации $\dot{\varepsilon} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ сек}^{-1}$, $\delta = 800 \div 1000^\circ$



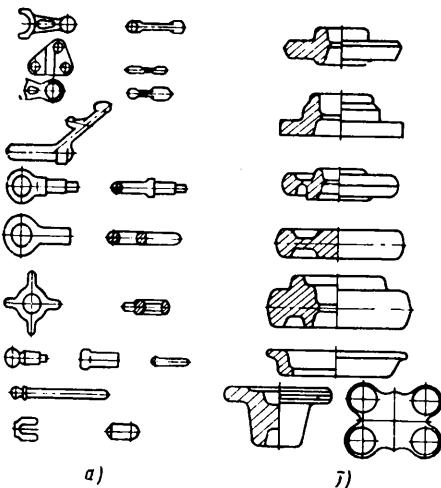


Рис. 2. Эскизы представителей поковок

восстановить перпендикуляр до пересечения его с графиком скорости ползуна пресса. Из точки пересечения провести прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения ее с кривой σ_m для стали данной марки и температурных условий. Из точки пересечения провести перпендикуляр на ось абсцисс и найти значение σ_m .

Для оценки предлагаемого метода определения величины σ_m были рассчитаны усилия P_1 — P_4 штамповки на кривошипном горячештамповочном прессе и сравнены как с экспериментальными данными, так и с данными расчетов, когда величина σ_m выбиралась на основании обычной методики [5].

Расчет проводился по следующим формулам: для высоких поковок [7]

$$P_1 = 8(1 - 0,001D_n) \left(1,1 + \frac{20}{D_n} \right)^2 \sigma_m F_n; \quad \left. \begin{array}{l} P_1 = 8(1 - 0,001D_n) \left(1,1 + \frac{20}{D_n} \right)^2 \times \\ \times \left(1,0 + 0,1 \sqrt{\frac{L_n}{B_n}} \right) \sigma_m F_n; \end{array} \right\} \quad (3)$$

для низких поковок [5]

$$P_2 = \sigma_m \left[\left(1,5 + \frac{l_3}{2H_3} \right) F_3 + \left(1,5 + \frac{l_3}{H_3} + 0,08 \frac{D_n}{H_3} \right) F_n \right], \quad \left. \begin{array}{l} P_2 = 1,15 \sigma_m \left[\left(1 + \frac{l_3}{2H_3} \right) F_3 + \left(1 + \frac{l_3}{H_3} + 0,1 \frac{B_n}{H_3} \right) F_n \right]; \end{array} \right\} \quad (4)$$

для низких поковок [5]

$$P_3 = \sigma_m \left[\left(1 + \frac{l_3}{2H_3} \right) F_3 + \left(1 + \frac{l_3}{H_3} + 0,1 \frac{B_n}{H_3} \right) F_n \right]; \quad (4)$$

При расчете усилия штамповки по методике, приведенной в работе [1], $P_4 = p_3 F_3 + p_n F_n$:

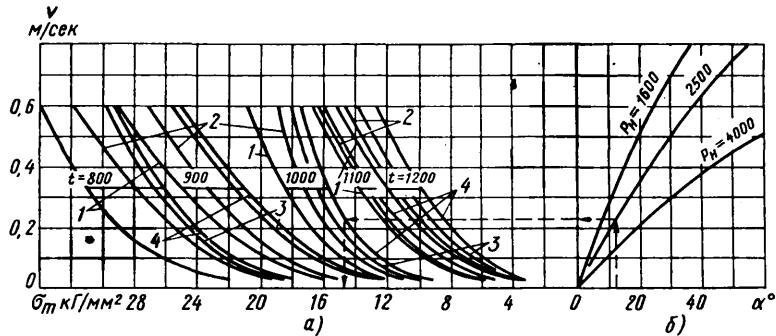


Рис. 3. Номограмма для определения зависимостей:
а — напряжения текучести от температуры и скорости деформирования;
б — скорости ползуна и угла поворота кривошипа для прессов
с различным усилием P_n :
1 — сталь 25ХГМ; 2 — сталь 18ХГТ; 3 — сталь 12ХН3А; 4 — сталь 30Х

для высоких поковок

$$\left. \begin{array}{l} p_3 = \sigma_m \left[1 + \frac{\mu}{3} \frac{\frac{D_n}{H_3} 1 - \frac{D_n^3}{D^3}}{1 - \frac{D_n^2}{D^2}} \right]; \\ p_n = \sigma_m \left[1 + \frac{6,14 \frac{D_n}{H_3}}{26,4 + \frac{D_n}{H_3}} \right]; \end{array} \right\} \quad (5)$$

для низких поковок

$$\left. \begin{array}{l} p_3 = 1,15 \sigma_m \left[1 + \frac{\mu}{2} \left(1 + \frac{B}{B_n} \right) \frac{B_n}{H_3} \right]; \\ p_n = 1,15 \sigma_m \left[1 + \frac{6,61 \frac{B_n}{H_3}}{21,8 + \frac{B_n}{H_3}} \right], \end{array} \right\}$$

для высоких поковок [8]

$$P_4 = \sigma_m \left[\left(1,5 + \frac{l_3}{2H_3} \right) F_3 + \left(1,5 + \frac{l_3}{H_3} + \ln \frac{D_n}{H_3} \right) F_n \right], \quad (6)$$

где P_3, P_n — среднее удельное усилие;

D — диаметр по мостику заусенца;

D_n — диаметр поковки;

H_3 — высота заусенца;

l_3 — ширина мостика заусенца;

B_n — средняя ширина поковки;

F_n — площадь проекции поковки;

F_3 — площадь проекции мостика заусенца.

Результаты расчета усилий штамповки по формулам (1) — (4) приведены в таблице.

Поковки	Сталь	Размеры поковок в мм				$\frac{D_n}{H_3}$	$\frac{B_n}{H_3}$	Температура в °C	σ_m в кГ/мм ²	по данным работы [5]	опытные	P_3 в тс	по [5]	опытные	P_2 в тс	по [5]	опытные	P_3 в тс	по [5]	опытные	P_4 в тс	по [5]	опытные		
		D_n , B_n	H_n , L_n	[H_3]	[l_3]																				
Высокие поковки																									
K-29	15ХН3А	81	81	4	8	53	1200	7,6	7	2150	2380	2220	2180	2010	2280	2100	2100	1970							
D-73	18ХГТ	193	109	4	8	48	1200	5,2	9,6	2030	1190	2700	1180	2227	1180	2180	2180	2200							
K-151	35	215	41	5	10	43	1200	4,5	3,8	500	1452	1224	1260	1061	1270	1870	1070	902							
D-170	25ХГМ	141	80	4	9	43	1250	15	10,5	2060	3380	2162	2690	2012	2760	1873	2700	1950							
Низкие поковки																									
D-178	45	79	23,0	4	9	20	1140	5,2	9,8	1420	1450	2020	780	1560	1037	2140	—	—							
D-77	20	60	144	2,5	7	24	1200	4,0	6,8	1060	870	1510	485	947	695	1231	—	—							
K-39	15ХН3А	139	139	3,9	7	35,6	1100	7,6	9,6	1800	1710	2949	1230	1580	12,6	1598	1370	1370	1090						
D-158	40Х	60	197	3,5	1	17,2	1100	20	13	1320	3700	2220	1730	1133	2300	1598	1610	1610	1610						
K-168	45	45	138	2,5	12	18	1200	4,2	8	1240	785	1680	560	1200	755	—	—	—							

Экспериментальные значения усилий деформации были получены в производственных условиях при штамповке на прессах с номинальным усилием 1600, 2500, 4000 тс в штампах с тензометрическими месодозами.

Заготовки нагревались в индукционных нагревателях. Контроль температуры заготовок перед штамповкой и после штамповки осуществлялся с помощью оптического пирометра типа ОППИР-0,5 и миниатюрных термопар, вставленных в одну из губок кузнечных клемм, при помощи которых нагретые заготовки переносились от печи к штампу и с ручьем в ручей. Во время измерения поковка охватывалась губками, спай термопары прижимался к телу поковки и температура спая фиксировалась электронным потенциометром типа ЭПД-12, который был тарирован для данных условий работы.

Во время опытной штамповки, кроме усилия и температуры, измерялись углы поворота кривошипного вала, мощность в цепи питания электродвигателя, крутящий момент на промежуточном валу. Параметры записывались магнитоэлектрическим осциллографом типа Н-102 на фотоплёнку. При записи углов поворота, крутящего момента и усилий применялся усилитель типа 8АНЧ-7М.

На основании анализа расчетных формул и их экспериментальной проверки установлено, что наилучшие результаты дают формулы (4) и (6).

Указанные формулы могут быть рекомендованы для практического пользования при расчете усилий штамповки на кривошипном горячештамповочном прессе при точном задании величины сопротивления пластической деформации.

Выбор напряжения текучести при расчетах усилий штамповки для стали необходимо осуществить строго в соответствии не только с температурным режимом, но и со скоростными условиями, зависящими от характеристики оборудования, а самое главное — от особенностей технологии и типа поковки.

Точные данные о технологических усилиях при штамповке на кривошипном горячештамповочном прессе позволят более использовать производственные мощности, повысить долговечность оборудования, улучшить качество продукции, совершенствовать технологический процесс штамповки.

ЛИТЕРАТУРА

- Григорьев И. И., Вайсбурд Р. А. «Кузнечно-штамповочное производство», 1964, № 2.
- Уников Е. П. Инженерные методы расчета усилий при обработке металлов давлением. Машгиз, 1955.
- Согришин Ю. П. и др. «Кузнечно-штамповочное производство», 1969, № 12.
- Агеев И. П. Сопротивление деформированию легированных сталей при горячей обработке давлением. 1965.
- Сторожев М. В. и др. Справочник по ковке и объемной штамповке стали. Изд-во «Машиностроение», 1968.
- Живов Л. И., Чумаков Б. Н. «Технология и организация производства», 1970, № 2.
- Брюханов А. Н. и Ребельский А. В. Горячая штамповка. Машгиз, 1952.
- Живов Л. И. Известия вузов. «Машиностроение», 1960, № 8.

УДК 629.113:621.785.545:539.015

Повышение прочности и долговечности деталей при термической обработке с индукционным нагревом

В. А. ОГНЕВСКИЙ, канд. техн. наук Г. А. ОСТРОВСКИЙ, А. М. РЫСКИНД, А. Л. СТЕПИН,

д-р техн. наук К. З. ШЕПЕЛЯКОВСКИЙ, канд. техн. наук И. Н. ШКЛЯРОВ

Московский автозавод им. Лихачева

ТЕРМИЧЕСКАЯ обработка с помощью индукционного нагрева по сравнению с объемной термической или химико-термической обработками дает возможность получить комплекс более высоких механических свойств стали.

Это достигается за счет получения более мелкого зерна аустенита, сжимающих напряжений в поверхностном слое, использования специальных средне- и высокоуглеродистых или малолегированных сталей.

Зерно аустенита в стали при индукционном нагреве зависит от режимов нагрева, исходной структуры, предварительной термической обработки и метода выплавки стали.

На Московском автозаводе им. Лихачева были исследованы величина зерна аустенита и механические свойства стали 45 в зависимости от режима термической обработки при двух исходных состояниях: нормализованном и улучшенном.

Нормализация проводилась по режиму: нагрев до 850°, выдержка в течение 30 мин и охлаждение на воздухе. Улучшение осуществлялось по следующему режиму: закалка с 850° в воду, отпуск при 650° в течение 1 ч.

Образцы, обработанные по этим режимам, нагревались со скоростями 10 и 1000°/сек и закаливались по достижении температур 750, 780, 830, 900, 1000, 1050°. На отпущеных образцах путем травления в водном растворе пикриновой кислоты с добавками поверхностно активного вещества «синтол» была определена величина зерна аустенита.

Механические свойства определялись путем испытания на разрыв образцов диаметром 1 мм, длиной рабочей части 10 мм.

Из рис. 1 и 2 видно, что зерно аустенита (S — площадь зерна) растет тем быстрее, чем медленнее скорость нагрева и чем выше температура t . В случае нормализованной исходной структуры (рис. 1) наименьшая величина зерна (начальное зерно) при обеих скоростях нагрева соответствует баллу 12.

Однако при улучшенной исходной структуре (рис. 2) в слу-

чае нагрева со скоростью 1000°/сек удается получить значительно более мелкое зерно аустенита (балла 14—15), чем при нагреве со скоростью 10°/сек (балл 12).

Проведенные исследования показали, что при нагреве в печах (скорость нагрева менее 0,02° С/сек) величина наименьшего зерна аустенита при обоих видах исходной структуры к моменту полного растворения феррита соответствует баллу 8—9.

При индукционном нагреве образование аустенита происходит при более высоких температурах, чем при медленном нагреве в печах. При более высоких температурах скорость образования зародышей аустенита наимного превышает скорость их роста, что обеспечивает образование мелкого начального зерна [1].

Большое значение при индукционном нагреве, как и при нагреве в печи, имеет характер роста зерна после полного образования аустенита при дальнейшем повышении температуры.

В стали 45 с повышенной температурой наблюдался быстрый рост зерна (рис. 1 и 2). Сталь 55ПП, выплавленная с присадками Ti, обеспечивает сохранение мел-

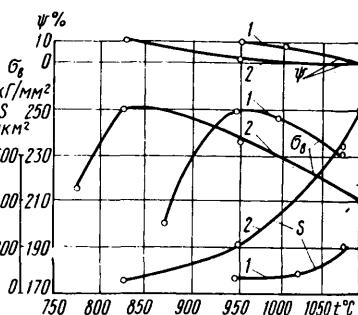


Рис. 1. Зависимость величины зерна аустенита и механических свойств стали 45 в состоянии после закалки и отпуска при 150° в случае исходной нормализованной структуры:

1 — скорость нагрева 1000°C/сек; 2 — скорость нагрева 10°C/сек

кого аустенитного зерна (балла 13—15) в более широком интервале температур, чем сталь 45 обычной выплавки (рис. 3). Расширение интервала устойчивости мелкого зерна аустенита можно добиться и на стали 45, применяя специальную предварительную термическую обработку, заключающуюся в быстром охлаждении с температур 1200—1300° и отпуске при 650° [2].

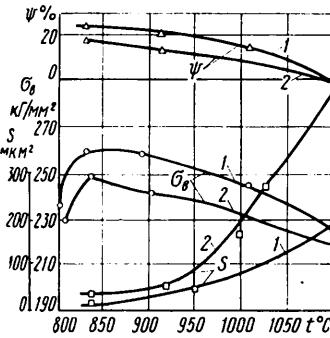


Рис. 2. Зависимость величины зерна аустенита и механических свойств стали 45 в состоянии после закалки и отпуска при 150° в случае исходной улучшенной структуры:
1 — скорость нагрева 1000°C/сек;
2 — скорость нагрева 10°C/сек

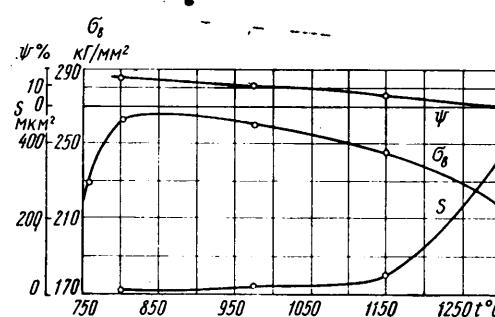


Рис. 3. Зависимость величины зерна аустенита и механических свойств стали 55ПП в состоянии после закалки и отпуска при 100° в случае улучшенной исходной структуры при скорости нагрева 1000° С/сек

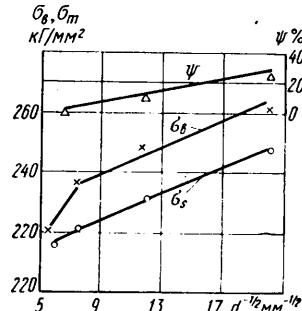


Рис. 4. Зависимость значений σₘ, σₘ и ψ стали 45 после закалки и отпуска при 150° от величины зерна

Расширение интервала устойчивости мелкого зерна аустенита необходимо для надежного получения мелкого зерна в деталях сложной формы, когда при индукционном нагреве некоторый перепад температур между отдельными элементами детали неизбежен.

Зависимости механических свойств сталей 45 и 55ПП после закалки и отпуска от температуры нагрева (рис. 1—3) дают возможность четко обнаружить их корреляцию с величиной зерна аустенита.

После достижения полной аустенитизации размер зерна решающим образом влияет на механические свойства: чем мельче зерно, тем выше достигаемые значения прочностных характеристик, чем быстрее растет с повышением температуры зерно, тем быстрее уменьшается временное сопротивление σₘ. С увеличением размера зерна уменьшается пластичность стали и относительное сужение. При измельчении зерна стали 45 до 14—15 балла можно получить σₘ = 260 кГ/мм² при относительном сужении ψ = 25%.

Рост зерна до балла 8 (при нагреве в печах) понижает величину σₘ до 125 кГ/мм² при отсутствии заметного относительного сужения.

Для стали 45 зернам одинакового размера соответствуют равные значения прочностных характеристик, какие бы исходные структуры и режимы нагрева не применялись. Например, для зерна аустенита, соответствующего баллу 12, σₘ = 250 кГ/мм² (рис. 1 и 2).

Зависимость значения σₘ от величины зерна в случае вязкого разрушения (рис. 4) достаточно хорошо описывается известной формулой Петча

$$\sigma_m = \sigma_0 + kd^{-\frac{1}{2}},$$

где σ₀ и k — постоянные;
d — диаметр зерна.

Если при увеличении зерна начинается хрупкое разрушение, зависимость временного сопротивления от величины зерна несколько отличается от прямолинейной (рис. 4, кривая σₖ).

Важнейший показатель пластичности — критическую температуру хрупкости стали — определяли методом испытания при различных температурах образцов на разрыв. На рис. 5 приведены результаты испытаний при различных температурах стали 45 после закалки и отпуска при 150° для двух размеров зерна, соответствующих баллам 8 и 15. Видно, что образцы стали, имеющие зерно аустенита 8-го балла, уже при комнатной температуре разрушаются хрупко.

Понижение температуры приводит к увеличению вероятности разрушения от мелких концентраторов напряжений, в результате чего величина σₘ резко уменьшается.

При мелком зерне аустенита (балла 15) в случае комнатной температуры наблюдается вязкое разрушение (рис. 5).

Понижение температуры (рис. 5, кривая 1) приводит к повышению временного сопротивления за счет уменьшения подвижности дислокаций и к одновременному уменьшению пластичности, причем ψ = 0, а разрушение становится хрупким при температуре — 196°.

Таким образом, если сталь 45 после отпуска при 150° с зерном балла 8 разрушается хрупко уже при комнатной температуре, то измельчение зерна до балла 15 обеспечивает понижение критической температуры хрупкости до —196°, т. е. более чем на 200°.

Аналогичное смещение критической температуры хрупкости получено при испытаниях на удар [3].

Сталь с зерном балла 15 может обладать более высокими пределом текучести (на 70—80 кГ/мм²) и временными сопротивлением, чем сталь с зерном балла 8, при равной с ним склонности к хрупкому разрушению. Результаты работы [3], где влияние величины зерна на свойства стали исследовалось более подробно, показывают, что измельчение зерна до балла 11—12 позволяет повысить временное сопротивление на 35—40 кГ/мм². Таким образом, влияние измельчения зерна с балла 8 до 14—15 на прочностные характеристики можно оценить в 30—40%, а с балла 8 до 11—12, легко достижимого при индукционном нагреве, в 15—20%.

Остаточные сжимающие напряжения являются другим важнейшим фактором, обеспечивающим высокую прочность изделия после термической обработки с индукционным нагревом.

Влияние сжимающих остаточных напряжений сказывается в основном, на такой важнейшей характеристике механических свойств деталей, как усталостная прочность.

Основная причина возникновения остаточных сжимающих напряжений при индукционном нагреве связана с тем, что мартенсит образуется только на поверхности, а в более глубоких слоях лежат перлитные структуры той или иной дисперсности.

Разность удельных объемов указанных структур обеспечивает возникновение в поверхностном слое сжимающих напряжений, которые в лаборатории завода исследовались методом Калакуцкого-Закса [4]. Опыты проводились на дисках, вырезанных из полуосей при растачивании их изнутри, а затем снаружи. Напряжения измерялись с помощью тензометрических датчиков сопротивления с базой 5 мм, соединенных с электронным измерите-

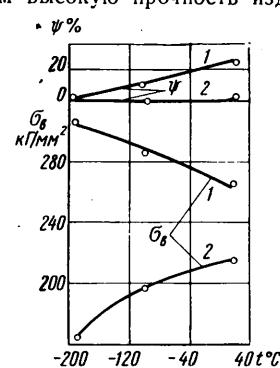


Рис. 5. Зависимость величины σₘ и ψ в состоянии после закалки и низкого отпуска от температуры испытаний:
1 — зерно аустенита балла 14—15; 2 — зерно аустенита балла 8

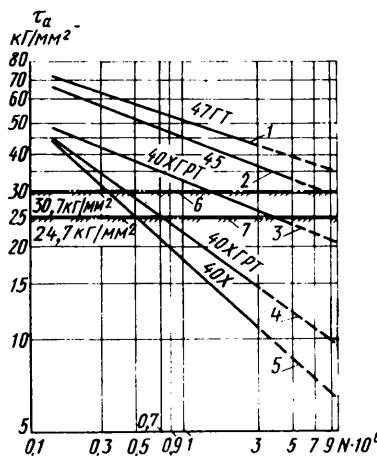


Рис. 6. Результаты усталостных испытаний в пульсирующем цикле полуосей автомобилей (N — число циклов):

1 — сталь 47ГТ поверхностная закалка после глубинного индукционного нагрева и отпуск при $250 \pm 10^\circ$, глубина закаленного слоя по полумартенситу $6,5-7,0$ мм; 2 — сталь 45, $A = 48$ мм (то же, что и 1, но глубина закаленного слоя $5,0-5,5$ мм); 3 — сталь 40ХГРТ, $A = 48$ мм,

объемная закалка, отпуск $475-500^\circ$, дробеструйный наклеп; 4 — сталь 40ХГРТ, $A = 48$ мм, объемная закалка, отпуск $250 \pm 10^\circ$, дробеструйный наклеп; 5 — сталь 40Х, $A = 50$ мм, объемная закалка, отпуск $550-570^\circ$; 6 — максимальные напряжения на полуосях, возникающие при эксплуатации автомобиля ЗИЛ-130; 7 — максимальные напряжения на полуосях, возникающие при эксплуатации автомобиля ЗИЛ-164А

40ХГНТР имеют ограниченную долговечность (рис. 6).

Химический состав сталей, применяемый при термической обработке с использованием индукционного нагрева, имеет специфические особенности.

При термической обработке с индукционным нагревом можно получить на среднеуглеродистых сталях, не опасаясь появления закалочных трещин, поверхностную твердость выше $HRC 60$. При нагреве в печах и закалке в масле такие твердости удавалось достигнуть только на деталях из цементованных легированных сталей.

Применение электронагрева для закалки деталей позволяет изготавливать их из углеродистых и малолегированных сталей, вместо дорогих легированных, и при этом обеспечивается требуемая поверхностная твердость.

Для индукционной закалки тяжелонагруженных деталей (зубчатых колес, валов и полуосей грузовых автомобилей) разработаны специальные недорогие стали пониженной и регламентированной прокаливаемости [5 и 6]. Химический состав сталей приведен в таблице.

Сталь 55ПП применяется для деталей с рабочим сечением $8-15$ мм. Она отличается от обычных углеродистых сталей пониженным содержанием легирующих элементов, а также наличием титана.

Пониженное содержание легирующих элементов и мелкозернистая структура обеспечивают снижение прокаливаемости стали 55ПП по отношению к обычным углеродистым сталям.

Детали из стали 55ПП имеют при глубинном нагреве высокопрочный слой ($HRC 45-60$), глубину слоя до полумартен-

тим деформаций типа АИ-1 с автоматическим балансированием.

Исследования показали, что величина напряжений на поверхности после отпуска при 250° составляет $45-50$ кГ/мм².

Сравнение усталостной прочности на сквозь закаленной полуоси из стали 40ХГНТР (отпуск при 220° и обработка дробью), имеющей в поверхностном слое остаточные растягивающие напряжения $5-10$ кГ/мм², и полуоси из стали 47ГТ, закаленной после индукционного нагрева, имеющей в слое глубиной 3-5 мм сжимающие напряжения $45-50$ кГ/мм², показало, что полуось из стали 47ГТ после термической обработки с применением электронагрева обладает более высокими пределом усталости и ограниченной выносливостью.

Предел усталости таких полуосей превышает максимальные касательные напряжения цикла τ_a , возникающие при эксплуатации грузовых автомобилей ЗИЛ. Полуоси из стали 47ГТ не подвержены усталостным поломкам, в то время как полуоси из стали

Химический состав	Сталь	
	55ПП*	47ГТ
C	0,55-0,63	0,44-0,51
Si	0,10-0,30	0,17 (не более)
Mn	0,20 (не более)	1,0-1,2
Cr (не более)	0,15	0,25
Ni (не более)	0,25	0,25
Cu (не более)	0,3	0,3
Ti	—	0,6-0,12
S	0,04 (не более)	0,4
P	0,04 (не более)	0,4

* В стали 55ПП технология раскисления гарантирует содержание алюминия не менее 0,02% и титана 0,02-0,04%.

сита 1,5-3,0 мм, в более глубоких слоях образуется троостосорбитная смесь ($HRC 30-40$).

Сталь регламентированной прокаливаемости 47ГТ предназначена для деталей с рабочим диаметром 40-50 мм. В химическом составе этой стали по сравнению с обычными углеродистыми сталями увеличено количество марганца.

На деталях из стали 47ГТ глубина слоя до полумартенсита достигает 6-9 мм. В более глубоких слоях, так же как и на стали 55ПП, образуется троостосорбитная смесь.

Использование для упрочнения деталей указанных выше сталей с применением глубинного индукционного нагрева позволяет получить распределение прочностных свойств по сечению детали, аналогичное получаемому при цементации. Твердость на поверхности $HRC 60$, в прочной и вязкой сердцевине $HRC 35-40$. Так же как и при цементации, закалка деталей из таких сталей приводит к возникновению на поверхности сжимающих напряжений за счет разности объемов мартенсита и троостосорбитных структур.

Индукционная закалка деталей из сталей пониженной и регламентированной прокаливаемости имеет важные преимущества перед цементацией.

При закалке этих сталей легко получить слои высокой твердости толщиной 5-6 мм, что для некоторых деталей, например, для полуосей, необходимо, чтобы достичь требуемой статической прочности. При цементации получение таких слоев практически невозможно. Другим преимуществом получаемых при закалке высокотвердых слоев является их более высокая пластичность по сравнению с цементованными слоями равной толщины, что связано с меньшим содержанием в этих слоях углерода (стали 55ПП и 47ГТ имеют 0,45-0,63%, а в цементованном слое в оптимальных случаях 0,8-0,9% углерода).

Указанные преимущества сталей пониженной и регламентированной прокаливаемости обусловливают после термической обработки с применением электронагрева большую прочность и долговечность.

Экономический эффект только от снижения себестоимости изготовления полуосей на Московском автозаводе им. Лихачева составил 150 000 руб. в год.

ЛИТЕРАТУРА

- Блантер М. Е. Новое в металловедении. Машгиз, 1949.
- Зеленова В. Д. и др. «Металловедение и термическая обработка», 1966, № 11.
- Островский Г. А. и др. «Черметинформация», серия 12, 1967, № 14.
- Давиденков Н. Н. «Заводская лаборатория», 1957, № 3.
- Шепеляковский К. З. и Энтин Р. И. «Вестник машиностроения», 1958, № 12.
- Шепеляковский К. З., Шкляров И. Н., Кальнер В. Д. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1966, № 5.

Нарезание резьбы червяков твердосплавными торцовыми головками

Д-р техн. наук И. А. КОГАНОВ, А. Б. ВОЕВОДИН

Тульский политехнический институт

ТУЛЬСКИМ политехническим институтом разработан метод фрезерования резьбы червяков торцовыми резцовыми головками по схеме тангенциального касания. На рис. 1 показана эта схема нарезания резьбы червяков. Основные параметры установки: межосевое расстояние n и угол скрещивания осей заготовки и резцовой головки в влияют на профиль резцов.

Резьба червяков по схеме тангенциального касания может быть обработана на универсальном (с поворотным столом) горизонтально-фрезерном или вертикально-фрезерном станке с поворотной фрезерной головкой. Для сообщения изделию согласованных круговой и продольной подач на столе станка устанавливается редуктор — передняя бабка с самостоятельным приводом от электродвигателя. Редуктор позволяет осуществлять настройку круговой подачи, необходимой по условиям резания, и настройку на шаг резьбы за счет гитары сменных зубчатых колес, соединяющих выходной вал III редуктора с винтом продольной подачи стола.

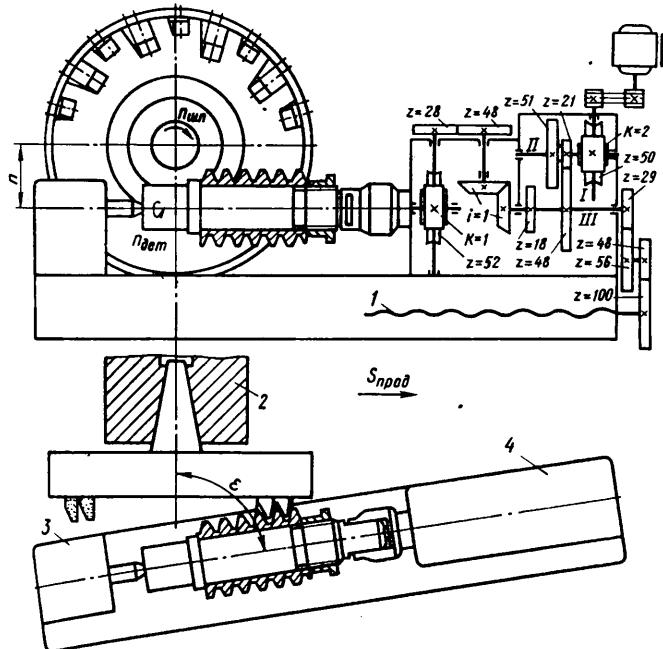


Рис. 1. Схема нарезания резьбы червяков по схеме тангенциального касания:

1 — ходовой винт станка; 2 — шпиндель станка; 3 — задняя бабка; 4 — передняя бабка; I — III — валы редуктора

Настройка на круговую подачу осуществляется по формуле

$$i_{cm} = \frac{n_u}{n_{eA}} \cdot \frac{52}{l_1},$$

где i_{cm} — передаточное отношение сменных колес на круговую подачу;

$l_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{50} \cdot \frac{21}{48}$ — постоянное передаточное отношение;

n_{eA} — число оборотов в минуту электродвигателя;

n_u — число оборотов в минуту червяка.

Число оборотов червяка

$$n_u = \frac{S_z z n_r \cos \lambda}{\pi D_{cp}},$$

где S_z — круговая подача на зуб фрезы в $\text{мм}/\text{зуб}$;

z — число зубьев головки, участвующих в обработке каждого хода винтовой линии;

n_z — число оборотов в минуту головки;

D_{cp} — средний диаметр червяка;

λ — угол подъема червяка.

Шаг резьбы настраивается в соответствии с формулой

$$i_{z,am} = \frac{t_{ot,cm}}{t_{x,b} 52},$$

где $t_{x,b}$ — шаг ходового винта продольной подачи;

t_{git} — передаточное отношение гитары сменных колес;

t_o — осевой шаг червяка;

Резцовая головка устанавливается на шпинделе станка, который должен быть достаточно жестким для выполняемой работы.

Резцовая головка позволяет разместить большее количество резцов на одном и том же диаметре, по сравнению с дисковой резцовой головкой, имеющей радиальное расположение резцов. Это дает определенный резерв повышения производительности по сравнению с соответствующими схемами внешнего и внутреннего касания [1 и 2]. Диаметр головки ограничивается лишь практическими соображениями, т. е. возможностью изготовления корпуса и жесткостью шпиндельного узла станка.

Так, для обработки червяков (рис. 1) на станке VF-221 (рабочая поверхность стола 280×1300 мм, в Тульском политехническом институте был принят диаметр резцовой головки по наружной кольцевой линии 340 мм (рис. 2). Число кольцевых линий зависит от заходности червяка.

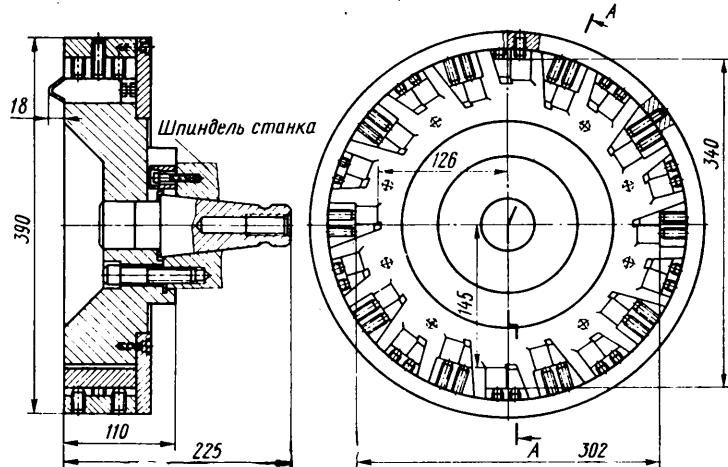


Рис. 2. Резцовая головка

Взаимозаменяемые резцы (рис. 3) оснащены пластинками твердого сплава Ti5K6. В стальном каленом корпусе резца 1 имеется точный шлифованный паз, в котором размещается твердосплавная пластинка 2. Пластинка также шлифуется по плоскостям и боковым сторонам.

Конструкция резца такова, что по мере переточки можно регулировать с помощью винта 3 и контргайки 4 длину резца. Задний конец пластинки поддерживается крестовидным упором 5, который по мере переточки пластинки сдвигается и фиксируется при помощи рифлений, нанесенных на боковых стенах корпуса резца. Упор и пластинка закрепляются винтами 6 и 7.

Для размещения гайки 8 в твердосплавной пластинке выполнено углубление прямоугольной формы и цилиндрическое отверстие для прохода винта. Закрепление пластинки одним сравнительно слабым винтом обеспечивает лишь фиксирова-

ние положения пластиинки при ее переточке. Окончательно пластиинка с резцами закрепляется в корпусе головки (рис. 2) при помощи клина.

Упор пластиинки дополнительного крепления в корпусе головки не имеет, поэтому, чтобы упор не сполз в процессе работы, рифления имеют отвесную опорную стенку. В результате такой формы рифлений обеспечивается прилегание гладкой части упора к дну паза при наличии зазоров между наклонными поверхностями рифлений корпуса и упора.

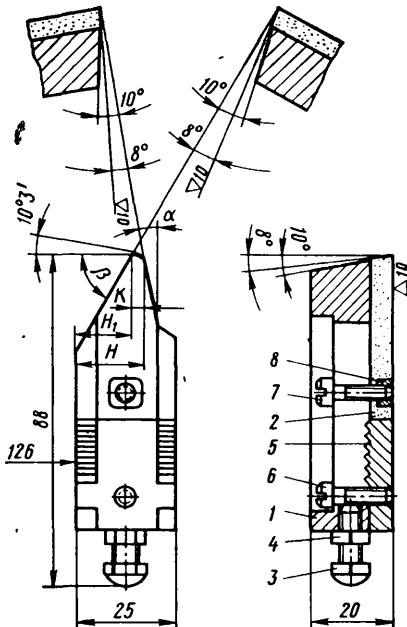


Рис. 3. Взаимозаменяемые резцы

Общая длина резца после переточки настраивается регулированием сферической опоры в специальном приспособлении (рис. 4).

При закреплении резцов в головке необходимо учитывать, что резцы для обработки первого захода смешены в осевой плоскости на величину 3,27 мм относительно резцов второго захода. При данной конструкции резцов обеспечивается большое количество переточек (до 20).

Заточка-профилирование резцов осуществляется в специальном приспособлении на заточных станках алмазными кругами (рис. 5).

В корпусе приспособления выполнены пазы, дно которых имеет наклон, соответствующий боковому заднему углу затачиваемых резцов. На угол профиля приспособление устанавливается при помощи синусной плиты или специальной угловой подставки.

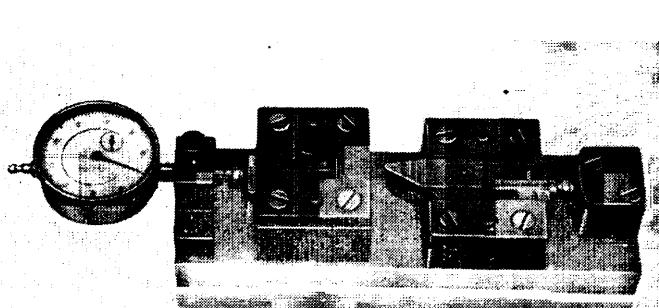


Рис. 4. Специальное приспособление для настройки общей длины резца

Для облегчения усилий резания резцы в каждой кольцевой линии разбиты на две группы. Первая группа профилирует правую, а вторая — левую боковые стороны впадины. Ип-

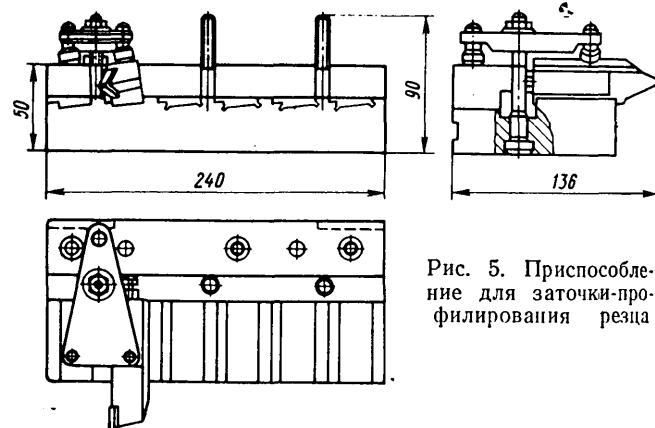


Рис. 5. Приспособление для заточки-профилирования резца

струмент и параметры установки рассчитываются по методике, изложенной в работе [3].

При обработке архimedовых червяков одна сторона профиля резцов получается прямолинейная, а другая слегка выпуклая. Изменяя параметры установки α и β , можно добиться наименьшего искажения профиля выпуклой стороны.

Такая возможность варьирования параметрами установки может быть реализована, несмотря на сложность вычисления, благодаря тому, что все расчеты проводились по единой программе на ЭВМ.

Так, для обработки червяков модулем 6 мм и $D_{cp}=72$ мм из стали 50 в результате проведенных расчетов при различных параметрах установки были выявлены оптимальные значения параметров: $\alpha=1,39626$, $\beta=14$ мм.

Чтобы упростить изготовление твердосплавных резцов, криволинейная выпуклая сторона профиля заменяется на прямую. Возникающие при этом преднамеренные искажения профиля не превосходят в рассматриваемом примере 0,03 мм. Окончательно принятые размеры профиля резцов приведены в таблице.

Заходы	$\alpha \pm 5$	$\beta \pm 5$	$H \pm 0,01$	$H_1 \pm 0,01$
Первый ...	10°41' 8°	30° 58°11'	17,86	15,10
Второй ...	10°50' 8°	30° 58°11'	17,27	14,51

Примечание. Для всех случаев $K=2,8 \div 0,05$.

За счет погрешностей установки и изготовления резцов, а также отжимов в технологической системе, возникающих в процессе обработки, действительные погрешности профиля несколько увеличиваются. Измерение обработанных червяков показало, что действительные погрешности профиля не превосходят 0,04 мм.

Точность шага нарезания определяется точностью винторезной цепи установки, главным образом точностью конечных звеньев цепи: червячной передачи и винтовой пары. Ошибка шага червяков при нарезании их на описываемой установке не превосходила установленного допуска $\pm 0,02$ мм по длине червяка. В целом обработанные червяки соответствовали 8X степени точности по ГОСТу 3675—56.

Огибательно простая компоновка всей установки на горизонтальном или вертикально-фрезерном станках при высокой жесткости технологической системы позволяет отдать предпочтение именно предлагаемой схеме, при которой длина контакта инструмента-резца с обрабатываемой поверхностью значительно больше, чем при работе по схеме внешнего касания. По этой характеристике схема обработки торцовыми резцовыми головками занимает промежуточное положение между схемами внешнего и внутреннего касания.

Режимы резания отрабатывались в промышленных условиях. Оптимальными режимами резания являются: скорость резания 200 м/мин, число оборотов детали в минуту — 0,405. При этих режимах резания производительность при обработке двухзаходных червяков модулем 6 из стали 50 по длине 105 мм, $D_h = 84$ мм составляет 6 мин машинного времени, стойкость комплекта резцов 3—4 ч. Чистота поверхности $\nabla 5$ — $\nabla 6$. Производительность метода в 2—3 раза выше, чем при нарезании резьбы червяков на токарных станках.

ЛИТЕРАТУРА

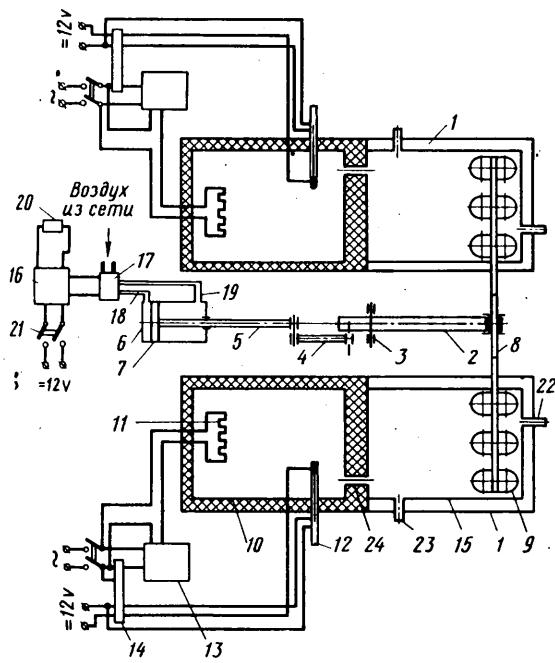
1. Э тип А. О. Кинематический анализ методов обработки металлов резанием. Изд-во «Машиностроение», 1964.
2. В икс ман Е. С. Скоростное нарезание резьбы и червяков. Изд-во «Машиностроение», 1966.
3. Л ашн е в С. И. Проектирование инструментов для обработки винтовых поверхностей. Изд-во «Машиностроение», 1965.

И Н Ф О Р М А Ц И Я

УДК 621.43.001.4:629.113

Стенд для испытания на долговечность термостатов двигателей внутреннего сгорания

СТЕНД для испытания термостатов на долговечность (см. рисунок) состоит из емкостей для горячей и холодной во-



ды, помещенных в общий кожух 1. Между кожухами расположены рычаг 2, качающийся в опоре 3 и перемещаемый через шатун 4 и шток 5 движущимся в цилиндре 6 поршнем 7. В

верхнем конце рычага предусмотрена втулка с установленным в ней коромыслом 8 с подвесками для термостатов 9.

Для поддержания кипения воды в емкости 10 установлены электронагреватели 11. При необходимости в емкости могут быть установлены термоконтакторы 12, обеспечивающие с помощью пускателей 13 и промежуточных реле 14 заданный температурный режим.

Стенд работает следующим образом. Термостаты устанавливаются в подвески. Поршень, двигаясь в цилиндре, толкает шток, шатун и заставляет рычаг поворачиваться в опоре. При этом верхний конец рычага поднимается и, описывая дугу, переносит термостаты из емкостей 15 в емкости 10. Промежутки времени, через которые сигнал от командного устройства 16 подается к клапану 17, устанавливаются испытателем. Сигнал от командного устройства подается на воздухораспределитель, который через трубы 18 и 19 сообщает ту или иную полость цилиндра с магистралью сжатого воздуха. Одновременно сигнал подается на счетчик 20, регистрирующий количество циклов нагрева и охлаждения термостатов. Включение командного устройства осуществляется кнопкой 21.

На стенде применен пневмоцилиндр стеклоочистителя автомобиля «Урал-375» (марка СЛ-424, изготовленный Ленинградским карбюраторным заводом), на входной валик которого установлен рычаг, связанный с шатуном.

Для управления работой пневмоцилиндра используется командный электропневматический прибор КЭП-12У Калужского завода пирометрических приборов «Калугаприбор». Выдержку времени на этом приборе можно устанавливать в требуемых по нормам интервалах.

Возможна замена КЭП-12У на реле времени ВС-10-31 для сильфонных термостатов и ВС-10-32 для термостатов с твердым наполнителем.

Управление пневмоцилиндром осуществляется воздухораспределителем с электропневматическим управлением В 64-2.

Время перемещения термостатов из одной емкости в другую регулируется дросселем любого типа, установленным в питающую ветвь цилиндра.

На стенде установлен счетчик циклов БИС-62 Рижского завода «Автоэлектроприбор».

Температура в бачке с холодной водой поддерживается по-стоянной регулярным перетеканием холодной воды в бачке. Для этого служат трубы 22, подводящие холодную воду, и трубы 23, через которые вода сливается. Бачки соединены

уравнительными трубками 24 для поддержания одинакового постоянного уровня в обоих бачках. Емкость бачков 7 л, мощность нагревателей в каждом бачке 1 квт.

Стенд позволяет одновременно испытывать 12 термостатов. От существующих конструкций стенд отличается простотой и меньшей площадью. Габариты стенд 550×550 мм.

Б. Г. РОХЛЕНКО

Уральский автозавод

УДК 629.113.0135

КОНСТРУКЦИИ ОПОРНЫХ УСТРОЙСТВ ПОЛУПРИЦЕПОВ ЗАРУБЕЖНЫХ ФИРМ

ОПОРНЫЕ устройства предназначаются для восприятия веса, приходящегося на переднюю часть полуприцепа, отцепленного от тягача, и изменения высоты опорной плиты полуприцепа от уровня дороги для облегчения сцепки и расцепки звеньев автопоезда. Опорное устройство обычно представляет собой отдельно расположенный механизм, выполненный в виде двух опорных стоек с различными видами приводов для их подъема и опускания. Существуют конструкции устройств, в которых опорное и седельно-сцепное устройства объединены в один агрегат (рис. 1).

В объединенных устройствах опорные стойки автоматически поднимаются в процессе сцепки полуприцепа с тягачом и также автоматически опускаются в момент расцепки звеньев автопоезда. Объединенные устройства имеют некоторое распространение в Англии и на отдельных моделях западноевропейских автопоездов малой и частично средней грузоподъемности, эксплуатируемых с частными перецепками внутри города.

Во всех странах, где принято седельно-сцепное устройство, часто именуемое за рубежом «пятое колесо», опорные устройства выполняются отдельно от сцепных. Статические нагрузки, воспринимаемые такими устройствами, достигают 65% полного веса полуприцепа.

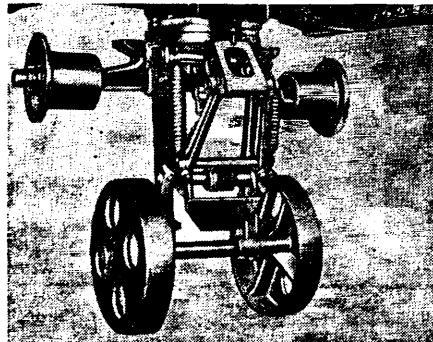


Рис. 1. Опорное устройство типа Джи (верхние ролики представляют собой часть седельно-сцепного устройства)

При наличии объединенных устройств полные веса полуприцепов обычно не превышают 15 т, а чаще всего находятся в пределах 4,5—12 т, в то время как полные веса полуприцепов общетранспортного назначения, снабженные отдельно выполненными опорными устройствами, достигают 32 т. Рассмотрим от-

дельно выполненные опорные устройства.

Место крепления опорного устройства обуславливается типом кузова: при рамных конструкциях они прикрепляются к лонжеронам, а на безрамных кузовах (фургонах) к наружной облицовке. На полуприцепах-цистернах несущей конструкции опорные устройства монтируются на кронштейнах, прикрепленных к грузонесущей емкости.

Расстояние от опорного устройства до передней стенки полуприцепа (сокращенно — передний свес полуприцепа) зависит от следующих стандартизированных размеров: расстояние от сцепного шкворня до наиболее удаленной части передней стенки полуприцепа (радиус габарита передней части полуприцепа) и расстояния от сцепного шкворня до опорного устройства (см. таблицу).

Страна	Стандартизуемые размеры на полуприцепе в мм			Число осей тягача
	Расстояние от сцепного шкворня до опорного устройства	Радиус габарита передней части полуприцепа	Число осей тягача	
США . . .	2080	1524	2 или 3	
Франция . . .	1450*	1400	2	
	1750	1400	3	
Англия . . .	1600	1372	2	
	2140	1672	3	

* По проекту новых норм 1850 мм.

На полуприцепах общетранспортного назначения полным весом более 5000 кг передний свес колеблется от 2 до 3,5 м.

На полуприцепах, используемых для международных автомобильных перевозок в Европе, в числе прочих параметров (длина автопоезда, общий вес полуприцепа и автопоезда, нагрузка на оси и т. п.) оговорена величина переднего свеса полуприцепа. Передний свес не должен превышать 3300 мм при длине полуприцепа 12 200 мм, т. е. передний свес должен быть не более 27% длины полуприцепа. На полуприцепах США передний свес составляет 17—29% их длины.

В США получили некоторое распространение седельные тягачи, у которых седельно-сцепное устройство может перемещаться вдоль рамы тягача. При использовании тягачей с подвижными седельно-сцепными устройствами для буксировки полуприцепов с различным

расположением сцепного шкворня относительно передней стени и опорных устройств возникает опасность повреждения последних при сцепке, т. е. тягач может упереться своей рамой в них прежде, чем сцепной шкворень попадет в захваты запорного механизма седельно-сцепного устройства. Возможность сцепки седельных тягачей и полуприцепов, у которых заранее неизвестно расположение седельно-сцепного устройства на тягаче и опорных устройств у полуприцепа, может быть проверена по формуле

$$R = \sqrt{(l + r)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2} + c,$$

где R — радиус габарита задней части тягача в мм;

l — смещение седельно-сцепного устройства относительно задней оси (задней оси тележки) тягача в мм;

r — радиус шин задней оси (тележки) тягача в мм;

b — ширина тягача по шинам задней оси (тележки) тягача в мм;

c — зазор между крайними точками тягача и опорными устройствами полуприцепа в мм.

Согласно рекомендации Общества автомобильных инженеров (SAE) США, зазор c должен быть не менее 76 мм, а по данным Международной организации по стандартизации (Автомобильный комитет) — 100 мм.

Если расстояние, подсчитанное по формуле, окажется большим расстояния от оси сцепного шкворня до опорных устройств полуприцепа или равным ему, то сцепка возможна, если меньше — невозможна. В последнем случае необходимо переместить седельно-сцепное устройство назад.

Обычно опорные устройства жестко закреплены на раме или несущем кузове полуприцепа, но имеются также конструкции и «подвижных» устройств. Последние устанавливаются на одноосных полуприцепах-фургонах, эксплуатируемых самостоятельно внутри города или в составе сдвоенного полуприцепа между городами, а также на полуприцепах, эксплуатируемых с седельными тягачами с разным числом осей. В сдвоенном варианте один полуприцеп-фургон сцепляется с тягачом, а к задней стенке этого полуприцепа с помощью специальных запоров жестко присоединяется передняя торцовая стена второго полуприцепа-фургона. Опорное устройство заднего полуприцепа передвигается по направ-

ляющим к его оси, туда же передвигается ось переднего полуприцепа, образуя двухосную тележку сдвоенного полуприцепа.

Фирма Остин Продакт (США) выпускает подвижное опорное устройство серии Остин Р-203, позволяющее использовать один и тот же полуприцеп как с двух-, так и трехосным тягачом. Серия Остин Р-203 включает в себя ряд моделей, которые могут устанавливаться на полуприцепах с шириной рамы 2030 и 2340 мм. Подвижные конструкции обеспечивают перемещение опорного устройства вдоль рамы на 915 или 1220 мм. За каждый оборот рукоятки устройство передвигается на 12,7 мм. Универсальность конструкции кронштейна крепления опорного устройства к направляющему механизму позволяет использовать последний практически с любым опорным устройством. Существуют различные конструкции подвижных опорных устройств. В США запатентовано подвижное опорное устройство, перемещающееся посредством реечных передач, устройство, отсоединяемое от полуприцепа и др.

По конструктивной схеме различают опорные устройства с поднимающимися вертикально вверх или отводящимися назад опорными стойками. Имеются также комбинированные устройства, у которых опорные стойки вначале поднимаются по направляющим вертикально вверх, а затем отводятся назад.

Выбор конструктивной схемы определяется вертикальной нагрузкой, приходящейся на опорное устройство, и необходимой по условиям эксплуатации величиной хода опорных стоек. Ход опорных стоек большинства моделей опорных устройств находится в диапазоне 250–450 мм. При таких ходах применяется в большинстве случаев наиболее распространенная конструктивная схема с поднимающимися опорными стойками. В некоторых случаях, когда необходимо иметь большой ход, например при эксплуатации полуприцепов в плохих дорожных условиях, предпочтение отдается устройствам с отводящимися опорами или комбинированным конструкциям. Опорное устройство на статическую нагрузку 15 т с отводящимися назад опорными стойками и ручным механизмом подъема выпускает фирма Остин Продакт. Механизм подъема позволяет поднимать опорные стойки либо раздельно каждую, либо вместе. Момент на рукоятке механизма подъема 26,2 кГм. Механизм подъема двухскоростной. Для поднятия опорных стоек на 10 мм требуется на низшей передаче редуктора 9,5 оборота рукоятки, а на высшей—3,5.

Комбинированные конструкции опорных устройств применяют фирмы Кодер (Франция), Фрюхайф, Остин Трейлер (США). У опорного устройства типа SP-250 фирмы Остин Трейлер при вращении рукоятки привода опорные стойки вначале системой рычагов устанавливаются в вертикальное положение, а затем выдвигаются. Применение комбинированной конструкции позволило увеличить дорожный просвет (между дорогой и опорными стойками) в транспортном положении до 530 мм, а на некоторых моделях этого типа до 610 мм (по сравнению с 356–406 мм у опорных

устройств этой же фирмы с вертикально поднимающимися опорными стойками).

Большая часть выпускаемых в настоящее время опорных устройств снабжается механическими приводами для подъема и опускания опорных стоек.

Опорные устройства с механизмами подъема и опускания изготавливаются с одно-, двух- или трехступенчатыми приводами. Наиболее часто встречающиеся в зарубежной практике кинематические схемы одно- и двухступенчатого привода приведены на рис. 2.

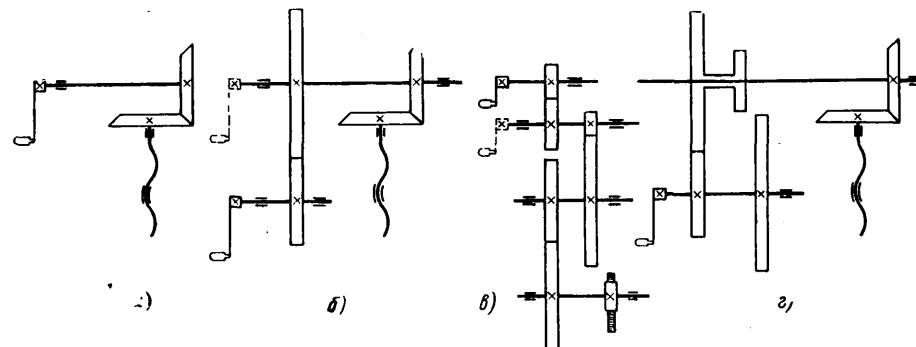


Рис. 2. Схемы одно- и двухступенчатых редукторов опорных устройств:
а — одноступенчатый; б и в — двухступенчатый с неподвижными шестернями;
г — двухступенчатый с передвижной кареткой

У опорных устройств с одноступенчатым приводом (рис. 2, а) передаточный механизм выполняется с постоянным передаточным числом. Поэтому и скорость подъема и опускания опорных стоек неизменна.

Передаточный механизм опорных устройств с двухступенчатым приводом имеет два передаточных отношения, что позволяет осуществлять подъем и опускание опорных стоек у нагруженных и порожних полуприцепов с разными скоростями. Изменение передаточного отношения у двухступенчатых опорных устройств осуществляется или за счет установки неподвижной пары (рис. 2, б) или неподвижных пар (рис. 2, в) цилиндрических шестерен, либо путем применения передвижной каретки с двумя цилиндрическими шестернями (рис. 2, г).

Фирма Эдрилек Энжиниринг (Англия) выпускает опорное устройство модели Эдрилек III на статическую нагрузку 22,6 т как с одно-, так и с двухступенчатым передаточным механизмом. Шестерни редуктора из алюминиевой бронзы с пределом прочности на разрыв 54,5 кГ/мм². Все шестерни редуктора находятся в постоянном зацеплении, и изменение скорости подъема и опускания опор достигается перестановкой рукоятки с одного ведущего вала на другой.

На посадочном месте рукоятки выполнены две прорези, а на каждом ведущем валу редуктора — отверстие, в котором посредством быстросъемного пальца и фиксируется рукоятка. У одноступенчатого опорного устройства для поднятия опоры на 10 мм необходимо сделать 3,2 оборота рукоятки; у двухступенчатых выпускаемых с тремя комплектами шестерен редуктора такое же перемещение достигается при числе оборотов рукоятки 1 (для пары с минимальным передаточным числом) и 13 (для пары с

максимальным передаточным числом). Направляющий корпус опорных стоек отлит под давлением из алюминиевого сплава. Пара винт—гайка и опорные катки выполнены из стали. Катки по желанию покупателя могут изготавливаться из резины. Вместо опорных катков могут быть установлены опорные плиты. Вес опорного устройства около 91 кг.

Большинство зарубежных фирм: Трейлер (Франция), Шкода (ЧССР), Фрюхайф, Хайвей, Остин Трейлер (США) и др. предпочитают изменять скорость подъ-

ема опорных стоек за счет установки редуктора с передвижной кареткой (рис. 2, г).

Фирма Даусон энд Мэсон Лимитэд (Англия) выпускает на статическую нагрузку 20 тс серию опорных устройств «Нуджэр», которые предлагаются покупателям в одно-, двух- и трехступенчатом исполнении.

Передаточные числа их редукторов составляют соответственно 8, 8 и 68; 8, 23 и 68. При передаточном числе редуктора 68 усилие на рукоятке не превышает 31,6 кГ. Ход опорных стоек 458 мм. Трехступенчатые устройства «Нуджэр» установлены на английских полуприцепах «Хэндс» и имеют собственный вес 125 кг (вес одноступенчатых устройств 107 кг).

Опорные устройства опираются на землю либо катками, либо опорными плитами. Для полуприцепов общетранспортного назначения, как правило, применяются катки, устанавливаемые по два на каждую опорную стойку. Катки обеспечивают возможность некоторого перемещения полуприцепа при сцепке на дорогах с гладким и твердым покрытием. Опорные плиты применяются главным образом для полуприцепов-тяжеловозов и для прицепного состава, эксплуатируемого часто вне дорог — строительные площадки, нефтегазоразработки, перевозки в пустынях и т. п.

На прицепном составе общетранспортного назначения преобладают опорные устройства с ручным приводом, который выполняется либо общим на обе опорные стойки, либо раздельным на каждую опорную стойку. Наибольшее распространение имеют опорные устройства с общим приводом на обе опорные стойки.

Для поднятия опорных стоек водитель должен проделать значительную работу. Для полуприцепа общим весом 30–32, т

нагрузка на опорное устройство может достигать 20 т, а усилия, прикладываемые на рукоятках, составляют в отдельных случаях более 40 кГ. Поэтому при создании опорных устройств конструкторы стремятся максимально облегчить труд водителя. Это осуществляется за счет повышения к. п. д. опорного устройства и замены ручного привода механизированным.

Повышение к. п. д. устройства достигается заменой, где только возможно, подшипников скольжения подшипниками качения, а также применением конструкций, у которых трущиеся пары в масляной ванне (рис. 3), используются маловязких масел, обеспечивающих надлежащую смазку трущихся поверхностей в широком диапазоне температур, применением кинематических пар с высоким к. п. д. и т. п.

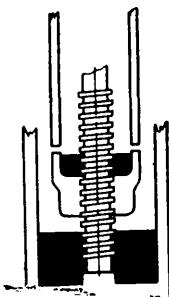


Рис. 3. Схема винтовой пары опорного устройства фирмы Йорк Трейлер

атации и рассчитанном на вертикальную нагрузку 40,7 т. По данным фирмы, в течение 5 лет опорные устройства не требуют практически никакого ухода. Опорное устройство модели «Биг-50» выполнено двухступенчатым. При включении высшей передачи подъем опорных стоек на 12,5 мм осуществляется за один оборот рукоятки, а при включении низшей—подъем стоек на такую же высоту осуществляется на пять оборотов рукоятки. К. п. д. всего механизма достигает, по данным фирмы, 90%.

На большинстве моделей опорных устройств привод механизма подъема и опускания опорных стоек состоит из пары цилиндрических и конических шестерен и пары винт—гайка. Применяются две схемы винтовой передачи. У передачи, выполненной по первой схеме, винт зафиксирован, а гайка свободно вращается в

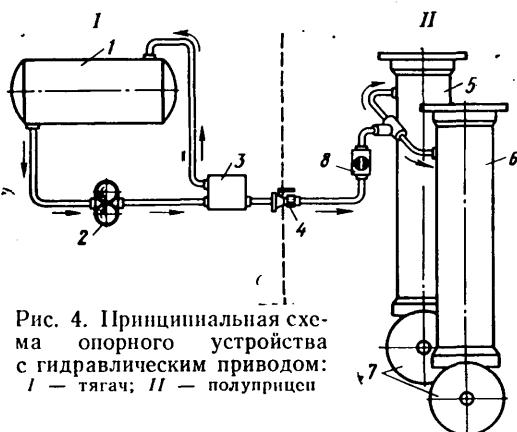


Рис. 4. Принципиальная схема опорного устройства с гидравлическим приводом:
I — тягач; II — полуприцеп

Винтовой механизм перемещения опорных стоек в большинстве зарубежных опорных устройств погружен в масляную ванну и снабжен упорными подшипниками качения. На многих моделях гайки винтов изготавливают из фосфористой бронзы (вместо стали), что также дает снижение потерь на трение. Так как основные потери на трение наблюдаются в паре винт—гайка, этой паре при создании опорных устройств уделяется особое внимание.

На некоторых моделях применяются шариковые гайки, используемые в автомобильной промышленности в рулевых механизмах и для других целей. Шариковые гайки установлены в опорных устройствах фирм Остин Трейлер, Бинклей Компани, Буертаун Ауто Боди (США), Даусон энд Мэсон Лимитэд (Англия). Фирма Бинклей Компани (США) установила шариковую гайку на своей новой модели «Биг-50», предназначеннной для восприятия максимальных вертикальных нагрузок 22,6 т. У опорного устройства «Биг-50» шариковая гайка и остальные трущиеся пары смазываются на заводе на пятилетний срок эксплуатации смазкой, сохраняющей высокие смазочные свойства при температурах $-50 \div +150^\circ$.

Такая же смазка применена на двухступенчатом опорном устройстве модели «Форти-Фивер» этой же фирмы, предназначенном для тяжелых условий эксплуатации.

Верхней части опорной стойки. У передачи, выполняемой по второй схеме, вращается винт, а гайка зафиксирована в нижней части опорной стойки. У передачи второй схемы пара винт—гайка всегда находится в масле.

В ФРГ некоторые фирмы (Йост, Пфафф, Хааман) перешли на реечный тип привода вместо винта и гайки. Получение необходимого передаточного числа достигается в таких конструкциях путем установки редуктора с несколькими парами цилиндрических шестерен (Йост, Хааман) либо применением планетарной передачи с внутренним зацеплением (Пфафф).

Облегчение труда водителя может быть достигнуто и путем применения опорных устройств с механизированным приводом, который может быть гидравлическим, пневматическим, электрическим или смешанным.

Гидравлический привод — наиболее распространенный вид механизированного привода. Он применяется главным образом на полуприцепах особо большой и средней грузоподъемности, если последние требуют частых перешеек — работа на маятниковых маршрутах небольшой протяженности и т. п. Опорные устройства с гидроприводом выпускаются фирмами ФРГ, Англии, Австрии, СССР, США и других стран.

Принципиальная схема опорных устройств с гидравлическим приводом при-

ведена на рис. 4. Из масляного бака масло засасывается насосом 2 и через блок клапанов 3, систему трубопроводов и соединительную головку 4 подается в цилиндр опорных устройств 5 и 6; плунжеры с опорными катками 7 выдвигаются. После этого водитель закрывает запорный вентиль опорных устройств и разобщает гидросистему поезда отключением соединительной головки 4 и может использовать тягач для работы другим полуприцепом.

На некоторых опорных устройствах, например выпускаемых фирмой Готфрид Шобер (ФРГ), установлены два запорных вентиля, а не один, как показано на рис. 4. Благодаря этому возможно регулировать высоту каждой опоры полуприцепа в отдельности. Это необходимо при установке полуприцепа на неровной дороге или при его неравномерной загрузке. Поднятие опорных устройств, оборудованных гидроприводом, осуществляется либо пружинами, заключенными внутри опорных устройств 5 и 6, либо гидравлическими устройствами — при нажатии цилиндров двухстороннего действия.

В случае оборудования гидравлическими опорными устройствами насосами с ручным приводом последние выполняются большей частью двухступенчатыми. При погонии опор насос работает на поршне большого диаметра. Опускание опор, пока опорные катки не коснутся земли, также выполняется этим поршнем. При упоре катков в грунт сопротивление прокачиванию резко возрастает и насос автоматически переключается на поршень меньшего диаметра, благодаря чему повышается развиваемое насосом давление и облегчается труд водителя.

На одноосных полуприцепах фирмы Питт (Англия) грузоподъемностью 16 т гидропривод использован для облегчения погрузочно-разгрузочных работ. Опускание порожнего и подъем груженого полуприцепа осуществляются посредством опорных устройств с гидроприводом. Гидравлический насос приводится в движение от смонтированного на полуприцепе двигателя внутреннего сгорания фирмы BSA рабочим объемом 400 см³. Максимальное давление в гидросистеме опорных устройств 140 кГ/см².

Большинство конструкций гидроприводов опорных устройств за рубежом запатентовано.

Основное преимущество пневматического привода для опорных устройств заключается в возможности использования сжатого воздуха тормозной системы, в то время как для гидропривода необходимы гидравлический насос и другая гидравлическая арматура.

В Англии фирма Скеммел Лоррис Лимитэд применила пневматический привод для автобусов полным весом 24 т. На этих автобусах водитель поднимает и опускает опорные стойки полуприцепа, не выходя из кабины. Для сцепки тягача с полуприцепом водителю необходимо лишь подать тягач назад под полуприцеп и после сцепки поднять опорные стойки.

После завершения сцепки пневматическая система тягача оказывается соединенной через седельно-сцепное устройство с пневматической магистралью привода опорного устройства. В этой схеме предусмотрено блокирование меха-

низма подъема и опускания с тормозами полуприцепа, благодаря чему при опущенных опорных стойках полуприцеп всегда заторможен. Поэтому водитель не может тронуть автопоезд с места, пока не подняты опорные стойки. Расцепка звеньев автопоезда осуществляется также без выхода водителя из кабины.

Несмотря на имеющиеся преимущества, заметного распространения пневматический привод опорных устройств не получил. объясняется это тем, что сжатый воздух из тормозной системы, используемый для привода опорного устройства, имеет давление порядка 6—7 кГ/см², что вынуждает конструкторов выполнять опорные стойки весьма громоздкими.

В США выдан ряд патентов и на пневмогидравлический привод опорных устройств. Пневмогидравлический привод фирмы Сентрал Стил Тюб (США)

на модели опорного устройства «Пауэр Гир» создан с использованием патента № 3177664 (США). Статическая нагрузка на опорное устройство 22,6 т. Для приведения в действие гидравлической системы используется сжатый воздух из тормозной системы тягача давлением 7 кГ/см². Каждая опорная стойка снабжена отдельным приводом. Для обеспечения равномерной нагрузки на опорные стойки при установке полуприцепа на неровных площадках применяется автоматическая система компенсации. Вместо опорных катков фирма применила опорные плиты.

Используемые для подъема и опускания стоек опорных устройств электромеханические, электрогидравлические и другие виды комбинированных приводов весьма разнообразны. Например, у опорных устройств с электромеханическим приводом для вращения ведущей конической шестерни используются неболь-

шие электродвигатели, работающие от электросети тягача или от постороннего источника. Конструкции опорных устройств с комбинированными приводами имеют также ручной привод. Фирма Остин Продакт (США) выпускает с электромеханическим приводом опорные устройства модели «Пауэр-Пэк». Эти устройства рассчитаны на статическую нагрузку 15,8 т и обеспечивают подъем опорных стоек менее чем за 1 мин. Привод осуществляется от электросистемы тягача или от постороннего источника электроэнергии. В случае разрядки аккумуляторных батарей опорные стойки можно поднять или опустить вручную с помощью рукоятки.

Ряд конструктивных решений электромеханического и электрогидравлического приводов за рубежом запатентован.

Л. Я. МАРЦЫНОВСКИЙ, Ю. П. СОРОЧАН

УДК 621.747.52.06

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ И ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЧИСТКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ОТЛИВОК ФИРМЫ НОРИТАКЕ

ПЕРЕХОД автомобильной промышленности Японии на массовое производство потребовал создания и выпуска автоматизированного оборудования для зачистки отливок, которая является одной из самых трудоемких операций при производстве литых деталей.

Фирма Норитаке выпускает специализированные автоматические, полуавтоматические и неавтоматические шлифовально-обдирочные станки для механизированной зачистки всех основных литых деталей автомобиля. Эти станки, как правило, кроме шлифовальных головок имеют рациональные транспортные и погрузочно-разгрузочные устройства, которые дают возможность встраивать станки в автоматические линии обработки отливок и таким образом механизировать обрабочно-очистные работы, трудно поддающиеся автоматизации и механизации.

Станки для зачистки отливок блока цилиндров. Станки моделей NCG-2B2, NCG-2B3 и NCG-5 состоят из двух шлифовальных агрегатов, передаточного стола с центрирующим устройством, устройством для измерения размеров, транспортера для подачи на шлифование, поворотного стола, устройства для загрузки изделий, оперативного пульта и отдельно стоящего электрического пульта.

Отливка вводится в станок через один из двух входов загрузочного устройства с пневматическим подъемником, перемещается на центрирующую установку, а затем на передаточный стол в фиксированное положение. Зафиксированная отливка, проходя между двумя шлифоваль-

ными агрегатами, шлифуется одновременно с двух сторон сегментными шлифовальными камнями, после чего возвращается в положение фиксации на передаточный стол. В это время измеряется размер отливки и автоматически регулируется положение головок шлифовальных камней.

При помощи подъемного поворотного стола отливка поворачивается на 90° и

подготавливается для шлифования двух других сторон. По окончании второго шлифования отливка вновь возвращается в положение фиксации на передаточный стол, который перемещается на позицию окончательного шлифования. Во время перехода отливки с операции первого шлифования ко второму загружается следующая отливка, что обеспечивает непрерывную работу станка. Техниче-

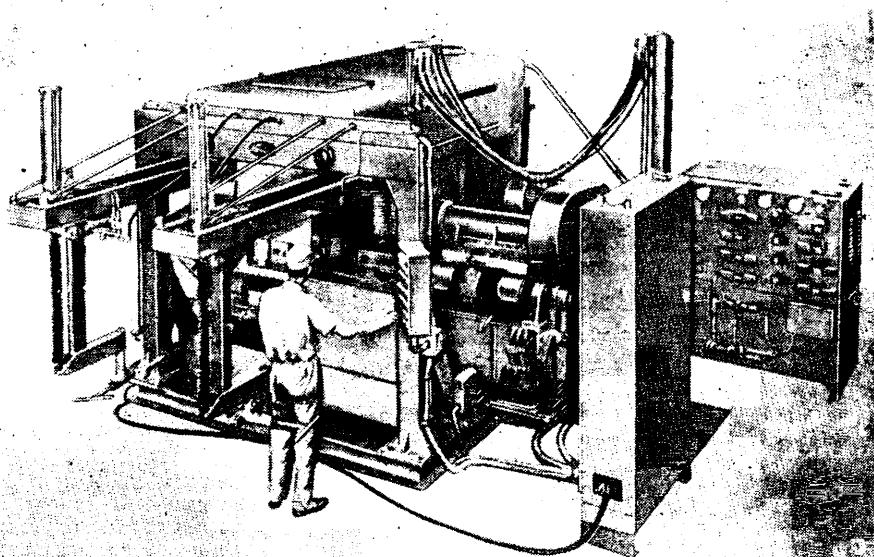


Рис. 1

ская характеристика станка модели NCG-2B2 (рис. 1) следующая:

Максимальные габариты отливки в мм	140×300×410
Производительность станка в шт/ч	105
Габариты станка в мм	4970×4016×2280
Вес в кг	12000
Шлифовальные камни: габариты в мм	710×160×560 ¹ (8 сегментов)
скорость вращения в об/мин	640
линейная скорость рабочей части в м/мин	1370
мощность привода в квт	21
количество приводов в шт	2
диапазон перемещения при истирании камней в мм	140
диапазон перемещения при помощи гидроцилиндров в мм	150
Поворотный стол:	
угол поворота в град	90
диапазон вертикального перемещения в мм	30
диапазон горизонтального перемещения в мм	600

Станок модели NCG-2B3 отличается от других станков количеством шлифовальных агрегатов (четыре) и расположением загрузочно-разгрузочного устройства и поворотного стола. Время обработки на станке NCG-2B3 вдвое меньше.

Станок модели NCG-5 имеет большую угловую и линейную скорость шлифовальных кругов. Угловая скорость составляет 760 об/мин, а линейная — 1830 м/мин. Скорость шлифования 2,2—9,3 м/мин. Станок не имеет автоматических устройств для загрузки и разгрузки отливок, так как фирма ввиду сложности защиты механизмов от попадания остатков смеси и абразивной пыли считает нецелесообразным автоматизировать эти операции. Производительность станка 120 отливок в 1 ч.

Станок для зачистки отливки головки блока цилиндров модели NCG-8. Станок предназначен для обработки отливок с четырех сторон.

Он состоит из загрузочного рольгангового стола, устройства подачи изделия на стол, устройства выдачи изделия, разгрузочного рольгангового стола, агрегатов шлифования, пылеуловителя, пультов управления и гидравлического агрегата. Техническая характеристика станка дана ниже.

Производительность станка в шт/ч	72
Максимальные габариты станка в мм	720×250×120
Скорость перемещения отливки в м/мин:	
во время обработки	4—7
вне зоны обработки	14
Шлифовальные камни:	
габариты в мм	430×90×330
угловая скорость в об/мин	1580
линейная скорость в м/мин	2134
диапазон перемещения в мм	До 500
количество	4
мощность привода одного круга в квт	22

Отливка подается на загрузочный рольганговый стол и вручную устанавливается на подающее устройство, при по-

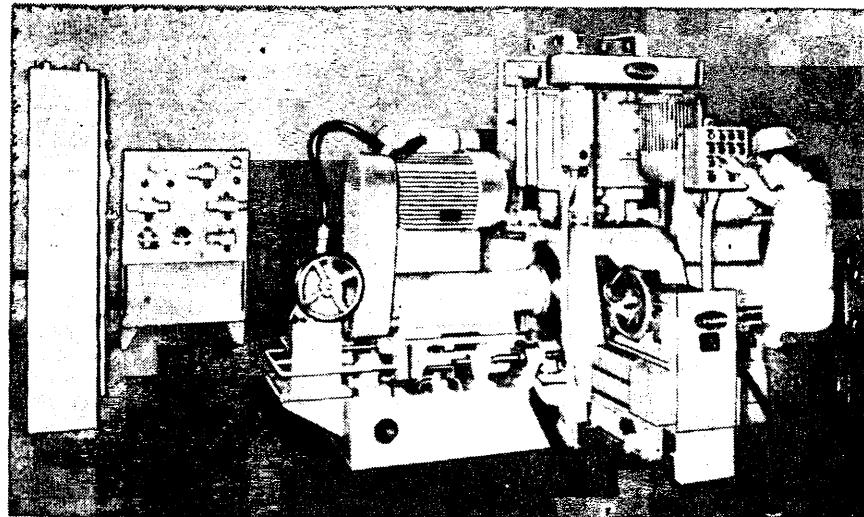


Рис. 2

мощи которого автоматически передвигается обрабатывающий стол и фиксируется на нем. Стол станка может перемещаться при помощи гидравлического цилиндра с переменной скоростью во время обработки и с увеличенной скоростью во время холостого хода. После обработки левой и правой сторон отливка поворачивается на 90° для шлифования верхней и нижней поверхностей. В конце обработки автоматическое разгрузочное устройство выталкивает отливку на разгрузочный рольганговый стол.

Станок оборудован устройством, изменяющим положение шлифовальных кругов при обработке отливок различных размеров, а также системой, меняющей усилие резания при шлифовании. Кроме того, имеется автоматическое устройство для отключения станка при износе шлифовальных кругов.

Станок для зачистки отливок картера коробки передач моделей NCG-2T. Станок работает в автоматическом цикле (кроме загрузки и выгрузки). Предусмотрена возможность обработки различных размеров и конструкций отливок картера коробки передач путем переналадки станка и замены некоторых деталей, поставляемых в комплекте со станком.

Станок (рис. 2) состоит из фиксирующего устройства с тележкой, которая перемещается в процессе обработки по направляющим первого, второго и третьего агрегатов шлифования, гидравлической установки, оперативного пульта, электрического пульта управления и устройства для отсоса пыли.

Отливка подается с правого рольганга и при помощи гидравлических устройств центрируется и фиксируется на передвижной тележке. Тележка получает возвратно-поступательное движение от гидравлического цилиндра и перемещает отливку во время шлифования.

Головка шлифовального камня вместе с электродвигателями скользит на двух валах. Предусмотрено ручное регулирование положения шлифовальных камней при их износе. Шлифовальные камни имеют цилиндрическую форму и прикреплены к железному диску. Первый и вто-

рой шлифовальные агрегаты, расположенные друг против друга, одновременно шлифуют две боковые поверхности, а третий шлифует верхнюю часть и остатки литников. При перегрузках шлифовального камня, в случае различной толщины остатков литников, срабатывает реле перегрузки и тележка останавливается до исчезновения перегрузки. Техническая характеристика станка следующая:

Производительность станка в шт/ч	120—144
Габариты станка в мм	3270×2740×2110
Вес станка в кг	7000
Габариты отливок в мм:	
диаметр	100—350
длина	300—350
Шлифовальные камни:	
материал и форма	Резинонд в форме цилиндра с железными дисками
габариты в мм:	
диаметр	430
длина	90
угловая скорость в об/мин	1580
линейная скорость в м/мин	2134
диапазон перемещения камней при установке вручную в мм:	
шаг перемещения за один оборот ручки в мм	100
диапазон перемещения тележки для шлифования в мм	2
мощность привода в квт	1100
количество приводов	3

Вдоль плоскости передвижения тележки размещены пылесборники. Пространство вокруг шлифовальных камней отгорожено и образует пылезащитный кожух. Крупные частицы пыли оседают в пылесборнике, а затем оттуда удаляются при снятии крышек. Для отсоса мелкой пыли служат местные отсосы.

Станок для зачистки отливок картера главной передачи заднего моста модели NCG-9. Станок предназначен для шлифования остатков литниковой системы и приливов отливок картера главной передачи заднего моста. Шлифуемые поверхности — место заливки, боковая и наружные поверхности. При шлифовании отливка вращается совместно со столом и вокруг своей оси. Шлифовальные камни совершают поступательное движение. Все операции, за исключением загрузки и выгрузки, осуществляются автоматически.

Техническая характеристика станка	Станция		
	первая	вторая	третья
Шлифовальные камни:			
габариты в <i>мм</i>	305×50×205	510×50×152,4	305×50×205
угловая скорость в <i>об/мин</i>	1910	1814	1910
линейная скорость в <i>м/мин</i>	1828	2895	1828
диапазон перемещения в <i>м.м.</i> :			
вручную	90	50	80
с помощью гидравлических устройств	300	50	250
Угол поворота обрабатываемого изделия в <i>град</i>	—	450	105
Электродвигатель привода камней:			
количество	2	1	1
мощность в <i>квт</i>	37	7,5	7,5

Станок состоит из трех станций, поворотного стола, гидравлических и электрических устройств. Производительность станка 240 *шт/ч*. В таблице приведена техническая характеристика станка.

Кроме описанных станков, фирма Норитаке выпускает станки для обработки отливок тормозных барабанов (станки моделей NCG-2Д и NCG-1А), для отливок коленчатых валов (станок модели NCG-2С), для отливок шатуна (станок модели NFG-2), для отливок крышки подшипника блока цилиндров (станок модели NCG-12) и др.

А. Б. РУДЕНКО

НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 621.738.32.06

Высокоскоростные прессы для холодной высадки

В ФРГ выпущена новая серия высокоскоростных прессов для холодной высадки простого и двойного действия. Серия прессов простого действия EKP-S состоит из шести моделей. На этих прессах можно обработать проволоку длиной 35—167 *мм* и диаметром: 3,9 *мм* на меньшей из моделей (EKP-S3) и 15,8 *мм* на большей из моделей (EKP-S16). Производительность прессов 180—660 деталей в минуту. На прессах двойного действия DKP-S обрабатывается проволока того же диаметра и той же длины при производительности 125—380 деталей в минуту. Рамы всех моделей прессов имеют такую конструкцию, которая дает возможность переносить вибрацию, возникающую при высокой скорости. На прессах получают детали высокого качества.

American Machinist, ноябрь 1970, т. 114, № 22, стр. 108.

УДК (621.892:621.984):629.113.002

Бездымная смазка для горячей штамповки

Фирма Рено добилась увеличения срока службы штампов в результате применения новой бездымной смазки на прессе усилием 3000 *тс* при горячей штамповке автомобильных деталей. В то же время было устранено неполное заполнение штампов металлом и появление волосообразных трещин вследствие выхода газов в момент удара. Раньше фирма Рено пользовалась жидкой смазкой (растительной или минеральной), но штамповка поковок сложной формы (например, радиальные рычаги) сопровождалась образованием большого количества газов. Тогда фирма перешла на применение бездымной смазки. Смазка разбавляется водой. При распылении этой смазки значительно облегчается течение металла в штампе и выталкивание готовых поковок. При варировании разбавлением смазки в определенной пропорции водой и степенью распыления можно получить регулярную температуру штампа, что очень важно для срока

его службы. Специальные наконечники (сопла) обеспечивают хорошую распыляемость.

Metalworkins production, январь 1971, т. 115, № 1, стр. 34.

УДК 621.762.53

Укороченный цикл спекания при индукционном нагреве

Американский исследователь Петер Верниа в работе по применению индукционного нагрева для уменьшения цикла спекания рассмотрел поведение различных порошков, прочность, получаемую за 2—3 мин нагрева, пределы возможной растрескимости углерода в железе в этот момент, влияние индукционного нагрева на размерный контроль. Исследовалось семь промышленных порошков Fe в распыленном, предварительно легированном состоянии. Применялся источник питания 15 *квт* с частотой 450 *кгц*. Порошки, имеющие в своем составе 0,9% С, спекались в течение 30 сек при 897, 1149 и 1300°. Затем все полуфабрикаты спрессовывались под постоянным давлением 2,8 *кг/см²*. Образцы без углерода достигали 50% прочности при индукционном спекании при 897° и 80% при нагреве до 1300°. Образцы с высокой плотностью не показали значительного повышения прочности. Однако в случае уменьшения плотности (при других испытаниях) прочность оставалась неизменной. Оптимальная плотность ~6,6. В случае добавок 0,24—0,78% углерода при температуре нагрева 1149° или меньше прочность не увеличилась. При температуре 1300° была достигнута прочность у 90% спекаемых материалов. Были изготовлены полуфабрикаты с плотностью 6,6 *г/см³* и содержанием углерода 0,4%. Результаты были почти одинаковые.

Industrial Heatrag, ноябрь 1970, т. 37, № 11, стр. 2178.

УДК 621.923.046:621.922.02

Новый абразивный материал

В США проведена серия испытаний, показавших, что заточка стального сверла с помощью шлифовального круга из нового материала Вогозон 2 вдвое повышает стойкость инструмента. Новый материал представляет собой кубический

нитрид бора. Для сравнения несколько сверл затачивали обычными кругами из окиси алюминия. Затем сверла работали по стали марки Aisi4340 до износа порядка 0,38 *мм*. Стойкость сверл, заточенных кругами из материала Вогозон 2, при скорости резания составляла 0,38 *м/сек*, т. е. в 2 раза выше, чем стойкость контрольных. Изучение остаточных напряжений при шлифовании ответственных деталей показало, что новый абразивный материал не создает дополнительных напряжений. Поэтому скорость съема припуска с малонапряженных деталей может быть увеличена до 140%. При обработке шлифовальными кругами из материала Вогозон 2 на шлифуемой детали получается однородная поверхностная структура.

Metalworking Production, январь 1971, т. 115, № 2, стр. 40.

УДК 621.924.621.43-321.2

Новый станок для шлифования кулачкового вала

Чехословацкий завод CZM на выставке в г. Брно показал новый станок модели ВЕК16 для шлифования кулачкового вала. Станок работает по копиру через систему рычагов, которые передают качательное движение шпинделю шлифовального круга. На станке можно устанавливать валы длиной до 1000 *мм*. Максимальный диаметр качания 160 *мм*. На станке можно использовать шлифовальные круги диаметром до 600 *мм* и шириной 15—40 *мм*. Мастер-вал, с которого осуществляется копирование, может иметь до 20 различных форм. Шпиндель станка совершает возвратно-поступательное движение в пределах 8 *мм* с различной скоростью. Станок оборудован ручным и автоматическим управлением. Правка шлифовального круга осуществляется от гидравлического устройства после того, как обработано 20 кулачков. Станок обладает хорошей жесткостью. На станке возможно обрабатывать валы с высокой степенью точности и получать хорошую чистоту поверхности.

Machinery, Лондон, январь 1971, т. 118, № 3035, стр. 69—70.

УДК 621.43-221:658.562

Автоматический станок для контроля головки блока цилиндров

В Англии применяется автоматический станок для контроля головки блока цилиндров фирмы Стандарт Триумф. Станок приверяет 120 головок в час по различным параметрам сразу после выхода головки с автоматической линии. После контроля станок автоматически маркирует годные детали, а бракованные не маркирует. Станок дает сигнал на автоматическую линию с указанием числа годных деталей для оценки оператором качества работы линии. Станок также проверяет отверстия под направляющие клапаны и отверстия под толкатели по диаметру, конусности и овальности. Если размер не соответствует установленному, станок дает сигнал на линию для соответствующей дополнительной наладки.

„Machinery”, Лондон, январь 1971, № 118 и № 3034, стр. 15.

УДК 621.941.07:621.833.002

Автоматическая линия для копировально-токарной обработки

В США применен новый метод обработки заготовки шестерни для дифференциала автомобиля на автоматической токарно-копировальной линии, которая состоит из трех станков. Ранее обработка шестерни осуществлялась на фрезерном, центровальном и копировально-обточных станках. Каждый станок должен был обслуживать один оператор. Новая линия позволила сократить обслуживаю-

щий персонал, понизить стоимость обработки и сэкономить производственную площадь. Устанавливая различные копиры на делительных револьверных головках, расположенных на рабочих позициях, удалось без переналадки линии обрабатывать до шести различных типо-размеров шестерни. Нажатием соответствующей кнопки на панели управления приводится в действие револьверная головка, которая вводит в операцию соответствующий шаблон. Время смены инструмента на линии сведено к минимуму благодаря использованию трехпозиционного поворотного резцодержателя, который вводит в операцию новый инструмент, после того как предыдущий затупился. Если все инструменты резцодержателя вышли из строя, в работу вводится запасной трехпозиционный резцодержатель. Специальное устройство, установленное в конце линии, позволяет автоматически контролировать и выдерживать обрабатываемые размеры в пределах $\pm 0,019$ мм. Обработка с такой степенью точности позволила устранить последующее шлифование шпоночной канавки и поверхности шестерни. На линии обрабатываются кованые заготовки. Производительность линии 120 деталей в час при 100%-ной загрузке.

„Machinery”, Лондон, январь 1971, т. 118, № 3034, стр. 19.

УДК 621.785.533:621.43-233.13

Цианирование коленчатых валов

К Канаде коленчатые валы небольшого веса цианируются на глубину 1,01–1,8 мм. Завод выпускает 10 000 ва-

лов в месяц. В цехе цианирования имеется линия соляных ванн для цементации, содержащая 1814 кг активированного бария при температуре 940°, и линия для закалки с контролем по цианиду натрия в интервале 8–10%, а также контролируются добавки активатора. Температура аустенитации 744–829°. Нейтральная хлоридная соль и активатор добавляются для поддержания уровня цианида $\approx 3\%$. Ванны закалки на марганец и отпуска содержат соли пиритов-нитратов при 176–190°. В цехе имеются резервуары для горячего промывания.

„Metal Progress”, декабрь 1970, т. 98, № 6, стр. 61.

УДК 621.785.52.04:658.562

Контроль состава ванны

Два компонента Liquide Case 510 и 28, входящие в состав ванны для цементации, позволяют лучше контролировать состав цементационных ванн, уменьшают брак и снижают стоимость обработки. Компонент Liquide Case 510 является инертной свободно плавающей солью, применяемой для безопасного пуска и дополнения ванны в случае утечки. Компонент Liquide Case 28 добавляется в определенных количествах к «510», обеспечивает науглероживающее действие, позволяет контролировать активность науглероживания. Обе составляющие применяются в стандартных тигельных печах при температурах 649–954°. При полной активности науглероживания ванна содержит максимум 0,3% NCN.

„Metal treatuis”, декабрь–январь 1971, т. 21, № 6, стр. 28.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113.004.3:621.798.1

Основные требования к таре для меж заводских перевозок комплектующих изделий. Лаптев Б. Ф. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Изложены основные требования к таре для меж заводских перевозок. Описана многооборотная ящичная тара с крышкой типа 1Н1288-14, изготовленная в соответствии с этими требованиями. Табл. 1. Рис. 1.

УДК 621.432.4

Влияние способов смазки на показатели малых двухтактных двигателей. Райков И. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Сопоставляется токсичность двухтактного двигателя мотоцикла «Восход» при работе на смеси бензина с маслом и с регулируемой по нагрузке подачей масла маслодозирующим насосом. Дифференцированная подача масла в малые двухтактные двигатели с помощью маслодозирующих насосов способствуют снижению суммарной токсичности отработавших газов. Рис. 4.

УДК 629.113:621.43-242.002.612

Об основных направлениях работ в области повышения качества автомобильных поршней. Гурова Л. М., Федоров В. Н., Фролова Н. С., Шеламов В. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Рекомендуется изготавливать поршни из сплава АЛЗО с рафинированием гексахлораном, что позволяет избежать газовую приrostость и неметаллические включения в материале поршня. Табл. 2. Рис. 1. Библ. 5.

УДК 621.43:629.113:620.193

О значении коррозионного износа современных двигателей. Рутенбург Г. Б. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Коррозионный износ сохраняет свое значение для современных двигателей, поэтому для дальнейшего увеличения моторесурса необходимо иметь не только хорошие фильтры, но и малосинтетическое топливо и высококачественные масла. При эксплуатации автомобилей в условиях низкой температуры особо важным является сохранение терmostатов и широкое использование средств предпускового разогрева. Рис. 4. Библ. 5.

УДК 629.113-592:629.113.004.5

Исследование надежности и режимов технического обслуживания тормозных механизмов автомобилей семейства МАЗ-500. Кузнецов Е. С., Гальбург А. Е. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Приведены результаты наблюдений в эксплуатации за интенсивностью изнашивания тормозных механизмов автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б. На основании опытных данных устанавливаются режимы технического обслуживания тормозных ме-

ханизмов, вносятся предложения о направлении дальнейшего совершенствования конструкции тормозных механизмов этих автомобилей. Табл. 3. Рис. 4. Библ. 6.

УДК 629.113.012.5.004

О влиянии изменения внутреннего давления вшине при ее нагреве в движении на некоторые характеристики колеса. Габашвили А. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Рассмотрено влияние температуры шины на изменение внутреннего давления воздуха в ней, увеличение динамического радиуса и вертикальных ускорений кузова и изменение коэффициента сопротивления качению. Рис. 5. Библ. 5.

УДК 629.113–59.001.5

Эффективность регулирования сил на грузовых автомобилях. Дронин М. И., Дольберг В. И. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Рассмотрены вопросы регулирования тормозных сил по осям автомобиля в зависимости от изменения сцепного веса на ось. Характер загрузки осей определяется законом изменения положения центра тяжести автомобиля. Табл. 1. Рис. 4.

УДК 629.114.3.001.5

Влияние запаздывания воздействия неровностей дороги на поперечные колебания полуприцепа. Жуков А. В. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Рассматриваются поперечные колебания полуприцепа с помощью методов спектрального анализа условной динамической системы. На численном примере показано влияние запаздывания воздействия на колеса при последовательном проезде ими одних и тех же неровностей на поперечные колебания подвески соренной массы. Рис. 4. Библ. 4.

УДК 669.14.018.252.3

Современные быстрорежущие стали. Геллер Ю. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Рассмотрены состав и свойства современных быстрорежущих сталей и рекомендована область применения в автомобильной промышленности новых сталей (Р8М3, Р8М3К6С), использование которых обеспечивает повышение стойкости режущих инструментов по сравнению с известной сталью Р18. Табл. 1. Библ. 8.

УДК 621.73.046.08

Об определении усилий штамповки на кривошипных горячештамповочных прессах. Живов Л. И., Чумаков Б. Н., Дубина В. И., Суббота А. П., Семенский В. И. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.

Предлагается методика определения напряжений текучести для сталей наиболее распространенных марок в автомобильной промышленности по nomogrammам с учетом температурного и скоростного режима штамповки, а также типа поковок. Табл. 1. Рис. 3. Библ. 8.

ДОБРО ПОЖАЛОВАТЬ ! НА ВЫСТАВКУ ЯПОНСКОЙ ФИРМЫ НИЧИМЕН В МОСКВЕ 1971 Г.

ВЫСТАВКА БУДЕТ ПРОХОДИТЬ В ПАРКЕ «СОКОЛЬНИКИ»

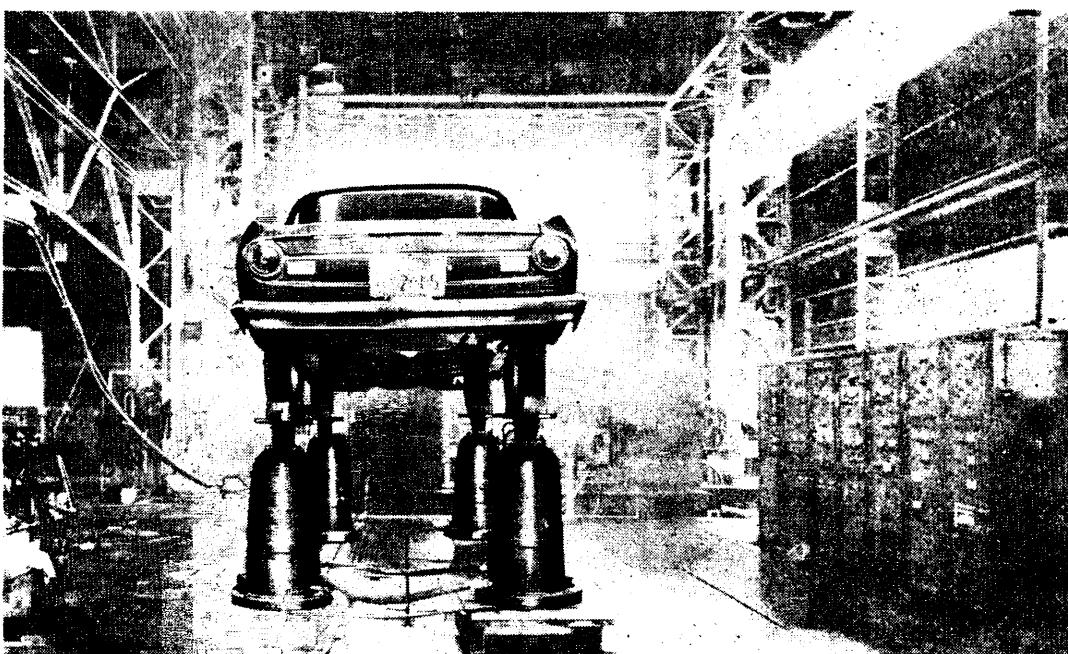
В ПАВИЛЬОНЕ № 3 С 20 ПО 30 ИЮЛЯ 1971 Г.

БУДУТ ПРЕДСТАВЛЕНЫ УСТАНОВКИ, СПОСОБСТВУЮЩИЕ РАЗРЕШЕНИЮ

ПРОБЛЕМ, СВЯЗАННЫХ С ВИБРАЦИЕЙ

В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ.

ИСПЫТАНИЯ БУДУТ ПРОВОДИТЬСЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АВТОМОБИЛЕЙ.



Гидравлическое моделирующее устройство при эксплуатационных условиях

ЭКСПОНАТЫ:

1. Гидравлическая установка для испытания вибрации, модель HS—0151/0,8
(опытное моделирование в эксплуатационных условиях).
2. Установка для испытания вибраций случайного синусоидального движения, модель VS—3205R
 - Автоматический спектроуравнитель, модель VSR—194A
 - Анализатор силовой спектральной плотности в реальном масштабе времени, модель FA—104S
3. Анализатор передаточной функции, модель MS—6965A
4. Установка виброанализации, модель FA—60J1
5. Анализатор в реальном масштабе времени, модель FA—60Q4
6. Контрольное устройство для турбинной вибрации, модель VM—91

Изготовитель:



Фирма **IMV**
LAB CO., LTD.

(Ай—Эм—Ви)

Адрес:
IMV Bldg. No. 6-1, 2-chome, Misaki-cho,
Chiyoda-ku, Tokyo. 101, Japan
Тел. 03(262)6311

Телеграфный адрес:

IMVCORPTX TOKYO Вологодская областная универсальная

научная библиотека

www.booksite.ru

Экспортёр:

Фирма НИЧИМЕН Ко. ЛТД.

Токийская контора: 6, 1-chome,
Tokara-cho, Chuo-ku, Tokyo, Japan



Телеграфный адрес: NICHIMENCO TOKYO

Телекс: ТК 2329, 2330

МОСКОВСКОЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВО:

Москва, Ул. Гиляровского, 8—8А

**ФИРМА НИЧИМЕН Ко., Лтд.
ПРИГЛАШАЕТ ВАС ПОСЕТИТЬ
ВЫСТАВКУ ЯПОНСКОЙ ФИРМЫ НИЧИМЕН В МОСКВЕ 1971Г.**



**Выставка будет проходить в парке
«Сокольники» в павильоне № 3
с 20 по 30 июля 1971 г.**

*На выставке будут экспонироваться машины
и оборудование следующих фирм:*

ХОНДА МОТОР Ко. ЛТД. — Автомобили, мотоциклы, моторы, генераторы и т. д.
ТОСИБА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ Ко., ЛТД. — Инжекционно-формовочная машина, машина для литья под давлением.
ЛАБОРАТОРИ Ко., ЛТД — Вибростенды
ОСАКА ТРАНСФОРМАТОР Ко., ЛТД. — Сварочные установки
ФУДЗИ Ко., ЛТД — Гипоматический токарный станок
ХОРИБА ЛТД. — Анализатор отработавших газов автомобилей и т. д.
РИКАДЭНКИ КОГИО Ко., ЛТД. — Многоперьевый самописец
КОМАЦУ ЛТД. — Шлакорезка, сверлильный станок для шпинделей
АСАХИ СЭЙКИ КОГИО Ко., ЛТД. — Пружинно-навивочный автомат, многоползуновый пресс-автомат
СИНТО КОГЁ Ко., ЛТД. — Автомат для изготовления оболочковых стержней с вертикальным разъемом металлической модели
КЛАРИОН СЁДЗИ Ко., ЛТД. — Автомобильные радио- и стереоприемники, репродукторы и т. д.
ИЯСАКА КОГИО Ко., ЛТД. — Шасси динамометра, тормозные испытатели, насосные испытатели и другие испытательные инструменты для машин
НИППОН ПИСТОН РИНГ Ко., ЛТД. — Поршневые кольца, прокладки цилиндра и т. д.
НИТТАН ВАЛВ Ко., ЛТД. — Клапаны для двигателей
ТОКИО РОКИ Ко., ЛТД. — Набор маслофильтрующих пластин, воздухоочиститель и т. д.
ЯЗАКИ КОРПОРЭЙШОН — Спидометры, амперметры, индикаторы уровня масла и т. д.
ЮАСА БАТТЕРИ Ко., ЛТД. — Различные батареи
ХАБУКА ЛТД. — Индикаторы, индикаторы места
НИППОН ДАЙЯ КЛЕВИТЕ Ко., ЛТД. — Подшипники двигателей, втулки
АВТОМОБИЛЬ ПАРЦ МАНЮФАКТЮРИНГ Ко., ЛТД. — Невращающийся дифференциал, ось воздушного винта
ДИЗЕЛЬ КИКИ Ко., ЛТД. — Впрыскивающее сопло, плунжер, подводящий клапан
ТАЙКУ МАШИНЕРИ Ко., ЛТД. — Автопогрузчик
КОКЕН СИСУИ Ко., ЛТД. — Сверлильные установки

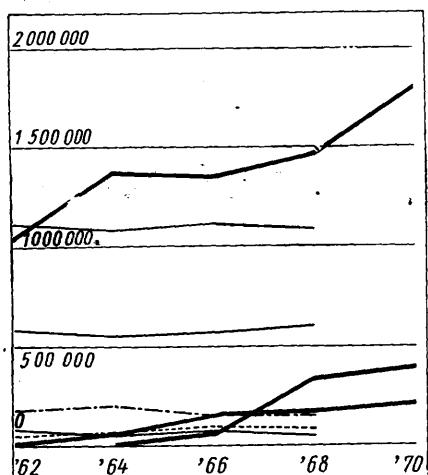
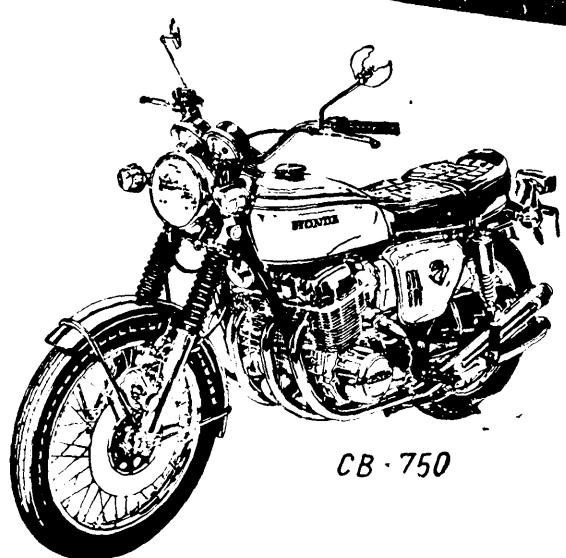
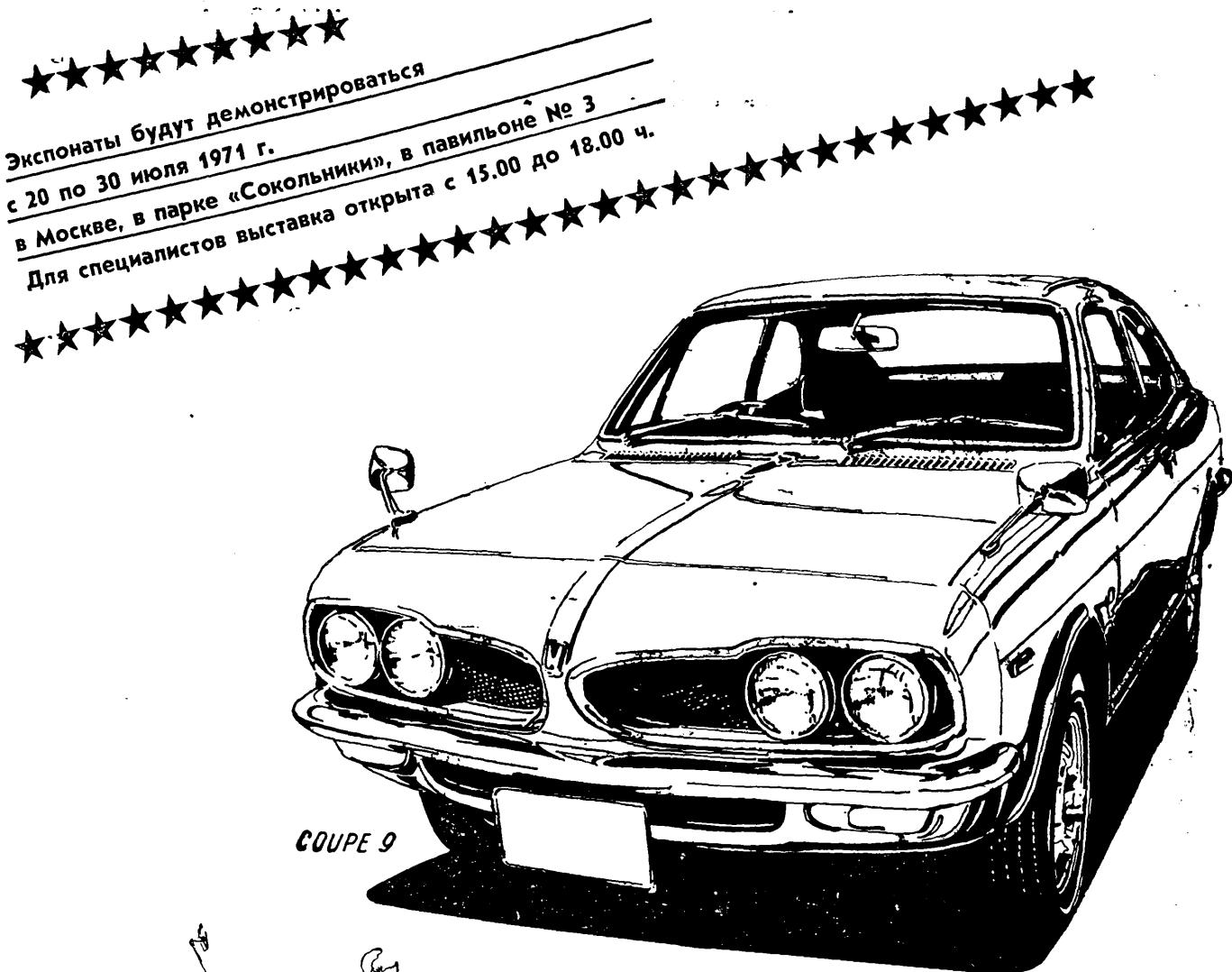


Фирма НИЧИМЕН Ко., Лтд

ЭКСПОРТЕР:

Токийская контора: 6, 1-тёме, Такара-тё Тюо-ку, Токио, Япония Телеграфный адрес: NICHIMENCO TOKYO
Телекс: ТК 2339, 2330 МОСКОВСКОЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВО: Москва, ул. Гиляровского, 8—8А.

Фирма ХОНДА задает тон в области производства транспортных средств с четырехтактными двигателями!



Мотоциклы
ХОНДА

Французские
мотоциклы

Итальянские
мотоциклы
Автомобили ХОНДА
Моторные транспортные
средства ХОНДА
Западногерманские
мотоциклы
Австрийские мотоциклы
Британские мотоциклы



HONDA
HONDA MOTOR CO LTD TOKYO JAPAN

Вологодская областная универсальная научная библиотека

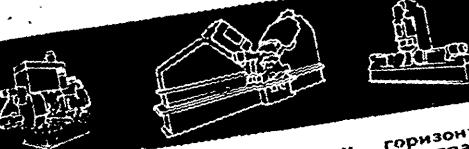
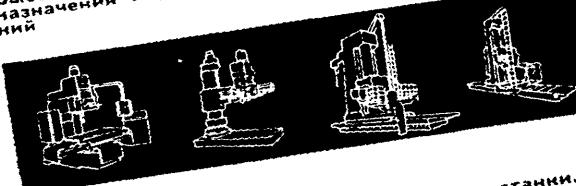
www.booksite.ru

STAVELEY

СТАНКИ ВЫСОКОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

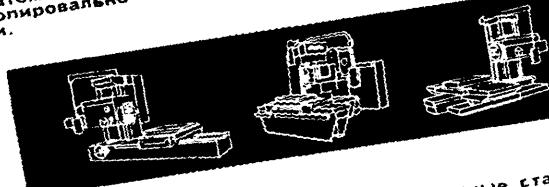
Фирма Ставели Машин Тулз Лимитед при 5000 работающих выпускает в широком ассортименте станки перспективного назначения для повышения производительности машиностроительной промышленности

АРЧДЭИЛ
Высокопроизводительные станки специального назначения и для автоматических станочных линий



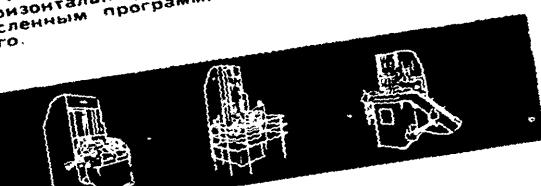
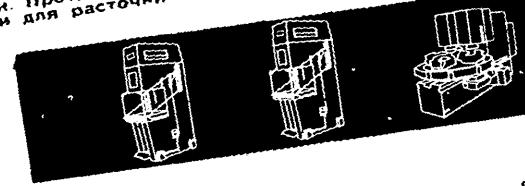
АСКВИД
Радиальные, сверлильные, вертикальные и горизонтально-расточечные станки с числовым управлением или без него. Горизонтально-расточечные и фрезерные станки с низко расположенным столом. Вертикальные фрезерные станки постельного типа.

ДРАММОНД
Автоматические многорезцовые токарные станки. Копировально-точарные станки. Зуборезные станки.



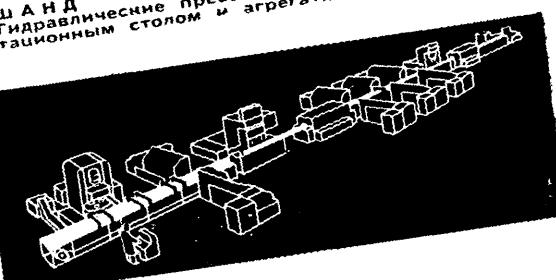
НЕРНСРИЧАРДС
Горизонтально-расточечные и фрезерные станки с числовым управлением или без него.

ЛА ПОИНТ
Вертикальные и горизонтальные протяжные станки. Протяжный инструмент и оборудование. Станки для расточки глубоких отверстий.



ШАНД
Гидравлические прессы. Фрезерные станки с ротационным столом и агрегатные станки.

Комплектные автоматические станочные линии для автотранспортной промышленности.



Мы будем рады показать Вам наш стенд на Выставке британского станкостроения, Парк «Сокольники», Москва с 22 июля по 3 августа



Member company of
Staveley Industries Ltd.

STAVELEY MACHINE TOOLS LTD

Export Marketing Division,

Portland House, Stag Place, London S.W.1