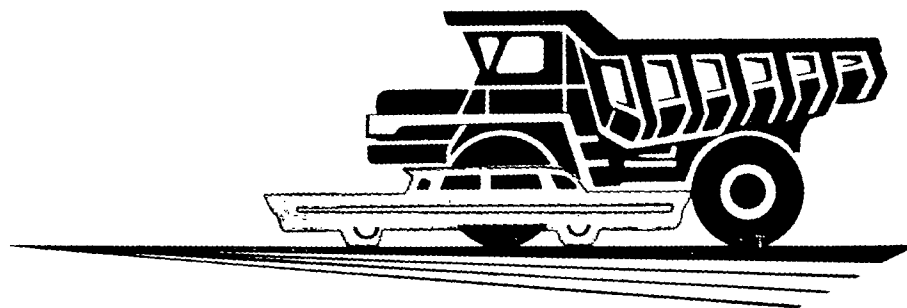


**А**

**АВТОМОБИЛЬНАЯ  
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

**1979**

**8**





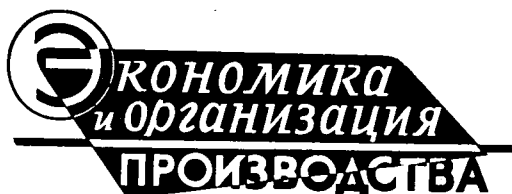
# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1979

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XLV



УДК 629.113.658.008

## Организация смазки технологического оборудования на автозаводе

Канд. техн. наук В. И. КОЗЫРЕВ

Московский автомеханический институт

ЭФФЕКТИВНЫМ средством, направленным на поддержание технического состояния и производительной работы оборудования, уменьшение времени его простоя из-за ремонтов, сокращение расходов на обслуживание и ремонт основных средств завода, является комплексная система организации работ по смазке.

В основу организации комплекса работ по смазке оборудования закладывается регламентация по срокам выполнения операций смазки, количеству и маркам смазочных материалов, а также времени, отведенному на каждую операцию в соответствии с нормативами.

Объектом планирования при регламентированной профилактической смазке оборудования является отдельная точка станка, подлежащая обслуживанию (масленки всех типов, заливные горловины гидро- и маслобаков, сливные пробки, приборы систем смазки и гидравлики, т. е. 20—25 точек на каждом станке).

Составление плановых заданий на работы по смазке оборудования является трудоемкой операцией. Согласно нормативам один смазчик должен обслуживать не менее 110 станков. Расчет и составление нормированного задания одному смазчику только на обслуживание точек станка с недельной периодичностью — большая трудоемкая работа. Оценка этой трудоемкости может быть получена методом моделирования с использованием картотеки точек смазки станка.

Время, которое надо затратить на составление нормированного задания одному смазчику, можно определить по формуле

$$T = Nt_1 + \frac{N}{m} t_2 + t_3,$$

где  $N$  — количество станков, обслуживаемых одним смазчиком;

$m$  — периодичность смазки;

$t_1, t_2, t_3$  — время, затрачиваемое соответственно на осмотр одной карты смазки станка, ее обработку и оформление нормированного ежесменного задания.

Таким образом, для подготовки ежесменного задания одному смазчику, обслуживающему 110 станков, должна быть затрачена почти половина рабочего дня экономиста-нормировщика.

Из сказанного следует, что планирование работ по смазке оборудования практически невозможно осуществить на крупном машиностроительном предприятии без помощи электронно-вычислительной техники.

Работы по совершенствованию организации смазочного хозяйства завода можно разделить на две группы:

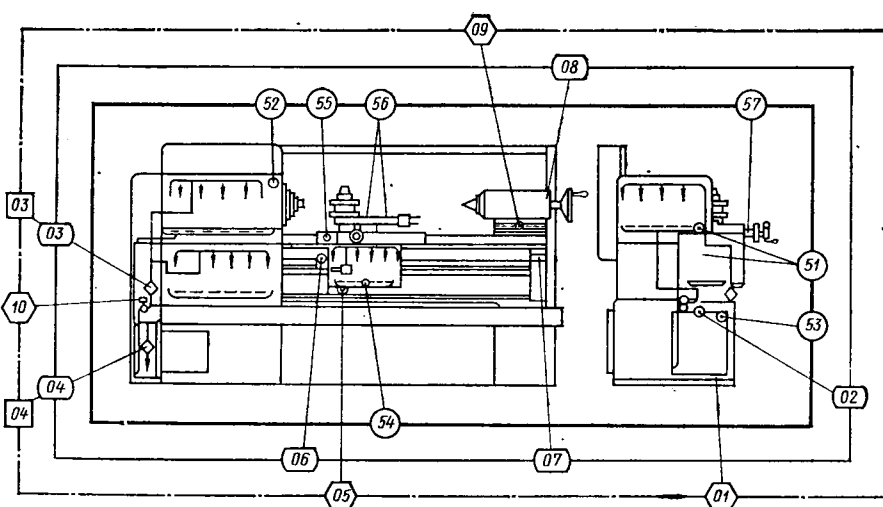
- 1) техническое оснащение работ по смазке;
- 2) нормирование различных работ по смазке оборудования.

К первой группе относится составление карт смазки и изготовление мнемознаков. Карты смазки являются основным документом, регламентирующим работу рабочих-станочников и слесарей-смазчиков при обслуживании механизмов и узлов технологического оборудования. Поэтому работы по совершенствованию и упорядочению смазочного хозяйства завода необходимо начинать с составления карт и схем смазки на каждый находящийся в эксплуатации станок.

Карта смазки состоит из безмасштабной схемы станка (см. рисунок) с указанием точек смазки и указателей контроля наличия смазки, а также таблиц, характеризующих различные операции по смазке (табл. 1).

Эскиз станка выполняется без точных размеров, но с соблюдением пропорций между его частями в соответствии с натуральной величиной. На эскизе должны быть четко отмечены места залива и слива масла, указатели уровня масла, насосы, фильтры, масленки, а также приборы принудительной смазки. Все обслуживаемые точки нумеруются с указанием их места нахождения. Нумерация точек обслуживания ведется по часовой стрелке.

Периодичность смазки указывается на контурах, обрамляющих схему станка. Каждая рамка обобщает все места смазки и соответствующую периодичность обслуживания. На карте наносятся три контурные линии: внутренняя линия (толстая сплошная) — ежедневное обслуживание; средняя линия (тон-



Периодичность смазки:

- Ежедневная
- Ежемесячная
- ◻ Ежедневная
- ⬡ Полугодовая

кая сплошная) — еженедельное обслуживание; внешняя линия (штрихпунктирная) — ежемесячные и более длительные периоды обслуживания.

Номер места (точки) обслуживания указывается рядом с фигурой, характеризующей режим обслуживания на соответствующей данному режиму линии контура.

Комплекс работ по смазке находящегося в эксплуатации оборудования требует четкого определения мест и режима смазки, а также марок применяемых смазочных материалов. Для этой цели рекомендуется система мнемознаков различной конфигурации и расцветки.

Фигура мнемознака определяет режим обслуживания, а ее цвет — марку смазочного материала. При этом основной цвет фигуры обозначает назначение смазочного материала, а цвет центра фигуры — вязкость и марку смазочного материала. Основные размеры фигур мнемознаков приведены в табл. 2.

Таким образом, окрашенные фигуры определенной формы, прикрепленные вблизи мест смазки, обозначают место смазки, марку смазочного материала, периодичность смазки. Рекомендуемые формы фигур и условные обозначения марок применяемых смазочных материалов используются при составлении планов различных работ по смазке оборудования с помощью вычислительной техники. Фигуры мнемознаков выполнены на алюминиевых пластинках, покрытых эмалью, их прикрепляют на станке рядом с номером точки обслуживания согласно карте смазки.

Планирование и анализ выполнения комплекса работ по смазке станочного парка завода осуществляются на основе трудовых и материальных нормативов. Нормативы являются организующей основой системы межремонтного профилактического обслуживания оборудования и представляют собой комплекс взаимосвязанных и дополняющих друг друга качественных и количественных показателей и технически обосно-

ванных норм, отражающих конструкторско-технологические свойства конкретных видов и марок станков.

Действующие на заводе нормативы различных работ по смазке технологического оборудования разработаны на основе анализа общемашиностроительных типовых норм обслуживания для вспомогательных рабочих применительно к организационно-техническим условиям прогрессивной комплексной системы организации работ по смазке с использованием электронно-вычислительной техники.

С целью четкой организации комплекса работ по смазке оборудования на заводе разработаны типовые правила (инструкции) для рабочих-станочников, слесарей-смазчиков, инспекторов служб смазочного хозяйства, слесарей и ремонтных мастеров, а также начальников и мастеров основных производственных цехов завода. Эти правила (инструкции) регламентируют ответственность за сохранность, обслуживание и эксплуатацию закрепленного за производственным персоналом завода оборудования, проведение инспекторского контроля за исполнением утвержденных заданий и обязанностей.

Типовые правила, должностные инструкции и другой методический материал составили основу стандарта предприятия на проведение комплекса организационно-технических мероприятий по смазке основного оборудования завода.

Такой стандарт разработан и внедрен во всех службах смазочного хозяйства и внедрен во всех службах смазочного хозяйства завода. На эти службы возложены следующие функции: методологическое обеспечение работ по смазке оборудования; инспекторский контроль за организацией проведения всех работ и его качеством; обеспечение специализированных участков и бригад цехов ремонтного обслуживания необходимым инвентарем и смазочными материалами (через склады завода); изготовление и заполнение карт смазки на эксплуатируемое оборудование, изготовление и установку мнемознаков для различных точек смазки; создание и ведение на ЭВМ информационного массива работ по смазке оборудования; анализ выполнения ежесменных нарядов на смазку; взаимосвязь с информационно-вычислительным центром завода и анализ машинных документов по смазке; разработка инструкций по организации смазки оборудования.

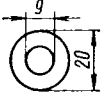
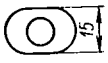
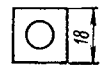

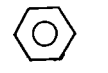
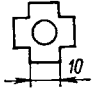
Одной из важнейших работ служб смазочного хозяйства различных производств завода является анализ номенклатуры применяемых масел с целью возможного их сокращения, что позволяет значительно уменьшить количество емкостей и приспособлений для хранения и раздачи смазочных материалов, способствует упрощению и ускорению работы слесарей-смазчиков, исключает возможность ошибок в применении смазочных материалов.

Среди множества работ по совершенствованию организации управления смазкой станочного парка завода особое место занимает автоматизация. Применение электронно-вычислительной техники способствовало ликвидации трудоемких ручных процедур при организации межремонтного профилактиче-

Таблица 1

Завод	Карта смазки				Типоразмер		Наименование оборудования	Токарно-винторезный станок						Типоразмер								
	Применяемость				6			Применяемость						7 8								
	1	2	3	4	5	Нормы		Завод		„Красный пролетарий“												
						масло	время	Модель		16К20												
Виды работ	сообщение	№ точки	Шифр		Номенклатурный номер масла	кг	г	мин	доли мин	Код карты	Сообщение	Инвентарный номер станка		Код места эксплуатации станка		Дата последнего обслуживания		Состояние	Количество точек смазки			
			периодичности	прибора								типоразмер	порядковый номер	цех	участок	линия	Признак			день	месяц	год

Автомобильная промышленность № 8, 1979 г.

Условные обозначения	Режим смазки и смазывающий материал
	Ежедневная смазка. Основной цвет фигуры красный — масло для обычных узлов трения; белый цвет центра фигуры — масло вязкостью 37—46 сСт
	Еженедельная смазка. Основной цвет фигуры черный — масло для высоконагруженных шестеренчатых передач; красный цвет центра фигуры — масло вязкостью 214—266 сСт
	Ежемесячная смазка. Основной цвет фигуры белый — масло для шпинделей и высокоскоростных механизмов; синий цвет центра фигуры — масло вязкостью 3—5 сСт
	Ежеквартальная смазка. Основной цвет фигуры зеленый — масло для плавного перемещения суппортов; красный цвет центра фигуры — масло вязкостью 92—107 сСт
	Полугодовая смазка. Основной цвет фигуры синий — масло для гидравлических систем; синий цвет центра фигуры — масло вязкостью 13 сСт
	Годовая смазка. Основной цвет фигуры синий — масло для гидравлических систем; красный цвет центра фигуры — масло вязкостью 28—31 сСт

ского обслуживания, своевременной и качественной смазке станочного парка завода, ритмичной работе различных производств завода, выпуску высококачественной продукции, повышению производительности труда, получению наиболее полной фондоотдачи основных средств завода.

Основными задачами автоматизации управления работами по смазке оборудования являются: расчет обоснованных планов проведения различных операций по смазке; оперативный контроль состояния выполнения рассчитанных на ЭВМ нормированных заданий на проведение различных работ по смазке оборудования; количественный и качественный анализ работ по смазке; учет трудовых и материальных затрат, связанных с выполнением различных операций по смазке; получение статистических данных для анализа выполнения рассчитанных на ЭВМ планов работ и заложенных в «память» машины различных нормативов по смазке оборудования; формирование требований к качеству выполнения различных работ по смазке, сортности и химическому составу применяемых смазочных материалов, эксплуатации действующего оборудования; выявления случаев, требующих изменения конструкции систем смазки и гидравлики или действующей технологии проведения различных операций по смазке.

При расчете различных планов работ по смазке определяются оптимальные сроки по каждому инвентарному номеру, находящемуся в эксплуатации. Расчеты производится так, чтобы трудоемкие операции планировались на те же календарные сроки, что и другие операции. Это обеспечивает одновременное обслуживание всех точек смазки находящегося в эксплуатации оборудования на основе рассчитанных и утвержденных нормативов.

Например, при планировании выполнения полугодового цикла работ по смазке должны быть осуществлены также квартальные, месячные и недельные работы.

В алгоритме плановых расчетов предусмотрен ряд ограничений: для квартальных, полугодовых и годовых работ допустимо изменение периодичности на  $\pm 10\%$ . Поэтому информация, на основе которой рассчитываются различные планы, просматривается на соответствующее количество дней вперед по отношению к рассчитываемому периоду.

Машина рассчитывает объем работ по смазке, требующий останова технологического оборудования. Эти работы будут

запланированы для выполнения в третью смену или в выходные (праздничные) дни.

В случае необходимости расчетов с помощью ЭВМ различных планов по смазке определенного типа или количества технологического оборудования, алгоритмом машинных расчетов предусмотрена выдача этой информации по запросам.

В выходных машинных отчетах и оводках расчетов различных планов по смазке информация группируется по каждому цеху ремонтного обслуживания завода; бригадам внутри этого цеха; производственным цехам, обслуживаемым этими бригадами; группам цехов — отдельным производствам завода; заводу в целом.

Формирование нормированных заданий на выполнение различных работ по смазке технологического оборудования осуществляется на недельный цикл работ каждой бригаде смазчиков.

При этом ЭВМ учитывает разбросанность станков при выборе оптимального маршрута работы смазчиков; требование обеспечения равномерной загрузки смазчиков в течение каждого планового периода; необходимость соблюдения установленных интервалов (нормативов времени) обслуживания находящегося в эксплуатации оборудования.

Особо сложные работы, требующие останова оборудования, машина будет планировать на одни сроки с проведением планово-предупредительных ремонтов. Если же последнее условие невыполнимо, то, не превышая допустимого интервала обслуживания, ЭВМ такие работы будет планировать на третью смену или на выходные дни.

Данные для формирования нарядов берутся из информационного массива месячных планов работ по смазке. Расчет допустимой суммарной трудоемкости работ по смазке, которые выводятся в наряд, производится по формуле

$$T_d < \left( \sum_1^{i-1} t_i + \Delta t_i \right) \leq T_{cm},$$

где  $\sum_1^{i-1} t_i$  — суммарная трудоемкость работ по наряду,

включая обслуживание  $(i-1)$  единицы оборудования;

$\Delta t_i$  — допуск на величину сменной загрузки смазчика;

$T_{cm}$  — продолжительность рабочей смены;

$T_d$  — допустимая продолжительность рабочей смены.

В процессе формирования нарядов ЭВМ «просматривает» записи информации месячных планов работ по смазке, определяя по каждой единице оборудования необходимые работы в данный плановый период. Наиболее оптимальным периодом, на который рассчитывают нормированные задания — наряды, является рабочая неделя. Таким образом, можно осуществлять планирование работ в конце каждой недели на следующую. В этом случае с достаточной оперативностью учитываются коррективы ранее рассчитанных планов по смазке.

Алгоритмом машинного расчета различных работ по смазке предусматривается равномерная загрузка смазчиков в течение каждого планового периода. В связи с этим наряды формируются таким образом, чтобы свести к минимуму возможные отклонения сменного, суточного и недельного фондов времени для бригад смазчиков. При невозможности соблюдения указанных условий работы, имеющие низший приоритет, выводятся в дополнительные наряды.

Все выданные наряды хранятся в памяти ЭВМ. Эта информация вместе с данными обратной связи (вторая часть наряда заполняется бригадиром) позволяет проводить оперативный учет, контроль и анализ выполнения работ по смазке, а также корректировать рассчитанные ранее планы.

Вид нормированного задания приведен в табл. 3.

Расчет экономической эффективности новой системы организации смазки технологического оборудования завода производился по формуле

$$\mathcal{E} = \frac{П}{\Phi_p},$$

где  $П$  — прибыль, получаемая заводом за счет факторов, зависящих от ремонтного хозяйства (тыс. руб.);

$\Phi_p$  — производственные фонды ремонтного хозяйства завода (тыс. руб.).

Прибыль, получаемая заводом за счет факторов, зависящих от ремонтного производства ( $П$ ):

$$П = П_1 + П_2 - У,$$

где  $П_1$  — прибыль, получаемая в результате сокращения издержек ремонтного хозяйства (тыс. руб.);

$П_2$  — прибыль, получаемая за счет выпуска дополнительной продукции в результате сокращения простоя оборуду-

Выдано программой АСУ—ремонт ЦРО Бригада Участок Единиц оборудования по наряду							Наряд на выполнение работ по смазке технологического оборудования							Дата выдачи Период выполнения: с . . . . . по . . . . . Условные обозначения: Шифры циклов работ: 01 — недельный; 26 — полугодовой; 04 — месячный; 52 — годовой 13 — квартальный;					
Инвентарный номер		Код места эксплуатации			Норма времени на цикл (мин)	Смазочный материал		Смазь в регенерацию (кг)	Дата выполнения			Номенклатурный номер используемой смазки (в случае замены)	Подпись лица, разрешившего замену		Фактически слано в регенерацию	Шифр причины невыполнения	Шифр замечания	Табельный номер смазчика	Фамилия, имя, отчество смазчика, подпись
Типоразмер	№ по порядку	Цех	Участок	Линия		Цикл	Номенклатурный номер		Норма (кг)	Число	Месяц		Год	Должность					
10338 12055	002 001	014 014	30 30	004 004	01 04	000,800 028,500	1802030 1802030	0001,400 0010,115	0000 0001***	07 07	01 01	79 79	1802040		0001		18 3012 3012		
Суммарная трудоемкость по наряду 01 ч 47 мин									Замечания отдела анализа и планирования ремонтов оборудования				Бюро отдела труда и заработной платы			Подпись бригадира			

дования по причине смазки, удлинения межремонтных периодов (тыс. руб.);

У — убыток (недополученная прибыль) за счет сверхпланового простоя оборудования из-за смазки (тыс. руб.).

Прибыль, полученную предприятием в результате сокращения издержек ремонтного производства  $\Pi_1$ , можно рассчитать по формуле

$$\Pi_1 = (S_6 - S_{от}) p_{от},$$

где  $S_6$ ,  $S_{от}$  — издержки ремонтного производства на 1 руб. реализованной продукции в базисном и отчетном периодах;

$p_{от}$  — объем реализованной продукции в отчетном периоде (руб.).

Проведенные расчеты показали, что в общей сумме прибыли, полученной заводом за счет факторов, зависящих от ремонтного хозяйства, на долю  $\Pi_1$  приходится лишь 28%, а на долю  $\Pi_2$  — 72%.

К основным источникам экономической эффективности реализации указанной системы в сфере управления можно отнести сокращение времени получения плановой информации для

действующего производства; централизацию получения, обработки и анализа всей необходимой информации о техническом состоянии эксплуатируемого оборудования; повышение эффективности и оперативности управления ремонтным персоналом завода; повышение маневренности и гибкости управления ремонтными бригадами внутри цехов ремонта и обслуживания оборудования.

В сфере производства этими источниками может быть увеличение объема выпуска готовой продукции на имеющихся площадях и мощностях оборудования, находящегося в эксплуатации, за счет повышения уровня организации производства и ускорения движения связанной с ним оперативной информации; улучшение использования основных производственных фондов завода за счет применения электронной техники при оперативной работе по обслуживанию; осуществление новых высокопроизводительных технологических процессов в комплексе работ по обслуживанию, которые без АСУ не могут быть освоены.

Опыт внедрения в промышленную эксплуатацию описанной системы выявил ряд трудностей, но и доказал ее действенность и эффективность.



УДК 629.113:621.43.004

## Некоторые особенности износа поверхности цилиндров двигателей

Канд. техн. наук В. Д. ЗЕЛЕНОВА, Т. Б. КНОРОВОЗА,

канд. техн. наук М. М. ЛЕВИТАН

НАМИ

**П** РОЦЕСС износа цилиндров двигателей происходит в две стадии: приработка рабочей поверхности и собственно износ.

В зависимости от антифрикционных свойств материала цилиндров, качества смазки и конструкции двигателя в процессе его приработки возможны приводящие к образованию натиров и задигов локальные изменения геометрии поверхности цилиндров.

Взаимосвязь между этими видами изменения поверхности трения и особенно зависимость их от природы материала с до-

стоверностью еще не установлены. Однако можно предположить, что появление указанных выше дефектов поверхности цилиндров связано с возникновением высоких локализованных температур на их рабочих поверхностях.

Возникновение на трущихся поверхностях высоких локализованных температур и большая скорость охлаждения приводят к явлению «вторичной» закалки в поверхностных слоях металла. Этому процессу особенно подвержены детали из материалов с высоким содержанием углерода (чугуна, высокоуглеродистых сталей).

Таблица 1

Индекс гильзы	Химический состав чугуна в %								Твердость поверхности гильз цилиндров
	C	Si	S	P	Mn	Cr	Ni	Cu	
А	3,24	2,02	0,13	0,15	0,73	0,35	—	0,28	40—41 HRC 181—189 HB
Б	3,19	2,28	0,019	0,040	0,58	0,09	0,31	0,16	
В	3,28*	2,12	0,088	0,15	0,68	0,20	0,10	6,15	187
	2,36	3,0	0,047	0,40	0,56	0,87	17,50		148—155
Г	3,35	3,70	0,008	—	0,36	2,97	—	—	265 HB
Д	2,85	3,10	0,041	0,45	0,59	0,39	0,29	0,1	197—212 HB

\* В числителе — для гильзы, в знаменателе — для вставки.

Нагрев выше температуры фазовых превращений и явление «вторичной» закалки вызывают изменение микроструктуры и физико-механических свойств поверхностных слоев металла (износостойкости и твердости).

Для установления причин появления натиров исследовали структурные изменения рабочей поверхности гильз цилиндров, снятых с двигателей после стендовых испытаний.

Характеристики гильз цилиндров и химический состав чугуна приведены в табл. 1.

Металл, из которого изготовлена гильза, исследовали методом рентгеноструктурного анализа на установке УРС-70. В качестве источника рентгеновского излучения использовали трубки с хромовым анодом. Длина волны рентгеновского излучения  $\lambda_{K\alpha} Cr = 2,287$  кХ и  $\lambda_{K\beta} Cr = 2,08$  кХ. Съемка рентгенограмм проводилась в порошковой камере РКД диаметром 57,3 мм. Количество остаточного аустенита определяли по методу гомологических пар, т. е. сравнивали интенсивность почернения дифракционных линий  $\gamma$ -фазы (аустенита) и  $\alpha$ -фазы (мартенсита).

Исследовали также рабочие поверхности чугунных гильз А цилиндров дизеля и Б, В, Г, Д карбюраторного двигателя. Схема вырезки образцов для рентгеноструктурного анализа приведена на рисунке. Послойный рентгеноструктурный анализ показал, что в местах поверхности гильз со следами натиров имеется слой металла глубиной до 10 мкм с повышенным содержанием остаточного аустенита. В местах поверхности гильз, свободных от следов натиров, и в нерабочей части поверхности гильзы остаточного аустенита не обнаружено. Результаты рентгеноструктурного анализа приведены в табл. 2.

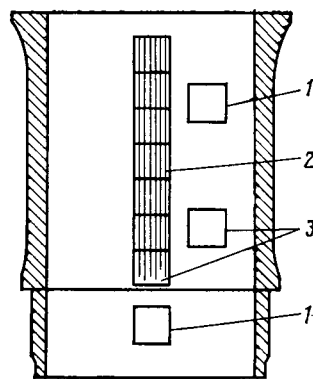
Осмотр гильзы А цилиндров дизеля показал, что на рабочей поверхности гильзы наблюдаются ярко выраженные следы натиров. Микроструктура поверхности последней состоит из пластинчатого перлита с включениями фосфидной эвтектики. Закалка ТВЧ производилась на глубину 1,5 мм, структура закаленного слоя — троостит — мартенсит. Графит в основном крупнопластинчатый. Рентгеноструктурное исследование натиров выявило повышенное содержание остаточного аустенита (до 70—80%).

На рабочей поверхности гильзы Б имеются широкие полосы натиров. Микроструктура поверхности этой гильзы представляет собой пластинчатый перлит и пластинчатый графит прямолинейной и паукообразной формы. В зоне натиров рентгенографическим анализом было обнаружено свыше 10% остаточного аустенита, тогда как в местах поверхности этой гильзы, свободных от следов натиров, и в нерабочей части ее наличия остаточного аустенита не установлено.

В верхней части гильзы В запрессована нирезистовая вставка. После осмотра гильзы на ее поверхности были обнаружены слабые следы натиров как на поверхности вставки, так и на поверхности самой гильзы в виде вертикальных полос, параллельных образующей цилиндра гильзы. Микроструктура вставки гильзы представляет собой аустенит и отдельные включения карбидов до 5%. Графит мелкопластинчатый равномерно распределенный. Микроструктура гильзы — пластинчатый перлит и отдельные включения фосфидной эвтектики. Графит — в основном пластинчатый. В местах мелкопластинчатого графита видны включения феррита.

Методом рентгеноструктурного анализа не обнаружено остаточного аустенита на всей рабочей и нерабочей поверхности этой гильзы. Однако фазовый состав поверхностного слоя различен для мест поверхности гильз с натиром и без них: в

Схема вырезки образцов для рентгеноструктурного анализа:  
1 — следов натиров нет; 2 — четкие следы натиров; 3 — слабые следы натиров



местах поверхности гильзы со следами натиров кроме  $\alpha$ -фазы обнаружен цементит. Дифракционные линии цементита слабые, но вследствие малой поглощающей способности цементита рентгеновских лучей даже слабые линии свидетельствуют о его значительном количестве в поверхностном слое.

В поверхностном слое вставки наличие натиров не сказывается на фазовом составе, представляющем собой крупнокристаллический аустенит и следы  $\alpha$ -фазы.

На рабочей поверхности гильзы Г явных следов натиров не обнаружено. Имеются горизонтальные широкие полосы и очень незначительное количество узких рисок, равномерно распределенных по всей поверхности гильзы. Микроструктура данной гильзы состоит из зернистого перлита и карбидов. Графит в основном шаровидной формы и частично смешанный с пластинчатым. Рентгеноструктурным анализом не обнаружено остаточного аустенита на всей рабочей поверхности гильзы. В местах с горизонтальными полосами дифракционные линии  $\alpha$ -решетки размыты (структура мартенсита).

Наличие мартенсита свидетельствует о возможном локали-

Таблица 2

Индекс гильзы	Фазовый состав поверхностного слоя гильзы цилиндров			
	в местах натиров	в местах слабых натиров	в местах без натиров	нерабочая часть гильзы
А	$\alpha + (70-80\% \gamma)$	$\alpha$ , следы $\gamma$	$\alpha$	$\alpha$
Б	$\alpha$ , 10% $\gamma$	$\alpha$ , следы $\gamma$	$\alpha$	$\alpha$
В	$\alpha + Fe_3C$	$\alpha$	$\alpha$	$\alpha$
Г	$\alpha$ , $Fe_3C$	$\alpha$ , $Fe_3C$	$\alpha$ , $Fe_3C$	$\alpha$ , $Fe_3C$
Д	$\alpha$ и следы окислов	$\alpha$ и следы окислов	$\alpha$ и следы окислов	$\alpha$ и следы окислов

зованном повышении температуры выше температуры фазового превращения. Наряду с  $\alpha$ -фазой обнаружены дифракционные линии решетки карбидов  $Fe_3C$  (крупнокристаллических). Отсутствие аустенита свидетельствует о прохождении процессов отпуска при вторичной закалке, что может быть следствием как недостаточно высокой температуры местного нагрева, так и большой глубины прогретого слоя при трении рабочих поверхностей.

На рабочей поверхности гильзы Д натиров отсутствуют. Микроструктура гильзы представляет собой тонкопластинчатый перлит и отдельные включения фосфидной эвтектики. Графит — пластинчатый с небольшим количеством мелкопластинчатого. Рентгеноструктурным исследованием не обнаружено остаточного аустенита ( $\gamma$ -фазы). Рентгенограммы, полученные с рабочей и нерабочей частей гильзы, идентичны. В местах поверхности гильзы, имеющей черный налет, присутствуют следы окислов.

Было проведено исследование рабочих поверхностей чугунных гильз А и В в местах задиров. Рентгеноструктурное исследование показало, что фазовый состав этих гильз отличен от фазового состава гильз с натиром. Выявлены острые дифракционные линии кристаллической фазы  $\alpha$ -решетки. Это свидетельствует о прогреве металла на большие глубины (до 1 мм). Явление вторичной закалки отсутствует.

Существует распространенное мнение, что образование натиров вызывает на последующих стадиях работы двигателя появление дефектов другого типа — задиров, благодаря которым выходят из строя гильзы и весь двигатель. При исследовании структурных изменений на рабочей поверхности гильз некоторых двигателей было обнаружено, что натиров, появляющиеся на начальных стадиях работы двигателя (приработке), могут оставаться в процессе дальнейшей эксплуатации, не вызывая разрушения. Это подтверждается наличием следов натиров на рабочих поверхностях гильз двигателей, проработавших весь положенный ресурс.

Таким образом, структура натиров характеризуется наличием значительного количества остаточного аустенита (до 80%). Существует корреляция между количеством остаточного аустенита и интенсивностью поверхностных натиров.

# Устройство для исследования цикловых параметров искрового разряда систем зажигания двигателей

Д-р техн. наук Г. Н. ЗЛОТИН, канд. техн. наук В. В. МАЛОВ, С. А. ОВЧАРОВ

Волгоградский политехнический институт

**НАИБОЛЕЕ** распространенным способом изучения характеристик искрового разряда систем зажигания двигателей является регистрация формы импульсов высокого напряжения и тока при помощи электронных (катодных) осциллографов с использованием делителей напряжения и трансформаторов тока. Для измерения напряжений пробы часто пользуются импульсными вольтметрами. Однако эти приборы приемлемы для некоторых исследований работы систем зажигания лишь при установившихся режимах. Так, например, импульсные вольтметры, особенно компенсационного типа, позволяют оценивать лишь средние или максимальные значения  $U_{др}$ . Кроме того, с их помощью нельзя проследить достаточно быстрые изменения напряжений пробы во времени или в ряде последовательных циклов, которые представляют наибольший интерес при исследовании не только неустановившихся, но и установившихся режимов работы двигателя.

Применение катодных осциллографов позволяет более широко регистрировать и изучать параметры искровых разрядов. Однако вследствие нестационарности процессов в цилиндрах и связанными с этим трудностями синхронизации развертки также не удается достаточно эффективно использовать электронные осциллографы обычного типа для анализа изменения характеристик разрядов на работающем двигателе. В связи с этим известные зарубежные образцы специализированных приборов включают сложные схемы синхронизации развертки при установке двигателей внутреннего сгорания [1]. Однако даже с такими анализаторами нельзя решить проблему продолжительной непрерывной регистрации параметров искрового разряда в последовательных циклах, прежде всего при исследовании неустановившихся режимов работы двигателя.

Вызывает интерес анализ возможностей продолжительной непрерывной записи импульсов высокого напряжения или тока современными светолучевыми (шлейфовыми) осциллографами. Однако эти приборы необоснованно продолжают считаться неприемлемыми для регистрации разрядных характеристик систем зажигания [2] и не используются в промышленных масштабах.

Измерительные возможности светолучевых осциллографов определяются прежде всего их чувствительными элементами — осциллографическими гальванометрами. Существующие в настоящее время шлейфовые регистраторы не могут полностью зафиксировать изменения напряжения и тока во время искрового разряда (например, чрезвычайно кратковременные высокочастотные колебания с  $f \approx 10^6 \div 10^7$  Гц, происходящие после пробы искрового промежутка в течение емкостной фазы разряда). Вместе с тем они вполне приемлемы для анализа основных характеристик разряда, имеющих наиболее важное практическое значение: величины максимальных вторичных напряжений и пробы, длительности индуктивной составляющей, напряжения на свече зажигания в течение этой фазы, характеристик тока разряда и др.

Возможность регистрации импульсных сигналов шлейфовыми осциллографами лимитируется в основном формой переднего фронта исследуемых импульсов (скоростью нарастания напряжения) [3]. Известно, что в классических батарейных и большинстве электронных систем зажигания импульсы на-

пряжения при разомкнутой вторичной цепи (отсутствии разряда) представляют собой затухающие колебания синусоидальной формы с  $f = 1500 \div 8000$  Гц с наложенными иногда на них более высокочастотными колебаниями небольшой амплитуды. Крутизна фронта импульса высокого напряжения при этом обычно находится в пределах 0,15—0,95 кВ/мкс.

В Волгоградском политехническом институте проведены исследования по обоснованию возможности регистрации параметров искрового разряда систем зажигания светолучевыми осциллографами. Они показали, что рабочие характеристики современных отечественных высокочастотных унифицированных гальванометров (например, М1014-10000, М1015-10000, М1015-150000 и др.) вполне удовлетворяют требованиям регистрации рассматриваемых сигналов. Задача, однако, заключается не только в правильном подборе частотных характеристик регистрирующих гальванометров, но и в согласовании их сопротивления и характеристик токов с входными цепями, в частности, с высоковольтным делителем. Последнее достигается применением особых согласующе-усилительных устройств.

На базе этих исследований и разработанного на их основе метода регистрации цикловых параметров искрового разряда систем зажигания двигателя с помощью шлейфовых осциллографов были созданы опытные образцы приборов, позволяющих осуществлять не только экспресс-диагностику систем зажигания двигателей, но и углубленные научные исследования в стендовых и реальных эксплуатационных условиях.

Один из вариантов прибора, рассматриваемого нами, позволяет:

- 1) регистрировать на ленте шлейфового осциллографа цикловые импульсы напряжения искрового разряда и вторичного напряжения различных типов систем зажигания на свечах работающего двигателя или на стандартных разрядниках;
- 2) измерять амплитудные значения напряжений пробы на свечах зажигания работающего двигателя и амплитудные величины вторичного напряжения систем зажигания с помощью стрелочного прибора;
- 3) наблюдать на экране катодного осциллографа импульсы напряжения искрового разряда или вторичного напряжения с использованием высоковольтного делителя прибора;
- 4) регистрировать на ленте шлейфового или на экране катодного осциллографов характеристики тока искрового разряда.

Максимальное измеряемое напряжение 30 кВ, величина тока 0,5 А. Питание прибора от сети 220 В  $\pm 20\%$  или бортовой сети автомобиля. Габариты прибора — 280×165×250 мм, масса — 2,5 кг.

На рис. 1 приведен общий вид прибора в комплекте с модифицированным вариантом малогабаритного катодного осциллографа.

Блок-схема и принципиальная электрическая схема прибора приведены соответственно на рис. 2 и 3. Прибор имеет два измерительных канала (регистрация на ленту шлейфового осциллографа и измерения стрелочным прибором) и отдельный выход для подключения катодного осциллографа. Измеряемые параметры (напряжение или ток) снимаются с высоковольтных цепей системы зажигания при помощи преобразующего устройства (высоковольтный делитель напряжения или преобразователь тока) и поступают на переключатель I рода работы (рис. 2). Напряжение с переключателя может подаваться на вход каналов I или II либо на вход катодного осцил-

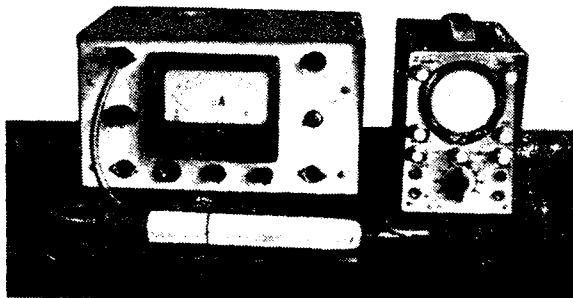


Рис. 1. Общий вид прибора

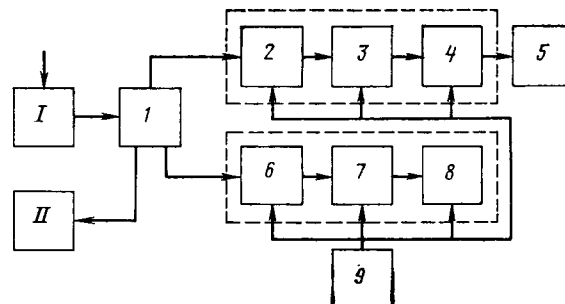


Рис. 2. Блок-схема прибора

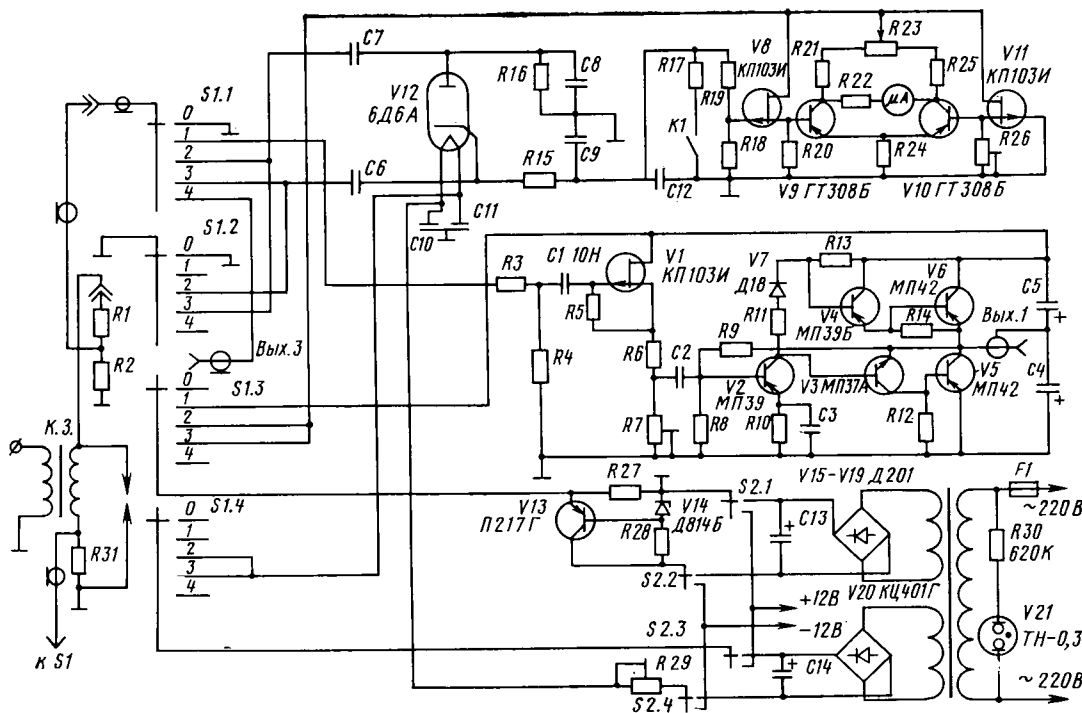


Рис. 3. Принципиальная электрическая схема прибора

лографа. Каскады 2—4 канала I выполняют роль согласующе-усилительного устройства. Входной каскад 2 обладает высоким входным сопротивлением. Усиление сигнала, необходимое для применения наиболее высокочастотных (сильноточных) гальванометров, производится соответственно предварительным и конечным усилителями 3 и 4. Низкоомный выход канала I соединяется с гальванометром шлейфового осциллографа 5.

Канал II включает пиковый детектор 6, усилитель постоянного тока 7 с высоким входным сопротивлением и балансный выходной каскад 8. На выходе этого канала включен стрелочный индикатор, градуированный в киловольтах. Блок питания прибора 9 включает стабилизированный выпрямитель для питания транзисторных каскадов от сети 220 В и отдельный мостовой выпрямитель для питания постоянным током накала лампы пикового детектора. Переключателем S2 (рис. 3) осуществляется переход на питание от бортовой сети автомобиля.

Высоковольтный делитель, состоящий из специальных малоиндуктивных резисторов R1 и R2, конструктивно выполнен в виде выносного щупа с контактной иглой и зажимом. Корпус делителя изготовлен из фторопласта, нижняя часть его входит в стальной заземленный стакан-рукоятку. При помощи экранированного кабеля делитель соединяется с входом прибора.

Неравномерность амплитудно-частотной характеристики резистивного делителя вполне удовлетворяет сравнительным испытаниям широкого круга классических и электронных систем зажигания, частотные характеристики вторичного напряжения которых лежат в указанных выше пределах. Наилучшие показатели имеют компенсированные резистивно-емкостные делители, однако конструктивно они значительно сложнее. Емкостные высоковольтные делители вносят существенные амплитудные искажения при испытаниях различных по своим параметрам систем зажигания и не могут быть рекомендованы для высокоточной комплексной регистрации характеристик их искровых разрядов.

Токовые характеристики разряда измеряются либо с помощью малогабаритных трансформаторов тока, размещаемых на высоковольтных проводах системы, либо по падению напряжения на специальных малондуктивных резисторах (сопротивлением до 10 Ом), включаемых последовательно со вторичной обмоткой катушки зажигания со стороны заземляемого вывода. В последнем случае требуются варианты катушек с разделенными обмотками.

Переключатель рода работ S1 на пять положений 0—4 (рис. 3) содержит две керамические галетные платы. Секции S1.1 и S1.2 служат для коммутации входа, а секции S1.3—S1.4 — для коммутации питающих напряжений.

В положении «0» прибор выключен. В положении «1» измеряемое напряжение с высоковольтного делителя через контакт 1 платы S1.1 поступает на вход канала регистрации на

шлейфовый осциллограф. При этом через контакт 1 платы S1.3 стабилизированное напряжение —9 В подается для питания каскадов канала I.

С переключателя рода работ сигнал поступает на входной делитель канала, выполненный на резисторах R3 и R4, с него — через конденсатор C1 — затвор полевого транзистора V1. Предварительный и конечный усилители выполнены на транзисторах V2—V6. Выход рассчитан на работу с гальванометрами типа M1014-10000, M1015-15000, имеющими максимально допустимые значения рабочего тока 80 мА. Ток покоя усилителя близок к нулю. Со шлейфовым осциллографом выход прибора соединяется экранированным кабелем.

Переключатель рода работ и схема канала II обеспечивают измерение стрелочным прибором амплитуд импульсов напряжения как положительной, так и отрицательной полярности, отсчитываемых относительно линии нулевого потенциала. Чаще всего импульсы напряжения систем зажигания автомобильных двигателей имеют отрицательную полярность.

Во время работы со стрелочным прибором переключатель устанавливается в положения «2» или «3». При этом измеряемое напряжение с высоковольтного делителя через переключатель полярности (контакты 2, 3 плат S1.1 и S1.2) и разделительные конденсаторы C6 и C7 подается либо на анод, либо на катод лампы пикового детектора. Соответствующие контакты платы S1.3 коммутируют стабилизированное напряжение —9 В на питание каскадов канала II и отключают цепи питания канала I. Одновременно через контакты 2 и 3 платы S1.4 подается напряжение накала лампы пикового детектора.

Диодный пиковый детектор служит для преобразования измеряемого импульсного напряжения в постоянное. Нагрузкой пикового детектора являются резисторы R18 и R19, которые образуют делитель, необходимый для согласования его с последующими каскадами. При повторных измерениях для ускорения возврата стрелки индикаторного прибора к нулю (вследствие большой постоянной времени разряда конденсатора детектора) служит кнопка сброса K1 — «разряд», уменьшающая сопротивление нагрузки детектора путем подключения резистора R17.

С делителей R18, R19 сигнал поступает на балансную схему, собранную на транзисторах V8—V11. Полевой транзистор V8 и биполярный транзистор V9 выполняют роль усилителя постоянного тока, а транзисторы V11 и V10 формируют опорное напряжение. Включение полевого транзистора V8 по схеме с общим стоком позволяет получить высокое входное сопротивление, что устраняет влияние балансной схемы на работу пикового детектора.

В положении «4» переключателя рода работы измеряемое напряжение с высоковольтного делителя через контакты платы S1.1 подается через экранированный кабель на вход катодного осциллографа. При этом питание каналов I—II выключается.

Описанный прибор представляет собой один из относительно несложных вариантов схемного решения анализатора, сочетающего возможности регистрации цикловых и интегральных параметров искрового разряда. Подобные приборы эффективно использовались при многих лабораторных и промышленных испытаниях и исследованиях систем зажигания двигателей различного назначения: поршневых и роторно-поршневых автомобильных двигателей, газовых двигателей мотокомпрессорных станций магистральных газопроводов и др. В сочетании с современными высокоскоростными светолучевыми осциллографами, оснащенными мощными осветительными лампами и прецизионными отметчиками времени, прибор позволяет получать высококачественные, несущие ценную информацию осциллограммы разрядных процессов различных типов систем зажигания в последовательных циклах работающего двигателя.

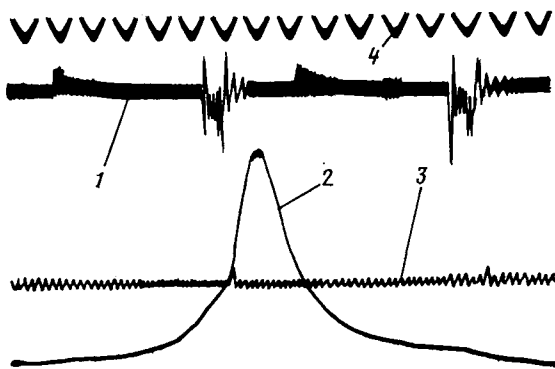


Рис. 4. Образец осциллограммы: 1 — импульсы напряжения искрового разряда; 2 — индикаторная диаграмма; 3 — отметчик угла поворота коленчатого вала; 4 — отметчик времени

На рис. 4 в качестве примера показан фрагмент синхронной регистрации на ленте шлейфового осциллографа индикаторной диаграммы и характеристик искрового разряда (по напряжению) при работе двигателя с батарейной системой зажигания. Особая оперативность в анализе работы систем зажигания достигается при использовании в осциллографах бумаги типа УФ, не требующей фотохимической обработки.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Edmond R. Pelta, Kenneth Stewart Gold. System for testing the ignition of an internal combustion engine. Патент США кл. 315/22 (НО1 j 29/70), 1973, № 3714499.
2. Глезер Г. Н., Опарин И. М. Автомобильные электронные системы зажигания. М., Машиностроение, 1977.
3. Светолучевые осциллографы./В. Хертель и др. М.—Л., Энергия, 1965.

УДК 629.113:621.43

## Исследование комбинированной системы очистки воздуха двигателей

И. Г. РУЗАЕВ, А. Р. СТРИКОВСКИЙ

НАМИ

ОДНИМ из эффективных и экономически целесообразных путей повышения долговечности и технического уровня автомобильных двигателей является улучшение очистки поступающего в них воздуха.

Благодаря применению высокоэффективных воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами значительно снижается интенсивность изнашивания деталей цилиндропоршневой группы двигателей, т. е. повышается их долговечность [1 и 2].

Помимо эффективности очистки воздуха от пыли наиболее важными параметрами воздухоочистителей являются: продолжительность работы до достижения предельно допустимого сопротивления; сопротивление потоку засасываемого двигателя воздуха; удельный объем, характеризующий компактность конструкции; удельная пылеемкость, свидетельствующая о совершенстве конструкции.

В зависимости от типа автомобиля и условий эксплуатации применяются либо одноступенчатые, либо комбинированные двухступенчатые воздухоочистители с картонными фильтрующими элементами. В качестве первой ступени очистки воздуха двухступенчатых воздухоочистителей обычно используются инерционные воздухоочистители [2].

Основным назначением первой ступени очистки воздуха является снижение пылевой нагрузки на вторую ступень воздухоочистителя и, следовательно, увеличение продолжительности работы его до технического обслуживания. Наибольшее распространение на грузовых автомобилях за рубежом полу-

чили двухступенчатые воздухоочистители с картонными фильтрующими элементами типа «Циклопак» (рис. 1, а). Ограниченное применение находят комбинированные воздухоочистители с картонными фильтрующими элементами, в качестве первой ступени которых используются батареи циклонов со сбором отсепарированной пыли в бункере или батареи прямоточных циклонов с автоматическим удалением отсепарированной пыли с помощью газового эжектора.

На отечественных грузовых полноприводных автомобилях применяется комбинированная система очистки воздуха (рис. 1, б), в качестве первой ступени которой используется коническая инерционная решетка с автоматическим удалением отсепарированной пыли с помощью газового эжектора.

Ограниченное применение батарей циклонов в системах очистки воздуха объясняется их большими габаритными размерами, материалоемкостью, сложностью конструкции и изготовления.

В качестве первой ступени очистки воздуха в воздухоочистителях типа «Циклопак» используется прямоточный моноциклон со сбором отсепарированной пыли в бункере. Основным недостатком такого воздухоочистителя является низкая эффективность очистки воздуха от пыли (не превышающая 70%) по сравнению с батареями циклонов и инерционной решеткой (85—90%). К преимуществам прямоточного моноциклона «Циклопак» необходимо отнести компактность конструкции (он устанавливается непосредственно на фильтрующем элементе или в корпусе воздухоочистителя) и низкое аэродинамическое сопротивление. Исследования показали, что для обеспечения наибольшей продолжительности работы двухступенчатого воздухоочистителя коэффициент пропуска пыли первой ступени  $\epsilon_1$  должен находиться в пределах 8—15% (рис. 2). Дальнейшее снижение коэффициента  $\epsilon_1$  не приводит к увеличению продолжительности работы  $\tau$  двухступенчатых воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами по следующим причинам.

С уменьшением размера частиц пыли, поступающей на фильтровальный картон, удельная пылеемкость последнего резко сокращается; кроме того, уменьшается ресурс работы воздухоочистителя до предельного сопротивления из-за повышенного сопротивления первой ступени.

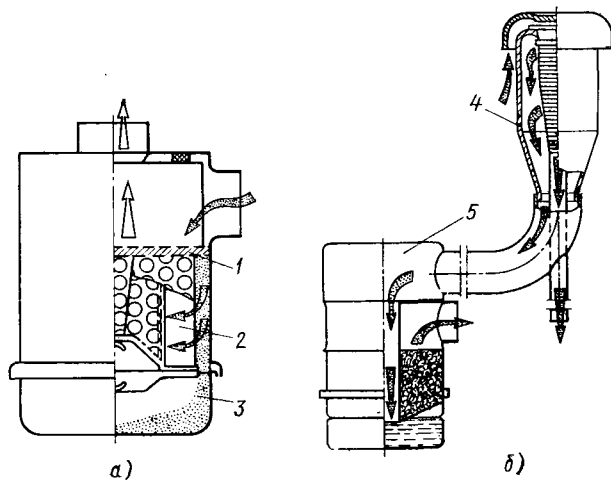


Рис. 1. Комбинированные двухступенчатые воздухоочистители: 1 — прямоточный моноциклон; 2 — картонный фильтрующий элемент; 3 — бункер для сбора отсепарированной пыли; 4 — коническая инерционная решетка; 5 — инерционно-масляный воздухоочиститель

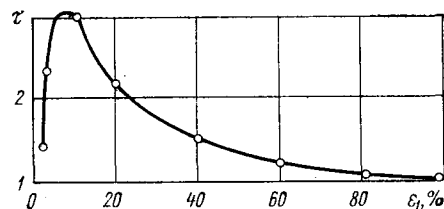


Рис. 2. Зависимость относительного времени работы  $\tau$  двухступенчатого воздухоочистителя от коэффициента пропуска пыли первой ступени  $\epsilon_1$

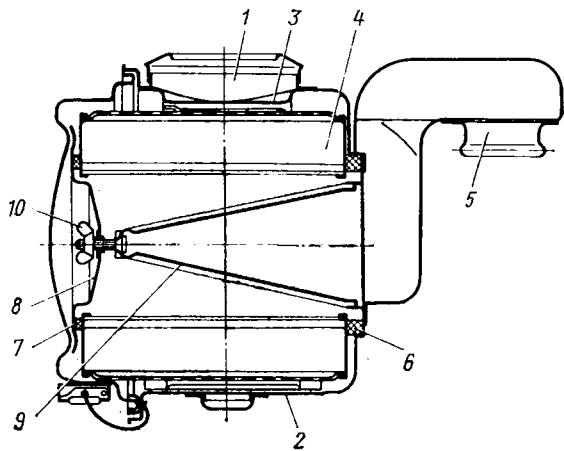


Рис. 3. Двухступенчатый воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом

К габаритным размерам воздухоочистителей автомобилей предъявляются жесткие требования, поэтому перспективной является конструкция комбинированного воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом, у которого в качестве первой ступени используется криволинейная инерционная решетка, встроенная в корпус воздухоочистителя (рис. 3). Установка такой инерционной решетки при достаточно высокой эффективности очистки воздуха от пыли ( $\epsilon = 10\div 20\%$ ) обеспечивает компактность двухступенчатого воздухоочистителя.

Поток запыленного воздуха поступает в патрубок подвода воздуха 1, движется по криволинейным каналам, образованным корпусом 2 воздухоочистителя и инерционной решеткой 3, попадает в щели, образованные отгибами листового материала решетки. При этом содержащиеся в воздухе пылевые частицы под действием сил инерции отбрасываются к корпусу воздухоочистителя. Отсепарированная таким образом первая ступенью очистки пыль с частью воздуха (10—15%) выбрасывается газовым эжектором (на рисунке не показан) в атмосферу. Окончательная очистка воздуха происходит при прохождении его через картонную штору 4 фильтрующего элемента (вторая ступень очистки).

Очищенный воздух поступает в двигатель по патрубку 5. Фильтрующий элемент в корпусе воздухоочистителя уплотнен прокладками 6 и 7, держателем 8 фильтрующего элемента, траверсой 9 с болтом и гайкой-барашком 10.

Двухступенчатый воздухоочиститель такой конструкции был разработан для двигателей грузовых автомобилей с максимальным расходом воздуха до 500 м<sup>3</sup>/ч. Фильтрующий элемент этого воздухоочистителя по наружному и внутреннему диаметрам унифицирован с фильтрующим элементом воздухоочистителя автомобилей большой грузоподъемности и имеет следующие размеры: наружный диаметр 256, внутренний диаметр 128 и высоту 285 мм. Фильтрующая поверхность картонной шторы равна 4,75 м<sup>2</sup>.

Предварительная оценка удельной пылеемкости картона  $g_k$  фильтрующего элемента воздухоочистителя проводилась по формуле

$$g_k = (0,19 + 0,53 \epsilon_1 - 1,31 v_\phi) \Delta p - f v_\phi + c,$$

где  $\epsilon_1$  — коэффициент пропуска первой ступени в долях единицы;

$v_\phi$  — скорость фильтрации;

$\Delta p$  — сопротивление воздухоочистителя;

$f$  и  $c$  — коэффициенты, зависящие от эффективности очистки первой ступени.

Скорость фильтрации  $v_\phi$  при расходах воздуха 392 м<sup>3</sup>/ч (80%  $Q_n = 490$  м<sup>3</sup>/ч) и 344 м<sup>3</sup>/ч (80%  $Q_n = 430$  м<sup>3</sup>/ч) составляет соответственно 0,0229 и 0,0201 м/с.

Коэффициент пропуска первой ступени очистки  $\epsilon_1$  при указанных расходах воздуха составит примерно 17—20%.

Предельное сопротивление  $\Delta p$  для двухступенчатого воздухоочистителя составляет 700 мм вод. ст. Коэффициенты  $f$  и  $c$  находят экспериментально, они зависят от величин  $\epsilon_1$ .

Для принятых значений  $\epsilon_1$  коэффициенты  $f$  и  $c$  равны соответственно 1920 и 170. Подставив известные значения величин в приведенную формулу, получим  $g_k = 389,2$  г/м<sup>2</sup> при  $v_\phi = 0,0229$  м/с и  $\epsilon_1 = 0,17$  и  $g_k = 395$  г/м<sup>2</sup> при  $v_\phi = 0,0201$  м/с и  $\epsilon_1 = 0,20$ . Испытаниями воздухоочистителя по методике, изложенной в ГОСТ 8002—74, установлено, что при  $v_\phi = 0,0229$  м/с  $\epsilon_1 = 17,05\%$ , а  $g_k = 360$  г/м<sup>2</sup>; при  $v_\phi = 0,0201$  м/с соответственно  $\epsilon_1 = 19,7\%$ ,  $g_k = 415$  г/м<sup>2</sup>. Полученные расчетные и экспериментальные данные свидетельствуют о хорошей сходимости результатов (ошибка не более 8%). Следовательно, используя указанную формулу, можно на стадии проектирования оценить пылеемкость воздухоочистителя, характеризующую продолжительность его работы до технического обслуживания. При стендовых безмоторных испытаниях были определены (табл. 1) основные показатели работы двухступенчатого воздухоочистителя. В этой же таблице приведены показатели работы некоторых отечественных и зарубежных аналогов разработанного воздухоочистителя, а также примененных в настоящее время на грузовых автомобилях инерционно-масляных воздухоочистителей ВМ-16 и ВПМ-3. Из табл. 1 видно, что двухступенчатый воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом обеспечивает значительно более высокую эффективность очистки воздуха от пыли и большую продолжительность работы до технического обслуживания, чем инерционно-масляные воздухоочистители ВМ-16 и ВПМ-3. По величине сопротивления и эффективности очистки разработаный воздухоочиститель не уступает, а по продолжительности работы до предельного сопротивления и удельной пылеемкости превосходит отечественные и зарубежные аналоги.

Чтобы определить, как влияет комбинированная система очистки воздуха на долговечность деталей цилиндро-поршневой группы двигателей и служебные качества воздухоочистителя (надежность, удобство, периодичность и трудоемкость обслуживания и т. д.), были проведены сравнительные эксплуатационные испытания инерционно-масляных ВМ-16 и двухступенчатых воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами на автомобилях-самосвалах с V-образными восьмицилиндровыми двигателями рабочим объемом 6 л. Испытаниям были подвергнуты восемь автомобилей (четыре автомобиля были оборудованы инерционно-масляными и четыре двухступенчатыми воздухоочистителями с картонными фильтрующими элементами). Автомобили эксплуатировались в районах песчаных пустынь.

Долговечность деталей двигателя оценивали по интенсивности изнашивания гильз цилиндров методом вырезанных лунок (ГОСТ 17534—72), а также по содержанию в пробах масла

Таблица 1

Марка воздухоочистителя	Изготовитель, страна	Показатели работы						Условия испытаний		Удельные показатели	
		Номинальный расход воздуха $Q_{ном}$ в м <sup>3</sup> /ч	Сопротивление при номинальном расходе воздуха $\Delta p$ в мм вод. ст.	Коэффициент пропуска пыли в % при		Время работы до предельного сопротивления $t$ в ч	Приведенное время работы для $\phi = 1$ г/м <sup>3</sup> $t_{прив}$ в ч	Предельное сопротивление $\Delta p_{пред}$ в мм вод. ст.	Запыленность на входе в воздухоочиститель $\phi$ в г/м <sup>3</sup>	Удельный объем в л/100 м <sup>3</sup> /ч	Удельная пылеемкость в г/л
				$Q_v = Q_{ном}$	$Q_v = 0,2 Q_{ном}$						
ВМ-16	Московский карбюраторный завод производственного объединения ЗИЛ, СССР	430	240	1,0	4,6	8,0	3,2	500	0,4	1,98	57
ВПМ-3 ВС-4	То же	430	305	1,2	5,3	25,7	10,3	500	0,4	4,41	187
		490	220	0,38	—	13,0	19,5	700	1,5	5,02	370
		430	170	—	0,15	18,0	27,0	700	1,5	5,72	384
FWG 08-0023 „Циклопак“ L-21004 „Ротопамик“	Дональдсон, США Фарр, США	480	180	0,37	—	2,74	2,74	700	1,0	2,60	84
		800	210	0,13	—	10,9	10,9	700	1,0	4,97	193
		520	100	—	0,1	23,1	23,1	700	1,0	7,65	266
STG12-0075	Дональдсон, США	1075	215	0,35	—	12,0	12,0	700	1,0	5,35	193

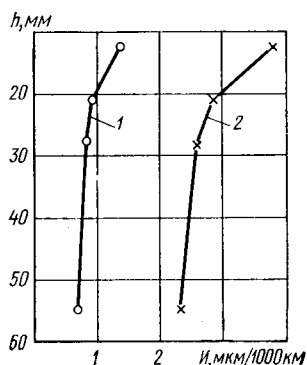


Рис. 4. Интенсивность изнашивания  $h$  гильз цилиндров двигателей: 1 — двигатели укомплектованы двухступенчатыми воздухоочистителями с картонными фильтрующими элементами; 2 — двигатели укомплектованы инерционно-масляными воздухоочистителями ВМ-16;  $h$  — расстояние от верхней кромки гильзы

и в осадках центрифуг элементов индикаторов, что определяли на фотоэлектрической установке МФС-3.

Трудоемкость обслуживания, по данным хронометрирования воздухоочистителя ВМ-16, составляет 31 мин. Обслуживание этих воздухоочистителей проводилось в соответствии с инструкцией по эксплуатации при втором техническом обслуживании автомобиля, что для условий дорожных испытаний соответствовало пробегу автомобиля 7400 км.

Трудоемкость обслуживания двухступенчатого воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом, по данным хронометрирования, заключающаяся в простой замене фильтрующего элемента, составляет около 5 мин.

За время испытаний (пробег автомобилей 19—21 тыс. км) обслуживания двухступенчатых воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами не потребовалось.

Стандовыми безмоторными испытаниями фильтрующих элементов, прошедших эксплуатационные испытания, установлено, что их ресурс использован всего на 10—11%. Это указывает на то, что пробег автомобиля до обслуживания двухступенчатого воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом составит около 160—180 тыс. км.

Таким образом, применение двухступенчатого воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом обеспечит сокращение трудоемкости обслуживания воздухоочистителей в эксплуатации и затрат горюче-смазочных материалов.

Установлено также, что коэффициент пропуска двухступенчатого воздухоочистителя с фильтрующими элементами после эксплуатационных испытаний составил 0,08%, т. е. снизился в 4,75 раза по сравнению с начальным (0,38%), т. е. после некоторого времени эксплуатации величина коэффициента пропуска пыли становится очень малой, что обеспечивает надежную защиту деталей цилиндро-поршневой группы двигателя от абразивного изнашивания.

Дорожно-эксплуатационными испытаниями установлено, что за пробег автомобиля 10—21 тыс. км неисправностей и поломок агрегатов комбинированной системы очистки воздуха не наблюдалось.

В эксплуатационных условиях продолжительность работы воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом до обслуживания или замены фильтрующего элемента зависит от многих причин (характера покрытия и состояния дорог, погоды, типа автомобиля, режимов работы двигателя и т. д.) и может меняться в широких пределах. Так, при испытаниях легковых автомобилей, оборудованных одноступенчатыми воздухоочистителями с картонными фильтрующими элементами, установлено, что пробег автомобилей, эксплуатируемых в Ставропольском крае, составил 15—50,7 тыс., а при эксплуатации в Москве и Московской обл. 18—31 тыс. км.

Таким образом, обслуживание воздухоочистителей и замену фильтрующих элементов следует выполнять по показанию индикаторов разрежения, что обеспечит проведение этих работ в технически обоснованные сроки.

Данные по интенсивности изнашивания гильз цилиндров двигателей, оборудованных воздухоочистителями ВМ-16 и двухступенчатыми с картонными фильтрующими элементами, показывают, что в случае применения двухступенчатых воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами интенсивность изнашивания гильз цилиндров двигателей снижается с 3,8 до 1,38 мкм/1000 км, т. е. в 2,75 раза (рис. 4).

Характер эпюр интенсивности изнашивания гильз цилинд-

Воздухоочиститель	Содержание элементов индикаторов в г/1000 км			Содержание кремния в г/1000 км
	Fe	Cr	Al	
Инерционно-масляный ВМ-16 . . . . .	0,348	0,054	0,188	0,519
Двухступенчатый с картонным фильтрующим элементом . . . . .	0,125	0,028	0,063	0,130

ров (максимальная интенсивность изнашивания в зоне верхнего поршневого кольца при положении поршня в ВМТ) указывает на то, что превалирует абразивное изнашивание гильз цилиндров.

Данные по содержанию элементов-индикаторов и кремния в пробах масла (табл. 2) также свидетельствуют о преимуществе двухступенчатого воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом по сравнению с инерционно-масляным воздухоочистителем ВМ-16.

Содержание в масле и отложениях центрифуг железа характеризует интенсивность изнашивания гильз цилиндров, содержание хрома — интенсивность изнашивания хромированных поршневых колец, а содержание алюминия — интенсивность изнашивания поршней (канавок под поршневые кольца).

Приведенные данные показывают, что при использовании двухступенчатых воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами интенсивность изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы двигателей значительно ниже, чем при использовании инерционно-масляных воздухоочистителей ВМ-16.

Так, содержание в пробах железа снизилось в 2,79 раза. Это хорошо совпадает с данными, полученными методом вырезанных лунок. Содержание хрома снизилось в 1,92, алюминия — в 2,98, а содержание кремния — в 3,99 раза.

Поскольку эффективность очистки воздуха воздухоочистителем ВПМ-3 практически одинакова с эффективностью очистки воздуха воздухоочистителем ВМ-16 (табл. 1), можно утверждать, что при замене этих воздухоочистителей двухступенчатыми воздухоочистителями с картонными фильтрующими элементами будет обеспечено равноценное снижение интенсивности изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы двигателей. Снижение интенсивности изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы двигателей ведет к повышению его долговечности, уменьшению расхода запасных частей, трудовых затрат и средств на замену деталей цилиндро-поршневой группы двигателей.

Расчет экономической эффективности от внедрения комбинированной системы очистки воздуха, проведенный по методике [3], показал, что при использовании этой системы на автомобилях грузоподъемностью 4—6 т экономический эффект в народном хозяйстве составит 23,2 руб. на один автомобиль.

Таким образом, применение двухступенчатых воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами и принудительным удалением пыли, отсепазированной первой ступенью, обеспечивает: снижение трудоемкости и повышение культуры обслуживания воздухоочистителей; увеличение долговечности двигателей и уменьшение расхода запасных частей и средств на ремонт двигателя; повышение производительности автомобиля благодаря снижению его простоев при обслуживании воздухоочистителей и ремонте двигателей.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев М. А., Долецкий В. А. Обеспечение надежности двигателей. М., Издательство стандартов, 1978.
2. Современные грузовые автомобильные воздухоочистители / М. С. Корнев, А. Е. Забрянский, И. А. Кулясова и др. НИИНавтопром, 1972.
3. Методика (основные положения) определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. М., Энергия, 1977.

## О нормах прочности автомобиля

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук В. Ф. ЧИЖОВ, канд. техн. наук В. М. СИЛЬВЕСТРОВ

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

**СОЗДАНИЕ** научно обоснованных норм прочности автомобиля в целом и отдельных его агрегатов, узлов и деталей является основной предпосылкой дальнейшего усовершенствования и развития конструкций автомобилей. Опыт разработки норм прочности в нашей стране имеется в строительстве, судостроении, авиационной технике. Независимо от области техники, для которой эти нормы созданы, их содержание, в основном, сводится к классификации объектов (самолет, корабль и т. п.) по назначению и энергетическим, габаритным и массовым характеристикам; перечню необходимых ситуаций, встречающихся при эксплуатации объектов; заданию внешних нагрузок и определению сил и моментов, действующих на различные элементы конструкции; заданию коэффициентов безопасности и запасов прочности для основных элементов конструкции; к определению необходимого объема лабораторных испытаний, в основном квазистатических, которые бы гарантировали надежность объекта при эксплуатации и ускоряли ввод его в действие; заданию ограничений по условиям эксплуатации (например, для самолета ограничений по скорости, высоте, неровностям аэродромного покрытия и т. д., для судов — по высоте волны, для вагонов — по силе соударения [1]).

Анализируя все случаи нагружения, можно определить наиболее опасные режимы и провести для этих случаев расчеты на прочность.

Возможность создания норм прочности для автомобиля. Рассмотрев возможные ситуации при эксплуатации автомобиля и автопоезда, выделим основные случаи движения, которые обозначим буквами.

Движение по горизонтальной дороге автомобиля различных категорий назовем случаем Е (здесь и далее будем вести речь о базовом грузовом автомобиле). Для случая Е могут быть рассмотрены различные режимы движения автомобиля: трогание, задний ход, движение по неровной дороге, наезд на препятствие, съезд с препятствия, косой съезд и т. д., т. е. все случаи динамического нагружения при различных величинах и расположении полезного груза, при движении с различной степенью нагружения колес. Можно рассмотреть динамическое нагружение, когда автомобиль вывешен на двух колесах (на одном переднем и на одном заднем).

Случай Г — это торможение одним передним, одним задним колесом, двумя передними или задними колесами, нормальное и аварийное торможение. Могут быть аварийные случаи А — удар фронтальный, удар в бок (спереди, сзади), удар в догон, косой удар, наезд на препятствие, опрокидывание. При движении по горным дорогам Г надо исследовать подъем и спуск на разных передачах, движение по неровным горным дорогам.

В случае криволинейного движения К следует рассмотреть боковое нагружение в зависимости от скорости и радиуса разворота. Критическая скорость криволинейного движения определяется с учетом запаса устойчивости против опрокидывания.

Необходимо рассмотреть также случаи буксировки Б прицепа, полуприцепа и при этом торможение, криволинейное движение, движение по горным дорогам и т. д. Транспортировка Тр — это перевозка автомобиля путем частичной погрузки, подъем и спуск краном и т. п. Возможны и другие случаи и их сочетания.

Предпосылки для создания норм прочности. Из сказанного следует, что принципиально возможно перечислить все ситуации, которые испытывает автомобиль за

период своей эксплуатации. А это означает возможность создания норм прочности автомобиля.

При разработке этих норм необходимо учитывать следующие факторы. Опыт других отраслей промышленности нельзя переносить полностью на автомобильную (величины коэффициентов запаса, перегрузки, сроки эксплуатации и т. д.). Автомобиль подвергается чаще всего случайным нагрузкам по сравнению с другими объектами [1], и многие элементы конструкции автомобиля разрушаются, в основном, от усталостных напряжений. Кроме того, необходимо учитывать большой экспериментальный и эксплуатационный опыт, накопленный в автомобильной промышленности, в конструкторских отделах.

По мнению авторов, в категорию норм прочности для автомобиля входит следующее.

1. Классификация автомобилей по назначению, по массам, по колесным формулам.

2. Перечисление всех возможных случаев эксплуатации автомобиля с присвоением каждому случаю буквенного (основного) и цифрового индексов, например: Е<sub>0</sub>, Е<sub>01</sub>, Е<sub>11</sub> ... — движение по горизонтальной дороге (различные случаи); А<sub>0</sub>, А<sub>01</sub>, А<sub>1</sub>, А<sub>11</sub> ... — аварийные случаи; Б<sub>0</sub>, Б<sub>01</sub>, Б<sub>11</sub> ... — случаи буксировки; Т<sub>0</sub>, Т<sub>01</sub>, Т<sub>11</sub> ... — случаи торможения.

3. Определение масс и моментов инерции автомобиля и его основных агрегатов для разных случаев расположения грузов. Расчет центра тяжести автомобиля.

4. Вычисление внешних сил для каждого случая нагружения, сил инерции, моментов от сил инерции, аэродинамических сил, сил контакта с дорожной поверхностью. Определение по принципу Даламбера характера уравновешивания и построение квазистатической схемы уравновешивания.

5. Силовой расчет автомобиля, определение внутренних силовых факторов в различных сечениях конструктивных элементов.

6. Нормирование величин коэффициентов запаса (или коэффициентов безопасности) для различных конструктивных элементов.

7. Назначение необходимых видов квазистатических испытаний силовой конструкции в лабораторных условиях: квазистатическое нагружение конструкции, динамическое нагружение, ходовые испытания.

8. Создание нормативных материалов для расчета основных конструктивных элементов на прочность, жесткость, устойчивость и колебания, а также для расчетов элементов конструкции на усталость.

Результаты введения норм прочности в автомобильной промышленности. Введение норм прочности для автомобилей ставит своей целью: повышение равнопрочности основных силовых элементов и, как следствие, снижение потребности в запасных частях; увеличение пробега автомобиля; возможность создания оптимальных конструкций при отсутствии прототипа, т. е. при разработке совершенно новых конструкций; снижение металлоемкости; повышение надежности при различных условиях эксплуатации; существенное сокращение сроков разработки и ввода автомобиля в эксплуатацию; повышение общей культуры проектирования и эксплуатации автомобиля.

Рассмотрим простейший случай нагружения элементов конструкции грузового автомобиля при трогании с места в условиях полного буксования одного ведущего колеса. Автомобиль рассматриваем как твердое тело с продольной осью симметрии. Аэродинамические силы не учитываем, участок трогания

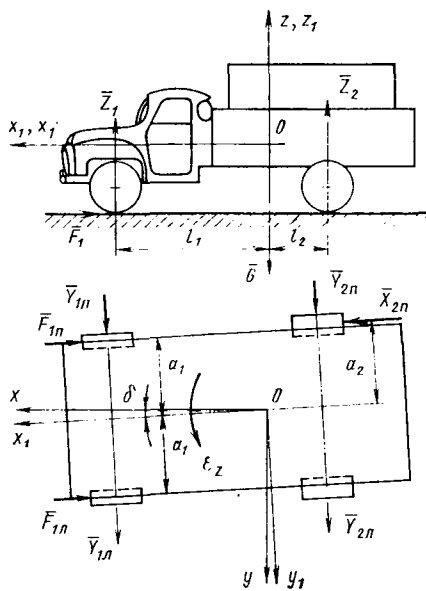


Рис. 1

считаем горизонтальным, влиянием боковой силы, возникающей вследствие развала колес, пренебрегаем.

Расчетная схема для рассматриваемого случая представлена на рис. 1: Буксующим считаем заднее колесо. На рис. 1 показана неподвижная система отсчета  $Oxyz$  с началом в центре масс  $O$  ( $G$  — вес автомобиля,  $Z_1, Z_2$  — вертикальные составляющие реакции дороги на колеса).

При продольной массовой симметрии автомобиля

$$Z_{1п} = Z_{1л} = Z_1 = \frac{G}{2} \frac{l_2}{l_1 + l_2};$$

$$Z_{2п} = Z_{2л} = Z_2 = \frac{G}{2} \frac{l_1}{l_1 + l_2}. \quad (1)$$

Индекс «п» относится к правым по ходу автомобиля колесам, а индекс «л» — к левым колесам.

Силы трения обозначим через  $F_{1п}$  и  $F_{1л}$ . Коэффициент сопротивления качению  $f$  для обоих колес считаем одинаковым, тогда

$$F_{1п} = F_{1л} = F_1 = f Z_1. \quad (2)$$

Считаем, что боковые реакции дороги на колеса  $Y_{1п}, Y_{1л}, Y_{2п}, Y_{2л}$  пропорциональны углу увода [2], тогда

$$Y_{1п} = Y_{1л} = Y_1 = k_1 \delta; \quad Y_{2п} = Y_{2л} = Y_2 = k_2 \delta, \quad (3)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  — коэффициенты сопротивления уводу  $\delta$ .

Тяговая сила [3]

$$X_{2п} = Z_2 \varphi, \quad (4)$$

где  $\varphi$  — коэффициент сцепления.

Запишем уравнения движения автомобиля в неподвижной системе координат  $Oxyz$ , при этом движение автомобиля считаем происходящим только в горизонтальной плоскости

$$\frac{G}{g} J_x = (X_{2п} - F_{1п} - F_{1л}) \cos \delta + (Y_{1п} + Y_{1л} + Y_{2п} + Y_{2л}) \sin \delta;$$

$$\frac{G}{g} J_y = (Y_{1п} + Y_{1л} + Y_{2п} + Y_{2л}) \cos \delta + (F_{1п} + F_{1л} - X_{2п}) \sin \delta; \quad (5)$$

$$J_z \varepsilon_z = (Y_{1п} + Y_{1л}) l_1 - (Y_{2п} + Y_{2л}) l_2 + X_{2п} a_2 - (F_{1п} - F_{1л}) a_1,$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;

$J_z$  — момент инерции.

Составляющие линейного ускорения и угловое ускорение увода определяются так:

$$j_x = \ddot{x}; \quad j_y = \ddot{y}; \quad \varepsilon_z = \ddot{\delta}. \quad (6)$$

С учетом зависимостей (1) — (4) и (6) из системы (5) найдем эти ускорения.

Введем понятия линейных перегрузок по соответствующим осям [4]:

$$n_x = \frac{J_x}{g}; \quad n_y = \frac{J_y}{g} \quad (7)$$

и вращательной перегрузки

$$n_{вр i} = \frac{r_i \varepsilon_z}{g}, \quad (8)$$

где  $r_i$  — радиус  $i$ -го элемента;

$\varepsilon_z$  — угловое ускорение автомобиля вокруг оси  $z$ .

Затем из уравнений (5) с учетом формул (1) — (4) и (6) получим выражения для перегрузок

$$n_x = \frac{1}{l_1 + l_2} \left( \frac{l_1 \varphi}{2} - f l_2 \right) \cos \delta + \frac{2(k_1 + k_2)}{G} \delta \sin \delta;$$

$$n_y = \frac{1}{l_1 + l_3} \left( f l_2 - \frac{l_1 \varphi}{2} \right) \sin \delta + \frac{2(k_1 + k_2)}{G} \delta \cos \delta; \quad (9)$$

$$n_{вр i} = \left[ \frac{l_1 a \varphi}{2(l_1 + l_2)} + \frac{2(k_1 l - k_2 l_2)}{G} \delta \right] \frac{O r_i}{J_z g}.$$

Величина  $n_{вр i}$  линейно изменяется вдоль некоторой прямой относительно центра вращения.

В системе координат  $Ox_1y_1z_1$ , жестко связанной с автомобилем, продольные и боковые перегрузки равны [4]:

$$n_{x1} = n_x \cos \delta; \quad n_{y1} = n_y \cos \delta. \quad (10)$$

При малых углах увода ( $\delta=0$ ) получаем выражения для перегрузок

$$n_x = n_{x1} = \frac{1}{l_1 + l_2} \left( \frac{l_1 \varphi}{2} - f l_2 \right);$$

$$n_y = n_{y1} = 0;$$

$$n_{вр i} = \frac{1}{2} \frac{l_1 a \varphi G r_i}{(l_1 + l_2) J_z g}.$$

Зная перегрузки  $n_{x1}, n_{y1}, n_{вр i}$ , можно перейти к рассмотрению схем нагружения различных элементов автомобиля. При этом применим метод кинестатического расчета, широко используемый в теории механизмов и машин [5].

Схема нагружения заднего правого небуксующего колеса показана на рис. 2. Вследствие осевых перегрузок возникают силы инерции  $P_{2x}, P_{2y}$ , а со стороны заднего моста на колеса действуют реакции  $R_{2x}, R_{2y}, R_{2z}$ . От сил инерции возникают моменты  $M_{2y}, M_{2z}$ , а со стороны заднего моста действуют реактивные моменты  $M_x, M_z$  ( $b$  — плечо качения). Из уравнений кинестатики найдем неизвестные реакции  $R_{2x}, R_{2y}, R_{2z}$  и моменты  $M_x, M_z$ . Совершенно аналогично найдем реакции, действующие на остальные колеса, после чего можно перейти к рассмотрению нагружения мостов автомобиля.

Схема нагружения заднего моста с рессорами показана на рис. 3. На мост действуют собственный вес  $G_3$ , силы инерции, направленные противоположно осевым перегрузкам  $P_{3x}, P_{3y}$ , момент от сил инерции  $M_{3z}$ , крутящий момент со стороны карданного вала  $M_{кз}$ .

В кинематических парах  $O_2, O_2'$  действуют силы  $Q_3$ , равные  $Q_3'$ , противоположно направленные реакциям  $R_2, R_2'$ , действующим со стороны моста на колеса. Силы  $Q_3, Q_3'$  изображены на рис. 3 в проекциях на оси координат. В точках  $A, A', B, B'$  крепления рессор к корпусу действуют реакции, подлежащие определению,  $R_A, R_A', R_B, R_B'$ . Эти реакции изображены в проекциях на оси координат.

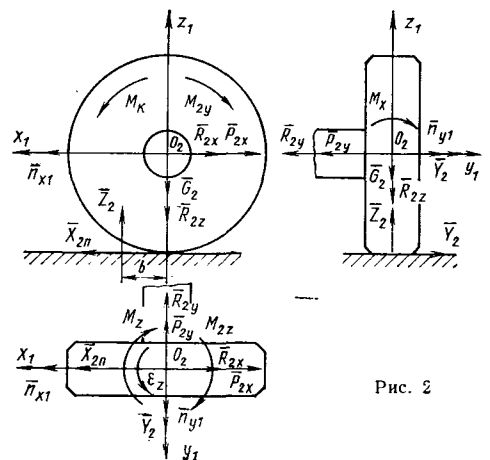


Рис. 2

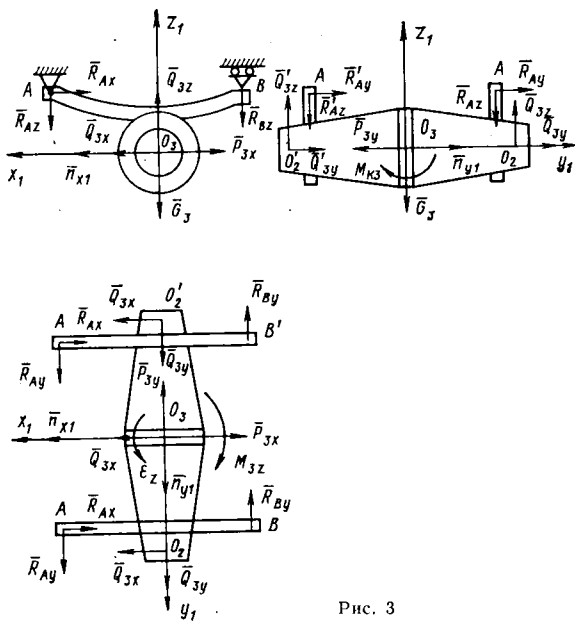


Рис. 3

Определив эти реакции со стороны мостов автомобиля, можем рассмотреть схему нагружения рамы (рис. 4). На раму действуют: собственный вес  $\bar{G}_4$ , веса установленных на ней агрегатов — двигателя  $\bar{G}_5$ , кабины  $\bar{G}_6$ , кузова  $\bar{G}_7$ .

Перегрузки  $n_{x1}$ ,  $n_{y1}$ ,  $n_{ap1}$  приводят к возникновению соответствующих сил инерции и моментов от сил инерции

$\bar{P}_{4x}$ ,  $\bar{P}_{5x}$ ,  $\bar{P}_{6x}$ ,  $\bar{P}_{7x}$ ,  $\bar{P}_{4y}$ ,  $\bar{P}_{5y}$ ,  $\bar{P}_{6y}$ ,  $\bar{P}_{7y}$ ,  $M_{4z}$ ,  $M_{5z}$ ,  $M_{6z}$ . В точках крепления рессор  $A$ ,  $A'$ ,  $B$ ,  $B'$ ,  $C$ ,  $C'$ ,  $D$ ,  $D'$  действуют реакции  $\bar{Q}_A$ ,  $\bar{Q}'_A$ ,  $\bar{Q}_B$ ,  $\bar{Q}'_B$ ,  $\bar{Q}_C$ ,  $\bar{Q}'_C$ ,  $\bar{Q}_D$ ,  $\bar{Q}'_D$ , равные соответствующим известным реакциям на мост  $\bar{R}_A$ ,  $\bar{R}'_A$ ,  $\bar{R}_B$ ,  $\bar{R}'_B$ ,  $\bar{R}_C$ ,  $\bar{R}'_C$ ,  $\bar{R}_D$ ,  $\bar{R}'_D$  и противоположно им направленные. По-

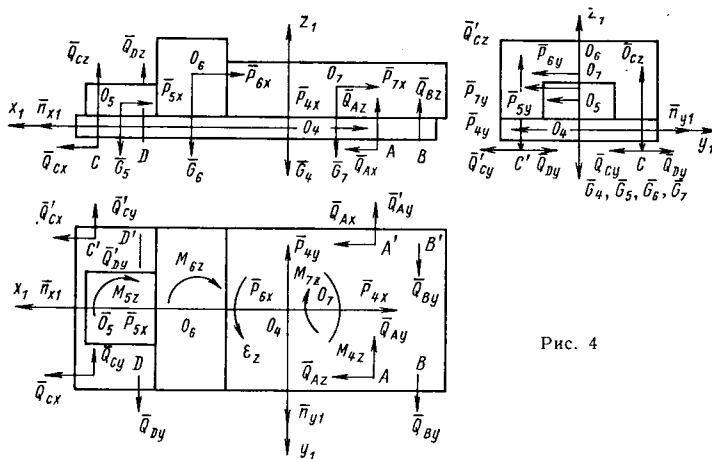


Рис. 4

скольку все перечисленные силы и моменты можно определить, раму можно рассчитать на прочность.

Рассмотренный пример является одним из немногих простейших случаев расчета. Схемы нагружения автомобиля в различных условиях его работы позволяют выполнять расчеты на прочность и жесткость и тем самым повысить надежность конструкций автомобилей.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Павловский Я. Автомобильные кузова. М., Машиностроение, 1977.
2. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., Машиностроение, 1971.
3. Лызо Г. П., Лызо А. П., Ломовский В. А. Тракторы, автомобили, двигатели. М., Высшая школа, 1966.
4. Гладкий В. Ф. Динамика конструкции летательного аппарата. М., Наука, 1969.
5. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М., Наука, 1975.

УДК 629.113.534

## Расчетное исследование изгибных колебаний трансмиссий легкового автомобиля

Канд. техн. наук В. Б. ЗАВЬЯЛОВ, Г. К. КУЛИКОВСКИЙ, В. А. ТЮТИН, А. В. КРУТАШЕВ  
Московский автомеханический институт

**В** ТРАНСМИССИИ легкового автомобиля при его движении действуют гармонические силы, вызывающие ее изгибные колебания, которые усиливаются при совпадении частот гармонических сил с собственными частотами трансмиссии. Возникающие резонансные колебания являются одним из источников шумов и вибраций в салоне автомобиля и вызывают динамические перегрузки в деталях трансмиссии.

Собственные частоты колебаний трансмиссии зависят от ее конструкции: жесткости, массы, геометрических параметров деталей, связи деталей между собой. Максимальные амплитуды резонансных колебаний и динамические нагрузки в трансмиссии зависят от сил трения, гармонических сил, моментов, которые возбуждают эти колебания, т. е. неуравновешенных сил инерции вращающихся масс трансмиссии, сил и моментов внешней неуравновешенности двигателя, изгибающих моментов на карданных шарнирах, реактивных моментов от пульсации передаваемого крутящего момента. Воздействие дороги на движущийся автомобиль вызывает только случайные низкочастотные колебания трансмиссии. Для легкового автомобиля с рядным четырехцилиндровым двигателем основные возбуждающие резонансные колебания силы следующие: силы инерции первого порядка, зависящие от частоты вращения карданного вала, равной  $n/60$ , которые определяются его дисбалансом; неуравновешенные силы инерции второго порядка, действующие с удвоенной частотой вращения коленчатого вала, равной  $2n/60$  (где  $n$  — частота вращения валов трансмиссий на прямой передаче в об/мин).

Обе эти силы пропорциональны квадрату частоты вращения валов трансмиссии. Особенностью автомобильной трансмиссии является широкий интервал изменения частот вращения валов. Наиболее часто автомобиль находится в движении на прямой передаче. Все расчеты поэтому проводили при движении автомобиля на данной передаче. При этом силы инерции первого порядка действуют во всем диапазоне рабочих частот вращения валов трансмиссии, а силы второго порядка в диапазоне от удвоенной минимальной до удвоенной максимальной частоты вращения валов трансмиссии. В этом диапазоне частот вращения имеется несколько резонансных частот колебаний трансмиссии. Но не все резонансные колебания можно вывести за пределы основных рабочих частот вращения конструктивными мерами. По этой причине на оставшихся частотах резонансных колебаний необходимо добиваться уменьшения амплитуд их путем введения демпфирующих элементов [1], более совершенной балансировки деталей, смещения собственных частот трансмиссии в зону действия сил и моментов, возбуждающих колебания, меньших по амплитуде.

Были проведены расчетные исследования изгибных колебаний для трех вариантов трансмиссии автомобиля. Исследовали две трансмиссии автомобиля с классической компоновкой агрегатов с одним (рис. 1, а) и двумя карданными валами (рис. 1, б) и одну трансмиссию автомобиля с передним приводом, имеющего продольное расположение двигателя (рис. 1, в). На всех автомобилях устанавливали тот же рядный четырехцилиндровый двигатель с максимальной частотой вращения

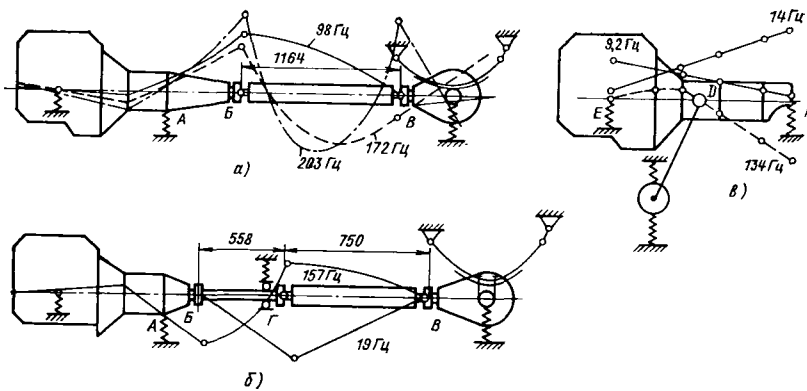


Рис. 1. Схемы и некоторые формы свободных колебаний трансмиссии

коленчатого вала 6200 об/мин. Трансмиссия с одним карданным валом снабжена удлинителем коробки передач длиной 300 мм и карданным валом диаметром 76 мм и длиной 1164 мм, толщина стенки трубы которого равна 1,8 мм. Трансмиссия с двумя карданными валами имеет коробку передач с удлинителем длиной 140 мм, промежуточный сплошной карданный вал диаметром 26 мм и длиной 558 мм, основной вал диаметром 59 мм с толщиной стенки трубы 1,8 мм при длине 750 мм, промежуточную опору жесткостью 50 кгс/см. В обеих трансмиссиях классической компоновки для упрощения расчетной схемы поперечной задней опоры силового агрегата не учитывали, ее влияние на колебания трансмиссии рассмотрено в работах [2 и 3]. Определяли собственные частоты колебаний трансмиссии, виброперемещения и виброускорения в наиболее возбудимых точках и опорах силового агрегата по всему рабочему диапазону действия сил инерции первого и второго порядка. Расчет проводили только в продольно-вертикальной плоскости автомобиля. Кузов автомобиля принимали абсолютно жестким и неподвижным.

При расчетах на силовой агрегат, карданные валы, задний мост составляли дискретные балочные модели, состоящие из сосредоточенных масс, соединенных упругими на изгиб безынерционными участками. Метод расчета описан в работе [4], он основан на методе начального параметра. При помощи ЭЦВМ вычисляли амплитуды перемещений сосредоточенных масс модели при установившихся вынужденных изгибных колебаниях от силы, приложенной к одной из этих масс.

Для определения собственных частот колебаний масс вычисляли динамическую жесткость как отношение амплитуды силы, приложенной к одной из этих масс, к амплитуде перемещений этой массы. Динамическая жесткость — это обратная величина передаточной функции. Она более приемлема для нахождения собственных частот. Динамическую жесткость рассчитывали с некоторым шагом по частоте, строили ее график. Искомые собственные частоты определяли по точкам пересечения этого графика с осью частот. Для нахождения собственных частот изгибных колебаний схему трансмиссии с одним карданным валом сводили к схеме, имеющей карданный вал на опорах с динамическими жесткостями, соответствующими жесткостям соответственно конца силового агрегата и фланца карданного вала заднего моста. Схему трансмиссии с двумя карданными валами сводили к схеме, состоящей из основного заднего вала с динамическими жесткостями опор, соответствующими динамической жесткости заднего конца переднего вала с учетом его связи с силовым агрегатом и динамической жесткости на фланце заднего моста. Эти динамические жесткости находили предварительно [4]. Исходные данные для расчета динамических жесткостей агрегатов по массам, линейным

размерам, жесткостям рассчитывали по чертежам. Наибольшие трудности при составлении исходных данных вызывает учет жесткости поворота стыков корпусов силового агрегата. Эти жесткости учитывают и деформации самих корпусов. Для проведенных расчетов жесткости уточняли статическим нагружением. Стык включали в расчетную модель в виде короткого фиктивного участка, жесткость которого подбирали так, чтобы обеспечить необходимый упругий поворот. От упругости этих стыков очень сильно зависит перемещение на конце удлинителя силового агрегата.

Результаты расчетов собственных частот трансмиссий сведены в таблицу. Собственные частоты трансмиссии 6—20 Гц определяются колебаниями силового агрегата, заднего моста, карданных валов на опорах как твердых тел с учетом их связи с остальной трансмиссией. Колебания на этих частотах могут в некоторых случаях возбуждаться при работе двигателя холостую и при разгоне автомобиля. Собственные частоты 20—210 Гц определяются изгибными колебаниями силового агрегата, карданных валов, изгибными и крутильными колебаниями балки моста с учетом связи с остальной трансмиссией. Колебания на этих частотах могут возбуждаться силами инерции первого и второго порядка. Наибольших виброперемещений и виброускорений можно ожидать на тех частотах, которые близки к верхним границам интервалов действия сил инерции первого и второго порядка, когда возбуждающие колебания силы близки к максимальным значениям.

Если сравнивать исследуемые трансмиссии, то наилучшей с точки зрения минимального числа собственных частот изгибных колебаний является трансмиссия автомобиля с передним приводом, имеющая в рабочем диапазоне только одну собственную частоту, определяемую изгибом силового агрегата. Резонансные колебания при этом могут возбуждаться только силами инерции второго порядка. Трансмиссии с классической компоновкой имеют одинаковое число собственных частот изгибных колебаний, но собственные частоты трансмиссии с двумя карданными валами находятся в ином рабочем диапазоне частот вращения валов трансмиссии.

В исследуемой одновальной трансмиссии резонансные частоты изгибных колебаний силового агрегата и карданного вала лежат на близких высоких частотах вращения. При этом резонансные колебания силового агрегата возбуждаются силами инерции первого и второго порядка (при небольших возбуждающих силах), а резонансные колебания карданного вала — силами инерции второго порядка. В трансмиссии с двумя карданными валами собственная частота колебаний, определяемая изгибом силового агрегата, лежит значительно выше зоны действия сил инерции первого порядка за счет меньшей длины удлинителя коробки передач и меньшей массы, приходящейся на него от карданного вала. По этой причине резонансные колебания силового агрегата могут возбуждаться только

Интервалы	Собственные частоты трансмиссии с одним карданным валом		Собственные частоты трансмиссии с двумя карданными валами		Собственная частота трансмиссии автомобиля с передним приводом		Явления, определяющие собственную частоту	
	в Гц	в об/м	в Гц	в об/м	в Гц	в об/м		
II	I	6,5	390	8	487	9,2	555	Колебания силового агрегата на опорах То же Колебания заднего моста на шинах Колебания передней подвески с колесом на шине Угловые колебания заднего моста на рессорах Колебания карданных валов на промежуточной опоре Изгибные колебания балки заднего моста по первому тону Изгибные колебания силового агрегата по первому тону Крутильные колебания балки заднего моста по первому тону Изгибные колебания силового агрегата по первому тону То же Изгибные колебания балки моста по третьему тону Изгибные колебания карданного вала по первому тону Изгибные колебания промежуточного карданного вала по первому тону Изгибные колебания полуосей по первому тону
		10	610	10	610	14	850	
		10,5	630	10	610	—	—	
		—	—	—	—	11	668	
		27	1625	27	1625	—	—	
		—	—	19	1150	—	—	
		43	2600	44,3	2650	—	—	
		98	5870	—	—	—	—	
		130	3920	133	4000	—	—	
		—	—	—	—	134	4060	
		172	5160	157	4700	—	—	
		203	6200	183	5450	—	—	
—	—	210	6300	—	—			
—	—	—	—	220	6600			

Примечание. I и II — соответственно интервалы действия сил первого и второго порядка.

силами инерции второго порядка. Собственные частоты трансмиссии, обусловленные изгибом карданных валов, лежат выше верхней границы зоны действия сил инерции второго порядка. Однако добавляется низшая собственная частота, вызываемая колебаниями карданных валов на промежуточной опоре. Эти колебания лежат вне рабочих частот вращения трансмиссии на включенной прямой передаче в коробке передач, но возбуждаются при разгоне автомобиля на низших передачах [5]. Собственная частота изгибных колебаний валов по первому тону сильно зависит от жесткости опор. Так, расчетами получено для карданного вала длиной 1164 мм и диаметром 76 мм при абсолютно жестких опорах собственная частота колебаний 132 Гц, при одной жесткошарнирной опоре и другом свободном конце вала 202 Гц, в свободном состоянии 300 Гц. Собственная частота колебаний этого вала в трансмиссии с одним карданным валом составляет 203 Гц. Собственная частота колебаний сплошного промежуточного карданного вала в трансмиссии с двумя карданными валами равна 210 Гц. Применение трубчатого карданного вала повышает собственную частоту его колебаний до 360 Гц, как это наблюдается на автомобилях Волжского автозавода им. 50-летия СССР.

Для расчетов амплитуд колебаний по расчетным формулам работы [4] трение учитывалось в форме комплексных жесткостей  $C$ , которые имеют вид: для опор  $C + \omega bi$ , для упругих стыков  $C(1 + i\psi/2\pi)$ , где  $\psi$  — коэффициент относительного рассеяния энергии;  $b$  — коэффициент трения;  $\omega$  — угловая частота вращения.

В сложных агрегатах [6] относительный коэффициент рассеяния энергии  $\psi$  может достигать 2. Такое значение внутреннего трения и было заложено в наиболее деформируемые участки силового агрегата, моделируемые стыки. При этом коэффициент  $\psi$  принимался не зависящим от частоты и амплитуды колебаний. Для заднего моста трение принималось сосредоточенным в рессорах, шинах и амортизаторах. Вязкое трение принималось со следующими коэффициентами: для шин  $b = 0,2$  кгс·с/см, для рессор при колебаниях в вертикальной плоскости с учетом амортизаторов  $b = 0,4$  кгс·с/см и при угловых перемещениях  $b = 30$  кгс·с/см, в промежуточной опоре  $b = 0,03$  кгс·с/см, для передней опоры  $b = 0,7$  кгс·с/см, для задней опоры силового агрегата  $b = 0,2$  кгс·с/см. При этом в случае резонансных колебаний трансмиссии трение в опорах агрегатов не оказывает существенного влияния, когда опоры расположены вблизи узлов соответствующих форм.

На максимальной частоте вращения коленчатого вала неуравновешенные силы инерции второго порядка двигателя достигают значения свыше 1000 кгс, но поглощаются в значительной степени инерционной массой двигателя. Силы инерции первого порядка, определяемые дисбалансом переднего и заднего концов, рассчитывались при дисбалансе 20 г·см. В трансмиссии дисбаланс может значительно увеличиться за счет биения в подшипниках скольжения и шлицевом соединении. При расчете перемещений трансмиссии с двумя карданными валами в случае такого же дисбаланса рассчитывали силы, прикладываемые к переднему концу промежуточного вала, переднему и заднему концам основного вала. От сил инерции первого и второго порядка при принятых значениях коэффициентов вязкого трения в области собственной частоты колебаний рассчитывались амплитуды перемещений с достаточно малым шагом по частоте и по этим перемещениям и частотам находились виброускорения в точках А, Б, В, Г, Д, Е, показанных на рис. 1. Результаты расчетов виброускорений приведены на рис. 2 и 3.

Характер экспериментальных виброускорений в одновальной трансмиссии с возбуждением соответственно по частотам  $n/60$  и  $2n/60$  на конце удлинителя коробки передач и у фланца редуктора заднего моста, записанных при испытаниях автомобиля на барабанном стенде, совпадает с характером расчетных виброускорений (рис. 2, а).

При этом наблюдается сдвиг некоторых частот резонансных колебаний, неполное совпадение величин виброускорений. Все это можно объяснить тем, что расчетная модель не совсем точно отражает реальную трансмиссию. Кроме того, имеется несовпадение реальных сил трения, возбуждающих сил, жесткости трансмиссии по сравнению с принятыми в расчете значениями. Сравнивая полученные результаты расчетов трансмиссий классической компоновки, можно отметить следующее: виброускорения на задней опоре силового агрегата по частоте  $n/60$  трансмиссии с одним карданным валом имеют максимум вблизи предельных значений частоты вращения вала (рис. 2, а, сплошная кривая) на резонансных колебаниях силового агрегата. Уровень виброускорений заднего моста по частоте  $n/60$  в обеих трансмиссиях во всем диапазоне частот вращения валов трансмиссии примерно совпадает (рис. 2, а и б, сплошные

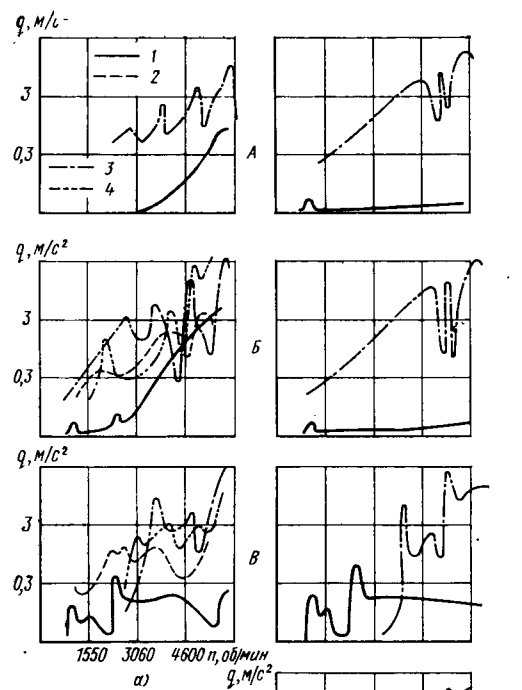


Рис. 2. Виброускорения в трансмиссиях с одним карданным валом (а), с двумя карданными валами (б): расчетные ускорения на частоте возбуждения  $n/60$  (сплошные кривые) и на частоте возбуждения  $2n/60$  (штрихпунктирные кривые); экспериментальные ускорения на частоте возбуждения  $n/60$  (штриховые кривые), на частоте возбуждения  $2n/60$  (штрихпунктирные кривые с двумя точками)

кривые). Виброускорения по частоте  $2n/60$  на задней опоре силовых агрегатов в трансмиссиях примерно одинаковы (рис. 2, а и б, штрихпунктирная кривая). При этом наибольший уровень виброускорений находится вблизи верхнего предела частоты вращения. Этот уровень устанавливается в обеих трансмиссиях в результате резонансных колебаний заднего моста, а также в трансмиссии с одним карданным валом в результате резонансных колебаний карданного вала, в трансмиссии с двумя карданными валами вследствие резонансных колебаний силового агрегата и близости резонансных колебаний промежуточного вала диаметром 26 мм. Уменьшить виброускорения, возникающие в результате резонансных колебаний промежуточного вала, можно увеличением жесткости этого вала, как это делается в некоторых автомобилях. Вблизи заднего конца промежуточного вала находится узел колебаний трансмиссии с высокими частотами. Увеличение жесткости промежуточного вала в данной трансмиссии приводит к смещению этого узла под промежуточную опору при резонансных колебаниях силового агрегата, что способствует минимальной передаче колебаний на кузов. Если понизить частоту резонансных колебаний силового агрегата так, чтобы она осталась в зоне действия только сил инерции второго порядка, это может привести к уменьшению величин резонансных виброперемещений и виброускорений благодаря уменьшению величины возбуждающей колебания силы. Уровень виброускорений на частоте  $2n/60$  вблизи фланца карданного вала на заднем мосту у обеих трансмиссий одинаков (рис. 2, а и б, штрихпунктирная линия). Наибольшая интенсивность колебаний на мосту по частоте  $2n/60$  достигается при резонансных колебаниях моста и на резонансных колебаниях карданного вала в трансмиссии с одним карданным валом. В исследуемой трансмиссии с двумя карданными валами уровень виброускорений на промежуточной опоре по частоте  $n/60$  невелик, по частоте  $2n/60$  он сравним с виброускорениями на задней опоре силового агрегата (рис. 2, б). Это значит, что промежуточ-

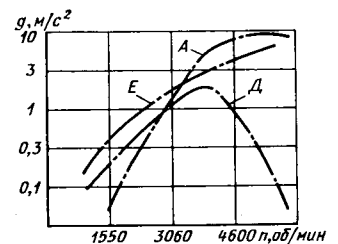


Рис. 3. Виброускорения в трансмиссии автомобиля с передним приводом (обозначения те же, что на рис. 2)

ная опора установлена не совсем удачно. Смещение промежуточной опоры к узлу на 1 см вдвое снизило уровень виброускорений при резонансных колебаниях силового агрегата.

Перечисленные особенности трансмиссий показывают, что при доведении до минимума вибраций на промежуточной опоре благодаря правильной ее установке и повышению частоты резонансных колебаний промежуточного вала трансмиссия с двумя карданными валами может быть менее вибровозбудима, чем трансмиссия с одним карданным валом.

В автомобиле с передним приводом собственная частота изгибных колебаний силового агрегата находится в интервале частот действия сил инерции второго порядка. Для расчета виброперемещений принимались такие же предпосылки по трению и по возбуждающим силам, что и при анализе первых двух схем трансмиссий. Наибольшие величины перемещений и виброускорений наблюдаются на задней опоре (рис. 3) при резонансных колебаниях силового агрегата. При перенесении задней опоры силового агрегата к узлу в несколько раз уменьшается виброускорение на этой опоре. На собственную частоту колебаний силового агрегата в основном оказывают влияние жесткости стыков картерных деталей. Исключение стыка картеров главной передачи и сцепления позволяет повысить собственную частоту со 134 до 168 Гц. Отсутствие стыка главной передачи и коробки передач не оказывает существенного влияния на повышение этой частоты. Следовательно, исключением указанных податливых стыков не удастся вывести резонансные изгибные колебания силового агрегата за верхнюю границу действия неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя. Повышения частоты резонансных колебаний можно достигнуть и путем укорочения и облегчения силового агрегата автомобиля с передним приводом. К резонансным колебаниям трансмиссии такого автомобиля относятся также резонансные колебания неподдресоренных масс передней подвески с колесами на шинах. Собственные частоты изгибных колебаний полуосей, имеющих диаметр 26 мм и длину 500 мм, лежат выше интервала действия сил инерции второго порядка (см. таблицу). Собственные частоты полуосей колес можно рассчитывать как собственные частоты валов на жестких шарнирных опорах без учета связи с остальной трансмиссией.

Изображенные на всех рисунках расчетные уровни виброускорений на опорах относятся к трансмиссии, но не к кузову. Для улучшения виброизоляции кузова рекомендуется устанавливать менее жесткие опоры агрегатов трансмиссии при обеспечении высокой жесткости кузова под этими опорами. На резонансных колебаниях в зоне действия сил инерции второго порядка при высоком уровне виброускорений виброперемещения невелики. По этой причине эти резонансы оказывают малое влияние на напряженное состояние в деталях трансмиссии

и имеют главным образом акустическое значение. Напряженное состояние в деталях трансмиссии в основном определяется силами инерции вращающихся масс.

Проведенный анализ расчетных колебаний трансмиссии автомобиля показал, что для оценки конструктивной схемы трансмиссии с точки зрения минимальной ее вибровозбудимости необходимы расчеты собственных частот и форм свободных колебаний, перемещений и виброускорений в наиболее возбудимых местах и опорах трансмиссии. Только совместная оценка результатов этих расчетов позволит дать правильную характеристику трансмиссии с точки зрения ее виброакустики и динамической нагруженности. Наилучшей для получения минимальной вибровозбудимости является трансмиссия автомобиля с передним приводом. Для расчета амплитуд перемещений и виброускорений важно принять правильную гипотезу по трению, для чего необходимо дальнейшее экспериментальное ее исследование в агрегатах трансмиссии. Принятая методика расчета изгибных колебаний трансмиссии автомобиля достаточно достоверно позволяет судить о собственных частотах, формах, амплитудах и виброускорениях и позволяет оценить динамическое воздействие трансмиссии на кузов. Методика может быть использована для изучения изгибных напряжений в деталях трансмиссии. Применение расчетной методики может принести значительную практическую пользу при проектировании и доводке новой и модернизации старой трансмиссии автомобиля и дать экономический эффект производству.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасов А. Я., Дехтяр Б. А. Выбор карданной передачи для легковых автомобилей с классической компоновкой. — Автомобильная промышленность, 1977, № 4, с. 18—19.
2. Тольский В. Е., Корчемный Л. В., Латышев Г. В. Колебания силового агрегата автомобиля. М., Машиностроение, 1976, с. 165—166.
3. Лукин П. П., Гусаков Н. В., Бирюков М. К. Исследование виброакустической комфортабельности автомобиля. — Науч. труды/МАМИ, 1975, вып. 3.
4. Завьялов В. Б., Куликовский Г. К. К расчету собственных частот изгибных колебаний трансмиссии автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1975, № 6, с. 13—14.
5. Тарасов А. Я. Вибрации легковых автомобилей, имеющих трехшарнирную карданную передачу с промежуточной опорой. — Автомобильная промышленность, 1969, № 1, с. 11—13.
6. Решетов Д. Н., Левина З. М. Возбуждение и демпфирование колебаний в станках. — В сб.: Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов. М., ГНТИ, 1958.

УДК 629.113-59.001.4

## Исследование выходных характеристик и стабильности основных типов колодочных барабанных тормозных механизмов

Кандидаты техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, А. И. ГУТТА

Львовский Ордена Ленина политехнический институт

ОДНИМ из важнейших требований, предъявляемых к тормозным системам современных автомобилей, является высокая стабильность эффективности и распределения общей тормозной силы по осям, а также минимальная бортовая неравномерность тормозных сил. Для выполнения этих требований необходимо, в частности, обеспечить достаточно высокую стабильность тормозных механизмов.

К числу факторов, значительно влияющих на эффективность и стабильность тормозного механизма, относятся: тип тормозного механизма, углы охвата и несимметричности фрикционных накладок, число степеней свободы колодок, распределение приводных сил (в случае тормозного механизма с кулачковым приводом колодок), величина и стабильность механических потерь.

Чтобы оценить важность перечисленных факторов, на стенде Львовского ордена Ленина политехнического института [1] провели испытания тормозных механизмов нескольких типов: с кулачковым приводом колодок (без самоусиления), с односторонним расположением опор и равными приводными силами (с малым самоусилением), с разнесенными опорами и равными приводными силами (со средним самоусилением в одном направлении) [2 и 3].

При экспериментальном исследовании рабочих процессов узлов трения наблюдалось большое рассеяние результатов.

Вследствие этого достоверность получаемых результатов в значительной мере зависит от правильности методики эксперимента и от объективности принятых для оценки критериев. К важным условиям сопоставимости результатов сравнительных испытаний указанных выше конструктивных разновидностей тормозных механизмов относятся: идентичность геометрических размеров и жесткостей системы колодка — барабан; идентичность свойств фрикционных накладок; тождественность режимов испытаний.

В связи с этим большое внимание было уделено выбору объектов испытаний. Передний и задний тормозные механизмы автомобиля ГАЗ-66 имеют одинаковые радиусы и радиальные жесткости барабанов, а также одинаковые колодки, поэтому они были приняты за основу для создания тормозного механизма, условно названного универсальным. Особенностью этого тормозного механизма является возможность изменять тип приводного устройства и тип опор колодок с целью получения вариантов, приведенных в табл. 1.

Благодаря такому решению было выполнено первое условие. Одним из наиболее совершенных тормозных механизмов с кулачковым приводом колодок является задний тормозной механизм автомобиля ЗИЛ-130. Вследствие этого задача об определении соотношения приводных сил и величины механических потерь решалась путем испытаний как варианта № 3

№ варианта	Конструктивные изменения	Вариант тормозного механизма
	Задний тормозной механизм автомобиля ГАЗ-66	
1	Отсутствуют	С малым самоусилением (с односторонним расположением опор колодок и равными приводными силами)
2	Замена опорных пальцев колодок наклонными опорными площадками	С малым самоусилением и колодками, имеющими две степени свободы
3	Замена рабочего тормозного цилиндра разжимным кулаком с тормозной камерой и установка на носках колодок вилок с роликами	Без самоусиления (с кулачковым приводом колодок)
4	Замена шита заднего тормозного механизма с колодками на шит переднего	Со средним самоусилением в одном направлении (с разнесенными опорами колодок и равными приводными силами)
5	Замена в варианте № 4 опорных пальцев колодок наклонными опорными площадками	Со средним самоусилением и колодками, имеющими две степени свободы

универсального тормозного механизма, так и заднего тормозного механизма автомобиля ЗИЛ-130.

С целью выполнения второго условия (идентичность свойств фрикционных накладок) была изготовлена партия фрикционных накладок шифра 6КХ-1Б из формовочной массы одного замеса со строгим соблюдением принятого технологического процесса.

При исследовании влияния на эффективность конструктивных параметров тормозных механизмов (углов охвата и несимметричности, числа степеней колодок и т. д.) испытания проводили при температуре поверхности трения в начале торможения не выше 50°C. Чтобы уменьшить влияние на результаты рассеяния свойств фрикционных материалов, угол охвата изменяли путем последовательного срезания концов накладок таким образом, что угол несимметричности оставался практически неизменным, а изменение его происходило путем смещения накладки к приводному устройству или опоре.

Для выбора режимов испытаний при исследовании стабильности было проанализировано большое количество данных о режимах работы и энергонагруженности тормозных систем автомобилей в различных условиях эксплуатации. В частности, были оценены спектры температур поверхностей трения и реализуемых тормозных моментов. С учетом этого были приняты следующие исходные предпосылки:

- 1) энергонагруженность тормозного механизма должна соответствовать торможению автомобиля со скоростью 50 км/ч;
- 2) максимальные температуры пар трения в начале торможения не должны превышать 300°C;
- 3) для охвата всего спектра эффективностей торможения значения сумм приводных сил должны быть равны  $1/3 (P_1 + P_2)_{\max}$ ;  $2/3 (P_1 + P_2)_{\max}$  и  $(P_1 + P_2)_{\max}$ ;
- 4) максимальное значение суммы приводных сил следует определять по условиям реализации тормозного момента, соответствующего эффективности экстренного торможения, регламентируемой ОСТ 37.001.016—70 для автомобилей подкатегории N<sub>2</sub>.

Параметры универсального тормозного механизма (радиус барабана, углы охвата и несимметричности, ширина накладок и др.) соответствуют параметрам переднего тормозного механизма автомобиля ГАЗ-53А. Вследствие этого значения необходимых тормозных моментов и сумм приводных сил опреде-

ляли с учетом параметров указанного автомобиля и принятого заводом-изготовителем коэффициента распределения суммарной тормозной силы.

При испытаниях регистрировали тормозной момент, приводные силы, давление воздуха в тормозных камерах, давление жидкости в рабочих тормозных цилиндрах, температуру поверхностей трения и ход штока тормозной камеры. Особое внимание уделялось разработке методики измерения приводных сил и методики оценки влияния рода трения при передаче сил и движения от кулачка к колодкам [4]. Реализация этих методик позволит получить достоверные данные о величинах приводных сил, а также оценить механические потери и действительные значения коэффициентов эффективности. Остальные величины определяли общезвестными методами.

Известно, что коэффициент эффективности тормозного механизма можно определить по формуле

$$K_{\tau} = \frac{M_{\tau}}{(P_1 + P_2) r_6},$$

где  $M_{\tau}$  — тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом;

$P_1, P_2$  — приводные силы, действующие на колодки;

$r_6$  — радиус тормозного барабана.

В качестве показателя стабильности был принят коэффициент вариации коэффициента эффективности

$$\delta_{K_{\tau}} = \frac{K_{\tau \max} - K_{\tau \min}}{K_{\tau \text{cp}}},$$

где  $K_{\tau \min}, K_{\tau \max}$  — соответственно минимальный и максимальный коэффициенты эффективности, полученные в результате обработки опытных данных;

$$K_{\tau \text{cp}} = \frac{K_{\tau \max} + K_{\tau \min}}{2}.$$

В работе [3] показано, что в тормозных механизмах с колодками, имеющими две степени свободы, наблюдается эффект саморегулирования, заключающийся в том, что при изменении коэффициента трения или положения и величины зоны контакта ось максимального давления смещается в таком направлении, которое обеспечивает заметную компенсацию влияния указанных факторов. Естественно, что в результате эффекта саморегулирования коэффициент  $\delta_{K_{\tau}}$  должен уменьшаться, поэтому для оценки значимости этого эффекта можно принять коэффициент саморегулирования

$$n_{\text{ср}} = 1 - \frac{\delta_{K_{\tau}}^{\text{II}}}{\delta_{K_{\tau}}^{\text{I}}},$$

где  $\delta_{K_{\tau}}^{\text{I}}, \delta_{K_{\tau}}^{\text{II}}$  — коэффициенты вариации коэффициента

эффективности в случае, когда колодки имеют соответственно одну и две степени свободы.

Теоретически в тормозном механизме с кулачковым приводом колодок после окончания периода приработки тормозные моменты, создаваемые парами трения, одинаковы. Если принять, что коэффициент трения  $\mu = 0,35$ , то равенству тормозных моментов будет соответствовать отношение приводных сил  $P_2/P_1 = 2,8 \div 3,0$ .

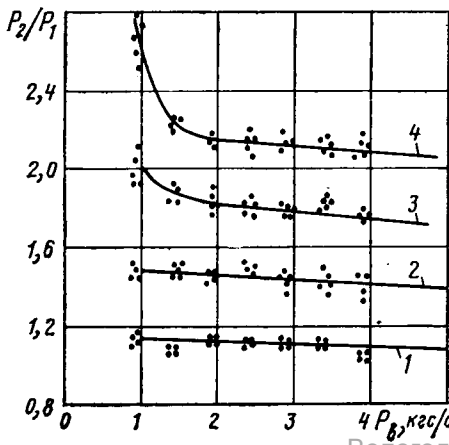
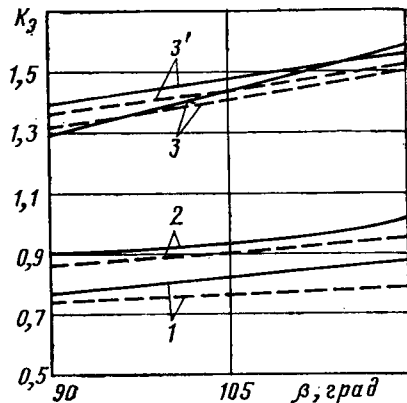


Рис. 1. Изменение соотношения приводных сил  $P_2/P_1$  в тормозном механизме без самоусиления в процессе приработки: 1 — начало приработки; 2 — 250 торможений; 3 — 350 торможений; 4 — 700 торможений и стабилизация отношения  $P_2/P_1$

Рис. 2. Влияние углов охвата фрикционных накладок  $\beta$  на коэффициент эффективности  $K_{\tau}$  для тормозных механизмов без самоусиления (кривые 1) и с средним самоусилением (кривые 2 и 3) при  $\sigma_1 = \sigma_2 = 7^\circ 30'$  и  $t_n < 50^\circ\text{C}$  (сплошные линии — результаты эксперимента; штриховые — расчетные зависимости): 1—3 — колодки с одной степенью свободы; 3' — колодки с двумя степенями свободы



Тип тормозного механизма	Способ передачи приводных сил	$\eta_{т.м}$
С кулачковым приводом колодок	Роликом, выполненным заодно с вращающейся осью	0,66—0,72
	Роликом с зафиксированной осью (трение скольжения)	0,60—0,65
	Шариковым подшипником, установленным на неподвижной оси (трение качения)	0,77—0,85
С равными приводными силами и односторонним расположением опор колодок (с малым самоусилением)	Поршнем рабочего гидравлического цилиндра	0,85—0,92
С равными приводными силами и разнесенными опорами колодок (со средним самоусилением)	Поршнем рабочего цилиндра	0,85—0,92

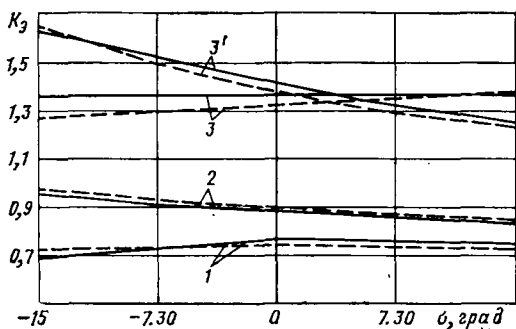


Рис. 3. Влияние углов несимметричности  $\sigma$  фрикционных накладок на коэффициент эффективности  $K_\beta$  для тормозных механизмов без самоусиления (кривые 1), с малым самоусилением (кривые 2) и средним самоусилением (кривые 3 и 3') при  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$  и  $t_n \leq 50^\circ\text{C}$  (остальные обозначения те же, что на рис. 2)

Результаты экспериментальных исследований, представленные на рис. 1, показывают, что в процессе приработки значение отношения приводных сил  $P_2/P_1$  постепенно увеличивается и стабилизируется для универсального тормозного механизма на уровне 2,1—2,3. Существенное отличие отношения приводных сил от теоретического объясняется деформациями опорно-приводной системы и системы колодка — накладка — барабан. Только в области малых давлений воздуха, когда деформации незначительны, значение отношения приводных сил близко к теоретическому.

Отклонения отношения приводных сил от теоретического обуславливают появление эффекта самоусиления и повышение коэффициента эффективности в сравнении с теоретическим на 10—15%.

Аналогичные результаты получили при испытании заднего тормозного механизма автомобиля ЗИЛ-130. Однако из-за более высокой жесткости суппорта и, следовательно, опорно-приводной системы отношение приводных сил было несколько выше.

При значительных износах опор вала кулачка отношение приводных сил приближается к единице и рассматриваемый тормозной механизм со своим свойствам приближается к тормозному механизму с малым самоусилением. Таким образом, благодаря повышению жесткости опорно-приводной системы и уменьшению интенсивности износа шеек и подшипников вала кулачка может существенно повыситься стабильность коэффициента эффективности и, следовательно, стабильность распределения тормозной силы по осям и бортам.

Механические потери в тормозном меха-

низме. Экспериментальные исследования показали, что для тормозных механизмов всех типов характерно возрастание КПД  $\eta_{т.м}$  по мере увеличения реализуемого тормозного момента. В табл. 2 приведены значения КПД при реализации тормозного момента, превышающего  $0,3 M_{т.макс}$ . Использование полученных опытных данных позволит более точно рассчитывать тормозные механизмы.

В соответствии с методикой испытаний были проведены исследования всех модификаций универсального тормозного механизма с изменением углов охвата от  $120^\circ$  до  $90^\circ$  и угла несимметричности от  $-15^\circ$  до  $+15^\circ$ . Угол несимметричности отрицателен, если ось максимального давления смещена относительно биссектрисы угла охвата фрикционной накладки к опоре колодки. По результатам испытаний строили графики зависимостей коэффициента эффективности  $K_\beta$  от углов охвата  $\beta$  и от несимметричности  $\sigma$  фрикционных накладок (рис. 2 и 3). В результате анализа этих графиков можно констатировать следующее.

1. По мере увеличения углов охвата фрикционных накладок при неизменном угле несимметричности коэффициенты эффективности возрастают тем значительнее, чем выше коэффициент самоусиления. Так, увеличение угла охвата от  $90^\circ$  до  $120^\circ$  обуславливает увеличение коэффициента эффективности тормозного механизма со средним самоусилением от 1,28 до 1,58, т. е. примерно на 23%.

2. Влияние углов несимметричности на коэффициент эффективности зависит от типа тормозного механизма и числа степеней свободы колодок. Если колодки имеют одну степень свободы, то смещение оси симметрии накладки в сторону приводного устройства (зона отрицательной несимметричности) вызывает быстрый рост коэффициента эффективности в тормозных механизмах со средним самоусилением и практически не влияет на коэффициент эффективности тормозного механизма без самоуси-

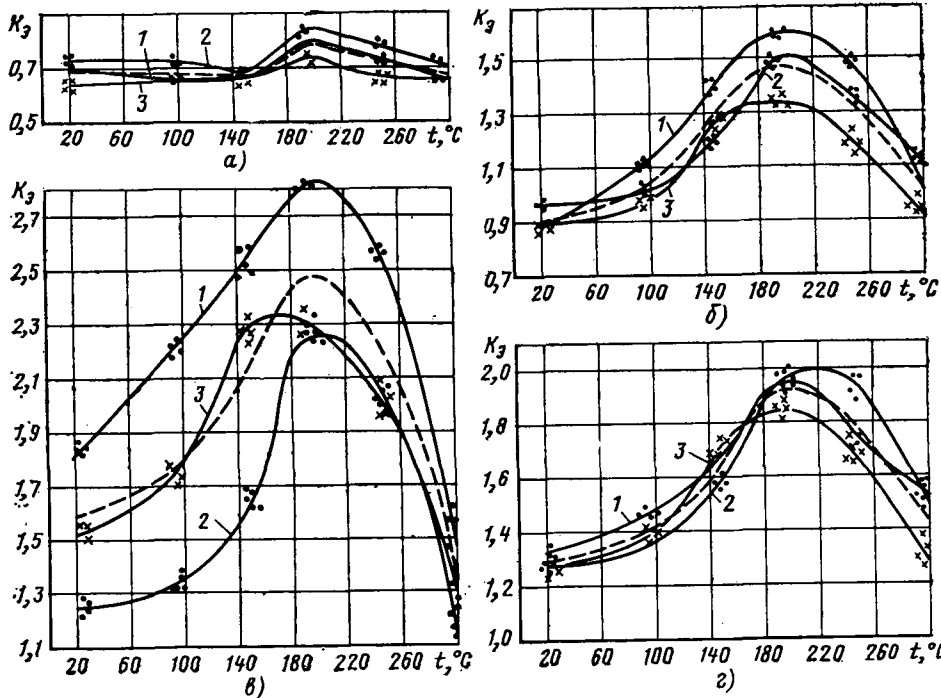


Рис. 4. Влияние температуры поверхности трения  $t$  в начале торможения на коэффициент эффективности  $K_\beta$  для тормозных механизмов без самоусиления (а), с малым самоусилением (б), со средним самоусилением с колодками, имеющими одну (в) и две (г) степени свободы (штриховые линии — среднее значение); 1 —  $\frac{1}{2} (P_1 + P_2)_{max}$ ; 2 —  $\frac{2}{3} (P_1 + P_2)_{max}$ ; 3 —  $(P_1 + P_2)_{max}$

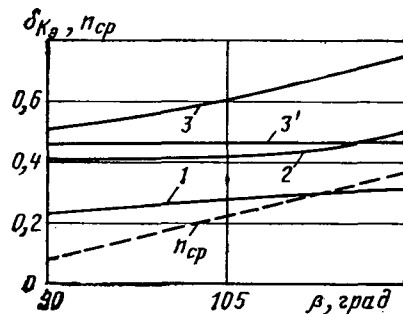


Рис. 5. Влияние углов охвата  $\beta$  фрикционных накладок на коэффициент вариации коэффициента эффективности  $\delta K_\beta$  для тормозных механизмов без самоусиления (кривая 1), с малым самоусилением (кривая 2) и со средним самоусилением (кривые 3 и 3') по результатам обработки экспериментальных данных (остальные обозначения те же, что на рис. 2)

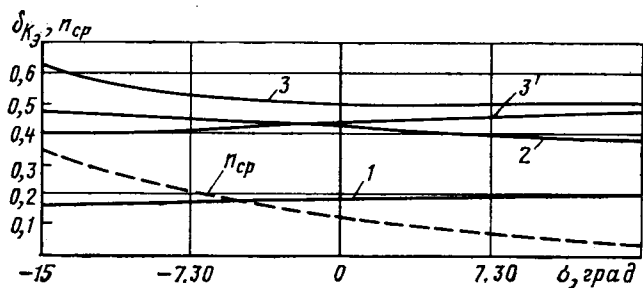


Рис. 6. Влияние углов несимметричности фрикционных накладок на коэффициент вариации коэффициента эффективности для тормозных механизмов без самоусиления (кривая 1), с малым самоусилением (кривая 2) и со средним самоусилением (кривые 3 и 3') по результатам обработки экспериментальных данных (остальные обозначения те же, что на рис. 2)

ния. С колодками, имеющими две степени свободы (плавающие колодки), изменение угла несимметричности практически не влияет на величину коэффициента эффективности.

По результатам испытаний строили зависимости коэффициента  $K_3$  от начальной температуры пар трения  $t_n, ^\circ\text{C}$  для трех значений сумм приводных сил и по ним определяли средние значения коэффициента эффективности. В качестве примера на рис. 4 приведены экспериментальные кривые для  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$  и  $\sigma_1 = \sigma_2 = -15^\circ$ .

Полученные значения коэффициентов вариации (рис. 5 и 6) для тормозных механизмов всех типов позволили констатировать следующее:

1) тормозной механизм со средним самоусилением, имеющий колодки с двумя степенями свободы, стабильнее, чем тормозной механизм с малым самоусилением, имеющий колодки с одной степенью свободы ( $\delta K_3 = 0,470$  при  $\beta_1 = \beta_2 = 120^\circ$  и  $\sigma_1 = \sigma_2 = 7^\circ 30'$ );

2) для тормозных механизмов с колодками, имеющих одну степень свободы, наибольшая стабильность выходных пара-

метров наблюдается тогда, когда углы охвата фрикционных накладок равномерны  $90-105^\circ$ , а углы несимметричности — положительны;

3) для тормозного механизма с колодками, имеющими две степени свободы, наиболее стабильны выходные характеристики при углах охвата фрикционных накладок  $90-105^\circ$  и отрицательных углах несимметричности.

Предложенная методика испытаний и количественные критерии позволяют оценить соответствие современным требованиям по стабильности типа тормозного механизма из определенного фрикционного материала и возможность его установки на автомобили данной подкатегории.

Испытания показали, что значение коэффициента саморегулирования  $n_{cp}$  при изменении углов  $\beta$  от  $90$  до  $120^\circ$  и  $\beta = 7^\circ 30'$  изменяется от  $0,077$  до  $0,374$  (рис. 5), а при изменении углов  $\sigma$  от  $+15$  до  $-15^\circ$  и  $\beta = 90^\circ$  коэффициент  $n_{cp}$  изменяется от  $0,038$  до  $0,358$  (рис. 6). Таким образом, экспериментально доказано наличие эффекта саморегулирования, способствующего значительному снижению чувствительности тормозных механизмов к изменению величины и положению зоны контакта; коэффициента трения, вызванного изменениями температуры; давления в контакте и скорости скольжения трущихся пар в процессе эксплуатации.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Труды ГСКБ по автобусам / Б. Б. Генбом и др. Львов, 1971.
2. Генбом Б. Б., Гутта А. И. К вопросу об оценке свойств и о перспективности колодочных барабанных тормозных механизмов. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 6, с. 16—22.
3. Экспериментальные исследования энергоемкости тормозных механизмов / Б. Б. Генбом, В. Н. Кобылянский, А. М. Кизман и др. — Автомобильная промышленность, 1966, № 5, с. 29—31.
4. Гутта А. И., Разумов А. Б. Труды ВКЭИ автобуспрома, Львов, 1975.

УДК 629.113:656.13.052.444

## Обобщенный критерий для оценки безопасности движения автомобиля при торможении

ГЕОРГИ СТОЯНОВ, В. В. ИВАНОВ, д-р техн. наук В. А. ИЛАРИОНОВ  
Московский автомобильно-дорожный институт

**БЕЗОПАСНОСТЬ** автомобиля при торможении зависит от его перемещения в продольном и поперечном направлениях. Величина перемещения в продольном направлении (тормозной или остановочный путь) характеризует эффективность действия тормозной системы. Перемещение в поперечном направлении свидетельствует о потере устойчивости. Для одновременной оценки обоих свойств желательно иметь один общий критерий, характеризующий безопасность автомобиля качественно и количественно. Такой критерий мог бы служить нормируемым значением, определяющим степень пригодности автомобиля к эксплуатации.

Поперечную устойчивость автомобиля будем считать достаточной, если при торможении ни одна его габаритная точка не выходит за пределы коридора безопасности шириной  $K_\delta$  (рис. 1). Нарушение устойчивости может быть вызвано поперечным смещением  $y_c$  средней точки автомобиля (автомобиль В), поворотом его продольной оси (автомобиль В), либо обоими факторами одновременно (автомобиль Г).

Если автомобиль находится в коридоре безопасности (рис. 1, автомобиль А), то связь между поперечным смещением  $y_c$  и углом поворота  $\gamma$  будет выражена

$$\frac{K_\delta}{2} - \sin \gamma \left( \frac{L_a}{2} - \frac{B_a}{2 \operatorname{tg} \gamma} \right) - y_c = 0, \quad (1)$$

где  $L_a$  и  $B_a$  — соответственно габаритные длина и ширина автомобиля.

Рассмотрим коридор безопасности, ширина которого не позволяет находящемуся в нем автомобилю иметь угол поворота  $\gamma$  более  $12-15^\circ$ , вследствие чего без заметной ошибки можно принять  $\operatorname{tg} \gamma \approx \sin \gamma \approx \gamma$  и выражение (1) представить следующим образом:

$$\gamma = a - by_c, \quad (2)$$

$$\text{где } a = \frac{K_\delta + B_a}{L_a}; \quad b = \frac{2}{L_a}.$$

При помощи уравнения (2) можно определить граничное значение одного из перемещений ( $y_c$  или  $\gamma$ ) при фиксированном значении второго. Связь между  $\gamma$  и  $y_c$  зависит от габаритных размеров автомобиля ( $L_a$  и  $B_a$ ).

Коридор безопасности обычно принимают в виде линейной функции от  $B_a$

$$K_\delta = x_1 + B_a,$$

где  $x_1$  — некоторая величина, зависящая от скорости автомобиля.

Тогда уравнение (2) можно записать в виде

$$\gamma = \frac{x_1 - 2y_c}{L_a}. \quad (3)$$

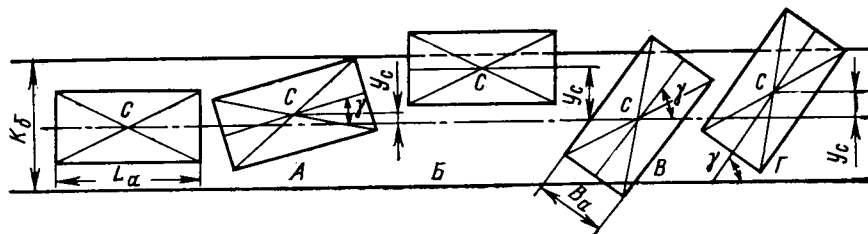


Рис. 1

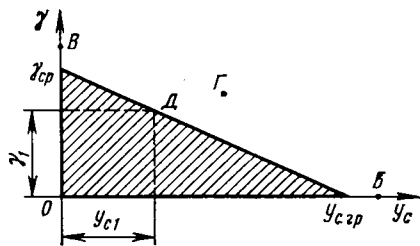


Рис. 2

Чтобы связь между  $\gamma$  и  $y_c$  не зависела от  $L_a$ , т. е. чтобы для любого автомобиля соотношение между граничными значениями было одинаковым, вместо  $L_a$  в уравнение (3) подставим  $L_n$  — максимальное значение габаритной длины из всех испытуемых автомобилей ( $L_n=12$  м по ГОСТ 9314—59). Тогда

$$\gamma = \frac{x_1}{L_n} - \frac{2}{L_n} y_c. \quad (4)$$

В системе координат  $y_c O y$  уравнение (4) представляет собой прямую линию (рис. 2). Площадь, ограниченная прямой и координатными осями, характеризует значения поперечного смещения  $y_c$  и угла поворота  $\gamma$ , при которых поперечную устойчивость автомобиля можно считать достаточной. Так, если смещение автомобиля при торможении в поперечном направлении равно  $y_{c1}$ , то угол поворота его продольной оси не должен превышать  $\gamma_1$  (точка D). Различным случаям нарушения устойчивости (выхода из коридора безопасности), приведенным на рис. 1, соответствуют точки B, B', Г на рис. 2.

Кроме сохранения устойчивости продольное перемещение автомобиля при торможении  $S_T$  не должно превышать некоторого нормативного значения  $S_{T,гр}$ , с учетом которого условие безопасности можно интерпретировать следующим образом. Отложим на оси  $O S_T$  трехмерной системы координат  $S_T, y, \gamma$  максимально допустимое значение тормозного пути  $S_{T,гр}$ . Поскольку величина  $S_T$  не входит в формулу (4), то зависимость  $\gamma = \gamma(y_c, S_T)$  в этой системе изображается наклонной плоскостью W, параллельной оси  $O S_T$  и проходящей через точки с координатами  $y_{гр}, \gamma_{гр}$ . Безопасность автомобиля можно считать достаточной, если положение его средней точки (рис. 3) при торможении характеризуется точкой (например,  $C_i$ ), находящейся в пространстве, ограниченном координатными плоскостями, плоскостью W и вертикальной плоскостью H, проходящей через точку  $S_{T,гр}$ . Если определяющая точка (например,  $C_2$ ) находится за пределами пространства, то автомобиль не отвечает требованиям безопасности.

При помощи графика можно оценить также количественно, в какой степени данный автомобиль отвечает указанным требованиям. В качестве количественного критерия безопасности  $F_\delta$  удобно принять относительную разность отрезков OD и  $OC_i$ , лежащих в плоскости Q, которая проходит через ось  $O S_T$  и точку  $C_i$ :

$$F_\delta = \frac{OD - OC_i}{OD}. \quad (5)$$

При этом точка D лежит на пересечении прямой, проходящей через точки O и  $C_i$ , с плоскостью H. Критерий  $F_\delta$  может принимать значения от  $-\infty$  до 1.

Координаты точек D и  $C_i$  однозначно описываются в координатной системе  $l O S_T$ , лежащей в плоскости Q. Для сохранения симметрии критерия безопасности  $F_\delta$  относительно диагонали ON проводили замену переменных

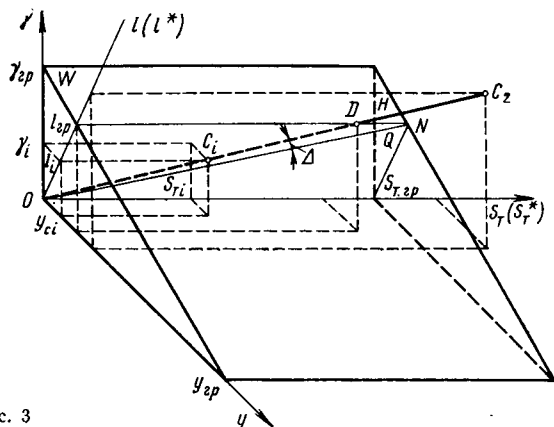


Рис. 3

$$S_{Ti}^* = \frac{S_{Ti}}{S_{T,гр}}; \quad l_i^* = \frac{l_i}{l_{гр}},$$

$$\text{где } l_{гр} = \sqrt{\left(\frac{\gamma_{гр}}{\frac{\gamma_{гр}}{y_{c,гр}} + \frac{\gamma_i}{y_{c,i}}}\right)^2 + \left(\frac{y_{c,гр}}{\frac{y_{c,гр}}{\gamma_{гр}} - \frac{y_{c,i}}{\gamma_i}}\right)^2}; \quad (6)$$

$$\gamma_{гр} = \frac{x_1}{L_n} - \frac{2}{L_n} y_{c,i}; \quad y_{c,гр} = \frac{x_1}{2} - \frac{L_n}{2} \gamma_i$$

$S_{Ti}, \gamma_i, y_{c,i}, l_i$  — координаты точки  $C_i$  относительно соответствующих осей (в новой системе координат  $S_T^* O l$  граничные условия будут  $l^* = 1$  и  $S_T^* = 1$ ).

Значение

$$OD = \frac{1}{\cos\left(\frac{\pi}{4} - \Delta\right)}, \quad (7)$$

где  $\Delta$  — угол между прямыми OD и ON, берем по абсолютной величине для сохранения симметрии

$$\Delta = \left| \arctg \frac{l_i^*}{S_T^*} - \frac{\pi}{4} \right|. \quad (8)$$

Расстояние OC находится из треугольника  $OCS_T$ :

$$OC = \sqrt{(l_i^*)^2 + (S_T^*)^2}. \quad (9)$$

В исходных координатах критерий безопасности  $F_\delta$  имеет вид

$$F_\delta = 1 - \sqrt{\theta^2 - \left(\frac{S_{T,гр}}{S_{Ti}}\right)^2} \times \cos\left\{\frac{\pi}{4} - \left|\arctg\left(\theta \frac{S_{T,гр}}{S_{Ti}}\right) - \frac{\pi}{4}\right|\right\}, \quad (10)$$

$$\text{где } \theta = \frac{y_{c,гр} \gamma_i + \gamma_{гр} y_{c,i}}{\gamma_{гр} y_{c,гр}} = \frac{(x_1 - L_n \gamma) L_n + 2(x_1 - 2y_c) y_c}{(x_1 - L_n \gamma)(x_1 - 2y_c)}. \quad (11)$$

Необходимое и достаточное условие сохранения безопасности —  $F_\delta > 0$ . При  $F_\delta < 0$  процесс торможения протекает либо с недостаточной эффективностью, либо автомобиль выходит из коридора безопасности.

Для оценки безопасности при торможении автомобилей, находящихся в эксплуатации, было проведено экспериментальное исследование. Испытывали легковые автомобили в полностью снаряженном состоянии. Порядок проведения эксперимента был следующим. На ровный участок дороги с асфальтобетонным покрытием нанесли метки мерного участка. Автомобиль разогнали до скорости 50 км/ч, после чего выключали сцепление и производили экстренное торможение. Указанная скорость была выбрана для того, чтобы сравнить получаемое значение  $F_\delta$  как для грузовых, так и для легковых автомобилей. Кроме того, принимали во внимание, с одной стороны, безопасность проведения эксперимента, а с другой — возможность оценить устойчивость автомобиля по его смещению от первоначального направления движения. При этом регистрировали тормозной путь  $S_T$ , замедление  $j_x$ , конечные значения отклонения передней  $y_1$  и задней  $y_2$  осей от базовой линии (рис. 4). Отклонение значения скорости от заданной величины измеряли с помощью экспериментальной радарной установки фиксирующего типа.

Было испытано 186 легковых автомобилей. Экспериментальные данные обрабатывали на ЭЦВМ ЕС 1020, по программе,

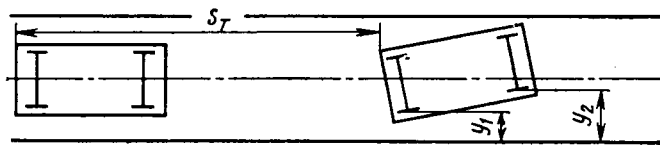


Рис. 4

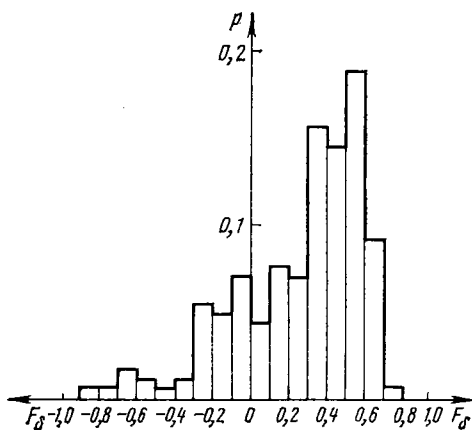


Рис. 5

составленной на языке ФОРТРАН. Входными параметрами расчетов были  $y_1, y_2, S_T$ , а выходным —  $F_\delta$ .

Допустимую ширину коридора безопасности определяли по формуле, предложенной Д. П. Великановым,

$$K_\delta = 0,3 + 0,015v + B_a. \quad (12)$$

Таким образом, в выражении (4)  $X_1 = 0,3 + 0,015v$  ( $v$  — скорость начала торможения в км/ч).

Допустимые значения тормозного пути определяли в соответствии с ОСТ 37.001.016.70 «Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытаний».

По результатам измерений была построена (рис. 5) гистограмма распределения критерия  $F_\delta$  ( $p$  — частота попадания в интервал).

Анализ гистограммы свидетельствует о том, что большинство испытанных автомобилей удовлетворяют требованиям безопасности.

Изложенное выше позволяет сделать вывод о том, что предлагаемый критерий дает возможность количественно и качественно оценить безопасность автомобиля при торможении и может быть использован в виде нормируемого показателя для дорожных испытаний по описанной методике и параметра оптимизации эксплуатационных свойств автомобиля при планировании и проведении эксперимента.

УДК 629.113-585.2

## Системный подход к исследованию температурного режима агрегатов трансмиссии

Канд. техн. наук А. С. ТЕРЕХОВ

Курганский машиностроительный институт

**ТЕМПЕРАТУРНЫЙ** режим агрегатов трансмиссии автомобиля является одним из важных показателей качества конструкции. Еще на стадии проектирования трансмиссии и автомобиля в целом тепловой режим агрегатов необходимо прогнозировать для тех условий, в которых будет эксплуатироваться автомобиль (в особенности граничных, определяющих предельные состояния конструкций), и управлять им с целью оптимизации.

В результате решения проблемы оптимизации теплового режима трансмиссионных агрегатов при проектировании можно создать основы методов оптимального проектирования и сократить объем и время доводочных работ при создании и модернизации трансмиссий. Такая проблема может быть успешно решена при наличии теории теплонапряженности агрегатов автомобильных трансмиссий, раскрывающей объективные связи и отношения, которые являются определяющими для формирования теплового состояния агрегата в условиях его работы на автомобиле, и отображающая в обобщенном виде закономерности происходящих физических процессов.

Многочисленность и многообразие факторов, определяющих формирование теплового режима трансмиссионного редуктора, сложность их взаимозависимости делают системный подход наиболее приемлемой методологической основой эффективного решения поставленной проблемы.

Системный подход позволяет рассмотреть в едином комплексе все многообразие взаимодействующих факторов, их особенностей и взаимосвязей, установить ограничения, налагаемые на функционирование системы, и указывает пути управления системой для оптимизации целевой функции, т. е. цели функционирования системы с точки зрения поставленной задачи.

Агрегат (редуктор), установленный на автомобиле, исходя из положений системного подхода, рассматривается как основная система. Редуктор без учета ограничений, налагаемых конструкцией автомобиля, рассматривается как подсистема. Элементарные механизмы (без учета ограничений, налагаемых конструкцией редуктора) рассматриваются как элемент системы. Под элементарным механизмом будем понимать простейшие (не допускающие дальнейшего расчленения) источники тепловыделения в редукторе: зубчатые пары (цилиндрические, конические, гипонидные), планетарные ряды, подшипники, уплотнения.

Таким образом, задача прогнозирования, и, как следствие, задача оптимизации теплового режима трансмиссионных редукторов решаются не только на конечном этапе (прогнозирование диапазона изменения теплового режима редуктора, установленного на конкретный автомобиль, в заданных эксплуатационных условиях), но и на промежуточном (прогнозирование потенциально возможного диапазона изменения теплового

режима редуктора в практически реализуемом диапазоне изменения внешних условий) и на начальном (прогнозирование теплового режима элементарного механизма).

Последовательность этапов исследований с целью разработки теории теплонапряженности трансмиссионных редукторов, их содержание и связи с позиций системного подхода определяются прежде всего объектами исследований, входящими в систему, представляющую собой иерархическую структуру, имеющую три уровня. На каждом из уровней решаются свои задачи.

Результаты функционирования объекта исследования оцениваются на каждом уровне на основе установленной целевой функции. Полученная оценка используется далее для решения задач следующего уровня (при этом не исключается возвращение на основе обратных связей к предыдущему уровню и уточнение ранее полученной оценки). В качестве целевой функции в поставленной задаче принят измеритель температурного состояния объекта — характерная температура.

Модель рассматриваемой задачи можно представить [1 и 2] в виде

$$t = \varphi(\Sigma K_p, C_p, B_{cp}, \Sigma R), \quad (1)$$

где  $t$  — измеритель температурного режима (характерная температура);

$\Sigma K_p$  — совокупность конструктивных характеристик агрегата и автомобиля;

$C_p$  — характеристики внутренней рабочей среды;

$B_{cp}$  — характеристики внешней среды;

$\Sigma R$  — совокупность рабочих режимов.

Однако раскрытие в общем случае зависимости (1) с целью непосредственного использования для прогнозирования теплового режима встречает существенные затруднения. Тепловое состояние редуктора (в установленном режиме) определяется соотношением интенсивности тепловыделения в нем и интенсивности теплоотвода в окружающую среду. В связи с этим решение, основанное на непосредственном раскрытии зависимости (1), будет заведомо иметь ограниченную представимость, поскольку не включает в себя оценку указанных процессов.

Оптимизация теплонапряженности может быть осуществлена путем управления процессами тепловыделения и теплоотвода отдельно или обоими одновременно. В связи с этим представляется целесообразным рассмотреть отдельно на каждом иерархическом уровне процессы тепловыделения и теплоотвода, получить возможность прогнозирования расчетным путем интенсивности каждого из них, а затем, исходя из соотношения, прогнозировать уровень теплонапряженности (величину характерной температуры). Такой подход позволяет более эффективно управлять процессами тепловыделения и теплоотвода. Поскольку этот подход основан на ана-

лизе физических механизмов процессов, он заведомо обладает большей общностью. Кроме того, поскольку тепловыделение в редукторе определяется величиной потерь мощности на трение, которые являются важной выходной характеристикой редуктора, прогнозирование и снижение тепловыделения (потери мощности) представляют самостоятельный научный и практический интерес.

Таким образом, в качестве необходимой предпосылки представительного решения задачи, модель которой выражена зависимостью (1), на каждом уровне исследования должны быть решены задачи, модели которых

$$Q = \varphi_1 \left( \sum K_{п}, C_p, B_{ср}, \sum R \right); \quad (2)$$

$$K = \varphi_2 \left( \sum K_{п}, C_p, B_{ср}, \sum R \right), \quad (3)$$

где  $Q$  — тепловыделение (потери мощности на трение);  $K$  — измеритель интенсивности теплоотсеивания (обычно коэффициент теплопередачи или теплоотдачи).

В общепринятом [3] виде рассматриваемая система приведена на рисунке. Объектом исследования на первом иерархическом уровне является установленный элемент системы — элементарный механизм. Выходом на этом уровне является характерная температура  $t_m$ , в качестве которой принята температура наиболее теплонапряженного элемента механизма: объемная температура зубьев нагруженных зубчатых колес, температура беговой дорожки подшипника, температура рабочей кромки уплотнения.

Общепринятой характеристикой теплового состояния передач является температура смазочного масла (масляной ванны при смазке окутанием или масла, подаваемого к зацеплениям, при принудительной смазке). Однако такая характерная температура для первого уровня исследования непредставительна. На этом уровне рассматривается изолированный механизм, а в результате введения в качестве параметра оптимизации температуры масла (среды, внешней по отношению к механизму) требуется анализ процессов теплопередачи от масла в окружающую среду, которые в значительной мере определяются конструктивными особенностями и рабочими процессами агрегата (а не механизма). Эти процессы рассматриваются на соответствующем уровне исследования.

При прочих равных условиях характерная температура механизма  $t_m$  является функцией температуры масла, и, следовательно, между этими температурами должна быть установлена аналитическая связь. При исследовании на первом уровне температура масла полагается заданной и фиксированной.

В качестве входных воздействий на первом уровне рассматриваются нагрузочный и скоростной режимы  $\Sigma R_{п}$ , свойства рабочей среды  $C_p$ , а также конструктивные параметры механизма  $K_{п.м}$ . Нагрузочный и скоростной режимы изменяются во всем возможном (например, по условиям прочности) для данного механизма диапазоне.

Управление как интенсивностью тепловыделения, так и интенсивностью теплоотвода (в соответствии с принятой характерной температурой рассматривается теплообмен между элементами механизма и смазочным маслом) возможно в основном путем изменения параметров системы смазки (место подачи и расход подаваемого масла при принудительной смазке, глубина погружения шестерен в масло и объем масляной ванны при смазке окутанием и т. д.) и выбора свойств масла. Ограниченность возможности управления изменением конструктивных параметров определяется тем, что основные конструктив-

ные характеристики механизмов (передаточное число, вид зацепления, геометрические размеры шестерен, количество сателлитов в планетарных механизмах, тип подшипника и т. д.), так же как и режимные параметры (скоростной режим, передаваемая нагрузка), выбираются при проектировании на основе критериев, устанавливаемых без учета теплонапряженности (прочность, износостойкость и пр.).

Конкретные величины управляющих воздействий нужно выбирать как результат компромиссных решений: увеличение объема масла интенсифицирует отвод тепла, но одновременно увеличивает тепловыделение за счет роста гидродинамических потерь; вязкость масла должна быть достаточно большой, чтобы обеспечить гидродинамическое трение в парах трения, и достаточно малой, чтобы минимизировать гидродинамические потери и т. д.

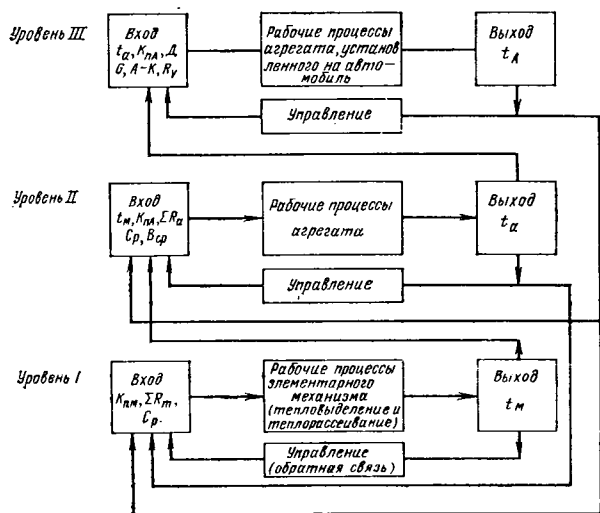
Выход элемента системы «механизм» является одним из входов подсистемы «агрегат (редуктор)» — субъекта исследования второго иерархического уровня. В ряде случаев выход первого уровня имеет самостоятельное значение и не связан со вторым уровнем исследования. Например, нагрев уплотнений не может ощутимо сказаться на тепловом режиме агрегата, хотя важность и необходимость оценки теплонапряженности уплотнений очевидна. Остальные входные воздействия второго уровня: конструктивные характеристики агрегата  $K_{п.а}$ , его нагрузочный и скоростной режимы  $\Sigma R_a$ , свойства рабочей среды  $C_p$ , свойства внешней среды  $B_{ср}$  — факторы, определяющие интенсивность процессов тепловыделения, внутреннего (между маслом и корпусом) и внешнего (между корпусом и окружающей средой) теплообмена.

Анализ показывает, что возможности управления как интенсивностью тепловыделения  $Q_a$ , так и интенсивностью теплоотвода  $K_a$  путем выбора конструктивных параметров на втором уровне значительно шире, чем на первом: уменьшение гидродинамических потерь мощности и интенсификация внутреннего теплообмена путем оптимального взаимного расположения механизмов, рациональной формы картера, выбора зазоров между подвижными и неподвижными деталями, оптимального объема и уровня масла; интенсификация внешнего теплообмена в результате увеличения площади наружной поверхности корпуса и т. п. Ограничениями в реализации указанных воздействий являются как существенно возрастающая в ряде случаев сложность конструктивных решений, так и требования минимизации габаритов и веса агрегатов, которые часто не дают возможности обеспечить нужную форму корпуса, величину зазоров между подвижными и неподвижными деталями и т. д.

Объектом исследования на третьем иерархическом уровне является система «агрегат, установленный на автомобиле». На этом уровне определяются те ограничения, которые налагаются условиями эксплуатации автомобиля и особенностями его конструкции на реализацию целевой функции второго уровня. Входными воздействиями на третьем уровне исследования являются эксплуатационные условия и эксплуатационные режимы автомобиля, определяемые характеристиками дороги  $D$ , атмосферно-климатическими условиями  $A-K$ , нагрузкой в кузове автомобиля  $G$  и скоростным режимом движения  $R_в$ , а также конструктивные параметры автомобиля  $K_{п.а}$ , влияющие на формирование теплового режима агрегата. В качестве конструктивных параметров автомобиля  $K_{п.а}$  рассматриваются его компоновочные и конструктивные характеристики, определяющие микроклимат в зоне расположения агрегата (прежде всего агрегат). К таким характеристикам относятся аэродинамические сопротивления в подднищевом пространстве автомобиля, определяющие скорости воздушных потоков, обдувающих агрегат (величина свеса, наличие переднего ведущего моста, клиренс, расстояние от передней части автомобиля до рассматриваемого агрегата и т. п.); аэродинамические характеристики подкапотного пространства, определяющие возможный обдув агрегатов вентилятором двигателя; взаимное расположение агрегатов автомобиля и их теплоотсеивающие способности, определяющие подогрев омываемого воздуха относительно температуры окружающей среды и т. д.

Оптимизация температурного режима редуктора  $t_A$  на этом уровне может осуществляться только путем управления интенсивностью теплоотвода; управление величиной потерь мощности не представляется возможным (хотя, поскольку потери мощности в определенной степени являются функцией температурного режима, при управлении температурным режимом осуществляется косвенное управление потерями).

Возможности управления интенсивностью теплоотвода ограничены. Это объясняется трудностью (а иногда и невозможностью) внесения в конструкцию автомобиля изменений с целью снижения теплонапряженности агрегатов трансмиссии.



На этом уровне оцениваются те ограничения, которые налагают установка агрегата на конкретный автомобиль и условия эксплуатации последнего на теплонпряженность агрегата.

Анализ приведенных положений позволяет установить управляющие воздействия при проектировании трансмиссионных редукторов с целью создания конструкции, оптимальной по критерию теплонпряженности. Необходимой предпосылкой решения задачи оптимизации является прогностическая оценка влияния управляющих воздействий на параметр оптимизации, т. е. раскрытие функциональных зависимостей (2), (3) и в конечном счете (1) на каждом уровне исследования. В настоящее время имеется ряд работ, посвященных раскрытию указанных зависимостей для ряда механизмов и агрегатов [4—6]. Несмотря на увеличение общего количества исследованных механизмов и расширение диапазонов их конструктивных характеристик, задача оценки теплового режима как потенциального свойства конструкции для широкого класса агрегатов автомобильных трансмиссий может быть решена.

Относительно условий формирования микроклимата трансмиссионных агрегатов (третий уровень рассматриваемой системы) сейчас могут быть высказаны лишь качественные соображения. Накопление соответствующих количественных сведений, их обобщение и раскрытие внутренних связей третьего уровня должны служить целью широко поставленных исследований, прежде всего экспериментальных.

Таким образом, использование методологии системного подхода при оценке теплового режима агрегатов трансмиссии позволило установить структурные составляющие общей системы,

определяющей как потенциально возможный тепловой режим агрегата, так и возможность его реализации в конкретных условиях работы автомобиля, и сформулировать задачи дальнейших исследований, направленных на обеспечение возможности прогнозирования и управления тепловым режимом на стадии проектирования.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Островцев А. Н. Основные принципы построения общей теории надежности. — Автомобильная промышленность, 1971, № 11, с. 18—22.
2. Островцев А. Н. Потенциальные свойства функциональных систем и их влияние на эксплуатационные качества автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1975, № 10, с. 12—13.
3. Оптнер С. Л. Системный анализ для решения деловых и промышленных проблем. М., Советское радио, 1969.
4. Терехов А. С., Шпитко Г. Н. Исследование гидравлических потерь в коробках передач со смазкой окупанием. — Вестник машиностроения, 1975, № 5, с. 13—17.
5. Терехов А. С., Байбакова А. А., Гулезов С. С. К тепловому расчету зубчатых редукторов. — Вестник машиностроения, 1976, № 3, с. 51—55.
6. Терехов А. С., Бойков А. В. К исследованию внешнего теплообмена автомобильных коробок передач. — В сб.: Труды научно-технической конференции Хабаровского политехнического института, вып. 17, 1970.

УДК 629.113-585.2

## Выбор оптимального числа лопастей в колесах комплексного гидротрансформатора

Л. Н. ЧИСТЯКОВ

Ярославский моторный завод

**В**ЫБОР оптимального числа лопастей в колесах является важным этапом проектирования автомобильного комплексного гидротрансформатора, поскольку число лопастей существенно влияет на показатели его внешней характеристики.

Рассмотрим этот вопрос на основе предпосылок работ [1 и 2] с учетом структуры потока в проточной части гидротрансформатора. Заданными будут углы наклона лопастей на входе и выходе из колес, форма круга циркуляции, а также коэффициенты расхода.

Процесс выбора оптимального числа лопастей происходит за два этапа. На первом этапе определяют число лопастей в зависимости от изменения коэффициентов потерь  $\zeta$  на расчетном режиме ( $i=0,4$ ), соответствующем безударному входу. На втором этапе корректируют число лопастей, принимая во внимание технологические особенности производства колес, а также условия работы гидротрансформатора на автомобиле.

Коэффициенты потерь  $\zeta$  в колесах гидротрансформатора складываются согласно работам [2 и 3] из коэффициентов профильных  $\zeta_{пр}$  и концевых  $\zeta_{к}$  потерь, которые зависят от геометрических параметров колес. Величина  $\zeta_{пр}$  [2] представляет собой сумму коэффициента потерь на трение  $\zeta_{тр}$  и коэффициента кромочных потерь  $\zeta_{кр}$ . Уравнения для определения  $\zeta_{тр}$ ,  $\zeta_{кр}$  и  $\zeta_{к}$  применительно к комплексному гидротрансформатору приведены в работе [4].

На рис. 1 а, б, в, г представлены зависимости изменения  $\zeta_{пр}$  соответственно в насосном (а) и турбинном (б) колесах, а также в колесах первого (в) и второго (г) реакторов. Данные зависимости показывают, что в насосном колесе и колесе первого реактора при  $z=20 \div 50$  происходит уменьшение  $\zeta_{пр}$  от наружного тора к внутреннему. Это происходит главным образом за счет того, что профили решеток у внутреннего тора указанных колес отличаются малыми углами поворота потока и раз-

ница скоростей на рабочей и нерабочей сторонах профиля невелика. Вместе с тем в турбинном колесе и колесе второго реактора происходит нарастание профильных потерь от наружного тора к внутреннему, причем величина  $\zeta_{пр}$  в основном определяется потерями на трение. Эти потери у внутреннего тора при  $z \approx 20$  в колесах турбинном и второго реактора определяются существенным различием скоростей на рабочей и нерабочей сторонах профиля из-за больших углов поворота потока. Увеличение числа лопастей до 30 в колесе второго реактора, а в турбинном колесе до 40 приводит к уменьшению потерь у внутреннего тора, однако у наружного тора величина  $\zeta_{пр}$  возрастает за счет увеличения кромочных потерь.

Неравномерный характер распределения потерь и расхода [4] по высоте проходного сечения затрудняет определение оптимального числа лопастей. В связи с этим необходимо определить осредненную величину  $\zeta_{пр.ср}$ .

Уравнение осреднения выведем исходя из условия

$$\Delta N_{ср} = \Delta N.$$

Потери мощности в рассматриваемом колесе определяют из уравнений

$$\Delta N = \int_0^h \Delta h \, dQ;$$

$$\Delta N_{ср} = \Delta h Q_{ср},$$

а потери напора — по уравнению

$$\Delta h = \frac{\zeta}{1 - \zeta} \frac{w_2^2}{2g}.$$

При этом величина расхода  $Q = C_m F$  ( $F$  — площадь проходного сечения канала,  $C_m$  — меридиональная скорость потока,  $C_m = w \sin \beta$ ).

На основании изложенного можно записать

$$\begin{aligned} \frac{\zeta_{ср}}{1 - \zeta_{ср}} \frac{C_m^2}{2g \sin^2 \beta_{ср}} C_m \, dF &= \\ &= \int_0^h \frac{\zeta}{1 - \zeta} \frac{C_m^2}{2g \sin^2 \beta} C_m \, dF, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $C_m \, ср$ ,  $\beta_{ср}$  — соответственно осредненные по высоте лопасти значения меридиональной скорости и угла выхода потока.

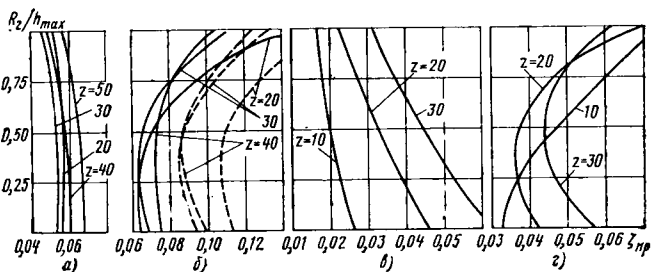


Рис. 1. Распределение коэффициентов профильных потерь  $\zeta_{пр}$  по высоте лопасти в зависимости от их числа  $z$

Преобразуем данное уравнение, выделив коэффициент профильных потерь. Для этого проведем соответствующие преобразования и сокращения

$$\zeta_{пр.ср} = \frac{1}{1 + \frac{C_{m\text{ ср}}^3 F}{\sin^2 \beta_{зср} \int_F \frac{\zeta}{1-\zeta} \frac{C_m^3}{\sin^2 \beta_2} dF}} \quad (2)$$

Интеграл, входящий в уравнение (2), следует решать графическим или любым приближенным методом.

Результаты расчета по уравнению (2) для колес комплексного гидротрансформатора приведены на рис. 2, а, б, в, г.

На рис. 2, а показано изменение  $\zeta_{пр.ср}$  в насосном колесе на режиме безударного входа. Из этого рисунка следует, что для насосного колеса оптимальным является  $z=24 \div 28$  (в насосном колесе гидротрансформатора ЛГ-43  $z=28$ ).

Распределение потерь  $\zeta_{пр.ср}$  в зависимости от числа лопастей в турбинном колесе показано на рис. 2, б. Установим, что для турбинного колеса исследуемого гидротрансформатора  $z_{опт}=26 \div 28$  на режиме  $i=0,4$  (сплошные линии). Из рис. 1, б видно, что кривые изменения  $\zeta_{пр}$  в турбинном колесе по высоте лопасти на режиме  $i=0,7$  (штриховые линии) имеют тот же характер, что и на режиме безударного входа. Вместе с тем на режиме  $i=0,7$  будет  $z_{опт}=32 \div 34$ . Учитывая область применения гидротрансформатора, установим, что для гидротрансформатора грузового автомобиля, часто работающего в зоне малых  $i$ , должно быть принято  $z$  ближе к нижнему пределу, а для гидротрансформатора легкового автомобиля — к верхнему. Однако число лопастей не должно превышать 25 в турбинном колесе, так как это связано с определенными технологическими трудностями, поэтому на практике оно должно выбираться в пределах 20—25 (например, в гидротрансформаторе ЛГ-43  $z_2=24$ ).

При выборе  $z_{опт}$  в колесе первого реактора установим (рис. 2, в), что зависимость изменения величины  $\zeta_{пр.ср}$  в этом колесе не имеет экстремума. Вместе с тем, как показывают выполненные в работе [5] исследования, в колесе первого реактора комплексного гидротрансформатора на режиме трогания наблюдаются значительные входные потери, которые уменьшаются с ростом числа лопастей. В связи с этим для первого реактора  $z_3$  выбирается с учетом имеющегося опыта в пределах 26—28.

При определении числа лопастей в колесе второго реактора (рис. 2, г) предварительно рассмотрим изменение  $\zeta_{пр}$  в зависимости от числа лопастей  $z$  внутреннего тора (кривая 1) и наружного тора (кривая 2). Из этого рисунка можно установить, что для обеспечения минимальных потерь в колесе должна быть равная густота профилей по высоте за счет разного числа лопастей у наружного и внутреннего торцов или соответствующей подрезки лопастей колес на выходе [6].

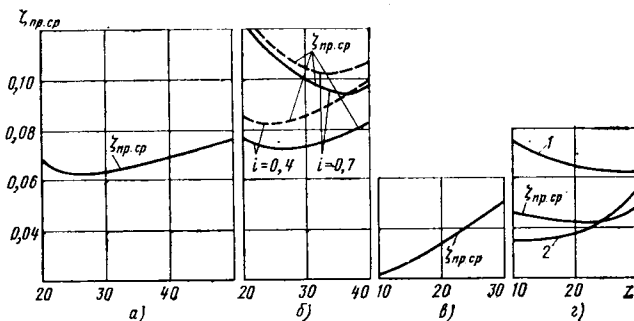


Рис. 2. Влияние числа лопастей  $z$  на изменение  $\zeta_{пр.ср}$

Кроме того, на рисунке показано изменение осредненного значения  $\zeta_{пр}$  в колесе второго реактора. Принимая за оптимальное число лопастей, обеспечивающее минимальное значение  $\zeta_{пр.ср}$ , по кривой  $\zeta_{пр.ср}=f(z)$  установим, что для колеса второго реактора  $z_3'_{опт}=21 \div 23$ .

Приведенные данные по величинам коэффициентов профильных потерь  $\zeta_{пр}$  получены для лопастей с выходными кромками толщиной 1,2 мм. С увеличением толщины кромок возрастает коэффициент кромочных потерь  $\zeta_{кр}$ , а оптимальное число лопастей в колесе уменьшается. Это следует учитывать в процессе проектирования колес.

Влияние толщины выходной кромки на величину  $z_{опт}$  рассмотрим на примере турбинного колеса. В частности, установим, что при увеличении толщины с 1,2 до 1,6 мм (штриховые линии на рис. 2, б) оптимальное число лопастей на режиме  $i=0,4$  снижается до 20—22, а на режиме  $i=0,7$  до 30—32.

Использование данного метода определения  $z_{опт}$  позволяет повысить показатели характеристик комплексных гидротрансформаторов за счет снижения потерь в колесах.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин комбинированных и газотурбинных двигателей. М., Машгиз, 1959. 352 с.
2. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., Физматгиз, 1962. 512 с.
3. Митрохин В. Т. Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарном и переходном режиме. М., Машиностроение, 1974. 226 с.
4. Мазалов Н. Д., Трусов С. М. Гидромеханические коробки передач. М., Машиностроение, 1971. 291 с.
5. Трусов С. М. Автомобильные гидротрансформаторы. М., Машиностроение, 1977. 271 с.
6. Трусов С. М., Погорелов В. В., Чистяков Л. Н. Об одном методе увеличения энергоемкости комплексного гидротрансформатора. Науч. тр./НАМИ, 1976, вып. 158.

УДК 621.822.001.24

## Преднатяг подшипниковых узлов и принципы его технологического обеспечения

Канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН

Московский автомеханический институт

**ВОПРОСЫ** преднатяга подшипников в редукторах ведущих мостов и других агрегатах автомобилей изучены недостаточно, особенно технологическое обеспечение заданной величины преднатяга в процессе сборки редукторов.

Преднатяг подшипниковых узлов зависит от многих конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов; он определяет качество сборки редуктора и работоспособность агрегата.

На основании ранее известных методов размерного анализа размерные цепи на преднатяг подшипниковых узлов не под-

давались расчету. Следствием этого является снижение качества редуктора и его работоспособности при высококачественных деталях и сборочных единицах, из которых образуется агрегат в процессе сборки. Известно, что работоспособность редукторов ведущих мостов отдельных конструкций существенно отличается от расчетной.

Для достижения высокой работоспособности редуктора необходим учет двух факторов — обоснованно заданной величины преднатяга, определяемой условиями эксплуатации агрегата и его конструкции, а также технологического обеспече-



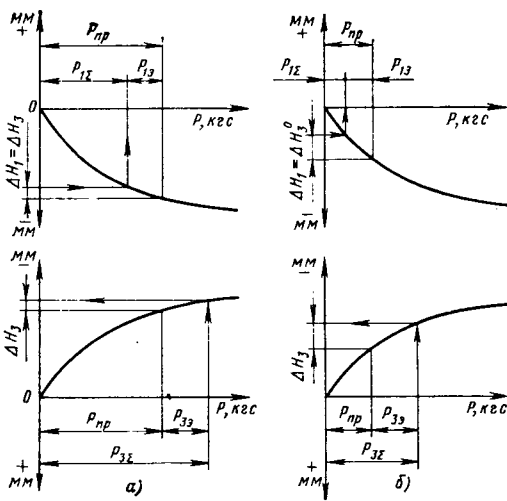


Рис. 1. Осевые перемещения и нагрузки в подшипниковых узлах ведущей шестерни редуктора в зависимости от усилия преднатяга для подшипников с углом конуса  $\beta = 15^\circ 30'$ : а — при больших значениях; б — при малых значениях усилия преднатяга

ния заданной величины преднатяга в подшипниковых узлах в процессе сборки редуктора. Величина преднатяга подшипников и технологическое обеспечение этой величины взаимосвязаны.

В редукторах ведущих мостов зацепление главной пары обладает высокой чувствительностью к осевому перемещению шестерен под нагрузкой, которое зависит в основном от жесткости подшипниковых узлов, являющихся самым слабым звеном в агрегате. Зависимость осевой жесткости (податливости) от угла конуса  $\beta$  конических подшипников рассмотрена в работе [1].

При заданных параметрах опор для уменьшения и ограничения перемещений шестерни в редукторе под эксплуатационной нагрузкой подшипники дуплекса предварительно сжимаются осевым усилием  $P_{пр}$ . Это устанавливает тот участок кривой жесткости, на котором будет восприниматься нагрузка опорами валов в первоначальный период эксплуатации редуктора. Следовательно, физически величина преднатяга подшипников — это осевое усилие  $P_{пр}$ , с которым должны быть сжаты тела качения подшипников дуплекса в результате сборки.

Для зацепления шестерен более благоприятны большие значения усилия преднатяга подшипников; при этом восприятие

нагрузок опорами валов происходит на пологом участке кривой жесткости (рис. 1, а). Меньшие значения усилия преднатяга подшипников приводят к большим перемещениям шестерни (рис. 1, б). С увеличением усилия преднатяга подшипников точность вращения валов в начале эксплуатации редуктора повышается (рис. 2). Вместе с тем общая нагрузка, приходящаяся на подшипники в начальный период эксплуатации, пропорциональна усилию преднатяга. Следовательно, долговечность подшипниковых узлов редуктора с увеличением усилия преднатяга уменьшается, а интенсивность изменения монтажной высоты подшипников во времени в связи с износом увеличивается.

Таким образом, имеют место два взаимнопротивоположных условия; по зацеплению шестерен в главной передаче редуктора при эксплуатации — по перемещениям — усилие преднатяга должно быть возможно большим, а по поведению подшипниковых узлов во времени — возможно меньшим. Это приводит к необходимости выбора оптимальной величины усилия преднатяга в подшипниковых узлах редуктора по перемещениям шестерни в эксплуатации и по работоспособности ее опор. Основаниями для выбора оптимальной величины преднатяга являются следующие зависимости:

- 1) перемещения шестерни (колеса) от величины усилия преднатяга при известной податливости подшипниковых узлов и известной эксплуатационной нагрузке в сопоставлении с допустимыми по зацеплению в главной паре редуктора;
- 2) точность вращения шестерни (колеса) — осевое и радиальное биения в зависимости от усилия преднатяга подшипниковых узлов под действием эксплуатационной нагрузки;
- 3) долговечность и износ подшипниковых узлов редуктора в зависимости от величины усилия преднатяга с учетом изменений в силовом замыкании размерной цепи вследствие тепловых явлений.

По первой и второй зависимостям имеются достаточно полные сведения для редукторов легковых машин [1], по долговечности и износу подшипниковых узлов редукторов таких сведений практически нет. Данные о долговечности подшипников, имеющиеся на заводах-изготовителях подшипников, получены без учета особенностей сборки неподвижных соединений колец с корпусом и валом редуктора и характеризуют подшипник как изделие. Существующая методика оценки долговечности подшипников не предусматривает определение изменения монтажной высоты вследствие износа во времени. Влияние факторов сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях на долговечность и износ в подшипниковых узлах редукторов до настоящего времени не оценивалось и не исследовано. В отсутствии этих сведений состоят основные трудности определения оптимальной величины усилия преднатяга подшипниковых узлов в редукторах ведущих мостов автомобилей.

Из изложенного видно, что, исходя из условий эксплуатации редуктора, основным параметром в преднатяге подшипниковых узлов является усилие преднатяга.

Анализ технических условий на сборку редукторов показывает, что усилие преднатяга в подшипниковых узлах, как правило, не задается. Преднатяг подшипниковых узлов принято регламентировать моментом трения  $M_{тр}$  (иногда применяется термин «момент сдвига»). При современных требованиях к работоспособности агрегатов автомобиля, больших мощностях и нагрузках такой способ задания преднатяга следует отнести к вынужденному решению.

Задача технологического обеспечения преднатяга подшипниковых узлов в редукторах в процессе сборки состоит в том, чтобы гарантированно обеспечить величину усилия преднатяга, так как именно она определяет работоспособность агрегата в эксплуатации. В условиях производства это связано с решением технологических сборочных размерных цепей в каждом редукторе. Следовательно, физическая величина преднатяга подшипниковых узлов, выраженная в единицах силы (кгс), в соответствии с конструкцией в технологическом решении приведена к единицам длины (мм), а проверяемая величина — момент трения задана в кгс·м и является следствием технологического решения. Эти три параметра: усилие преднатяга, замыкающее звено размерной цепи и момент трения, имеющие различную размерность, взаимосвязаны.

Определим силовое условие, которое вытекает из физической сущности преднатяга подшипниковых узлов в редукторе. Для этой цели рассмотрим одну из распространенных конструктивных схем, широко применяемую в практике автомобилестроения и заключающуюся в установке ведущей шестерни редуктора на конических подшипниках с так называемой «жесткой» регулировкой преднатяга подшипниковых узлов (см. рис. 1). Предварительное осевое сжатие подшипниковых узлов согласно рис. 3, а создается в процессе сборки при затягивании гайки резьбового соединения хвостовика шестерни с опре-

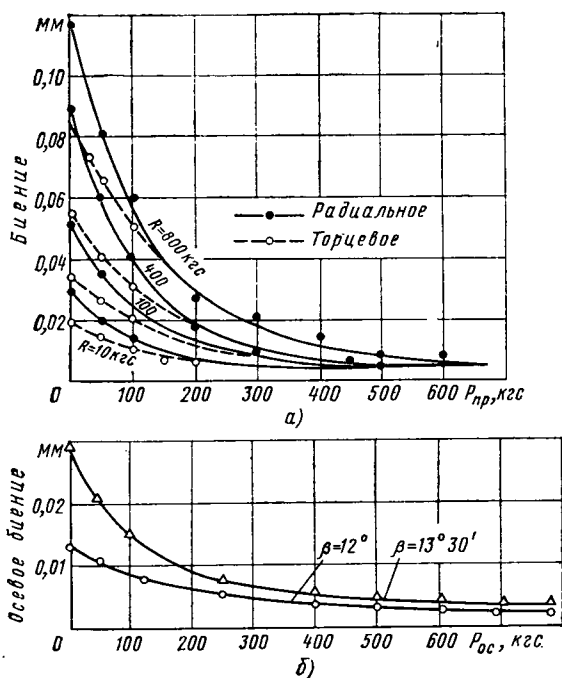


Рис. 2. Неточности вращения дуплекса подшипников в зависимости от  $P_{пр}$  (а) и  $P_{ос}$  (б)

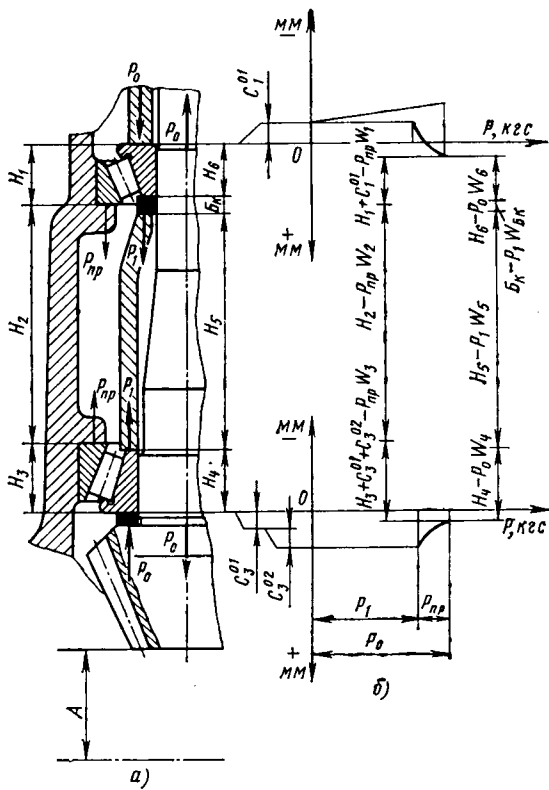


Рис. 3. Схема расчета сборочной размерной цепи на преднатяг подшипников ведущей шестерни редуктора: а — конструктивная размерная цепь; б — технологическая сборочная размерная цепь с динамико-силовым замыканием

деленным крутящим моментом  $M_{зат}$ . Осевое усилие  $P_0$ , развиваемое этим соединением, составляет для редукторов легковых автомобилей 5000—7000 кгс. Усилие  $P_0$  должно распределиться на две неравные части, большая часть  $P_1$  — по внутреннему контуру, образованному распорным элементом и внутренними кольцами подшипников, меньшая —  $P_{пр}$ , являющаяся усилием преднатяга, — по внешнему контуру, образованному корпусом с неподвижно установленными наружными кольцами подшипников, телами качения и внутренними кольцами.

Общими элементами во внешнем и внутреннем контурах являются внутренние кольца подшипников. Следовательно, силовое замыкание, имеющее один источник, должно распределиться на два контура таким образом, чтобы гарантированно обеспечить величину  $P_{пр}$  во внешнем контуре независимо от колебания усилия  $P_0$ . По условиям конструкции это распределение предусмотрено достигать технологическим путем подбора необходимого линейного размера распорного элемента во внутреннем контуре за счет компенсатора  $B_k$ . При этом усилие преднатяга  $P_{пр}$  создает необходимую жесткость подшипниковых узлов в первоначальный период эксплуатации, а усилие  $P_1$  способствует повышению жесткости ведущей шестерни в связи с тем, что вал-шестерня растянут, а распорный элемент и внутренние кольца подшипников сжаты этим усилием.

Таким образом, силовое условие преднатяга подшипниковых узлов определяется соотношением усилий  $P_{пр} = P_0 - P_1$ . Именно это силовое условие должно быть обеспечено технологическим решением. Следовательно, в решении технологической сборочной размерной цепи на преднатяг подшипниковых узлов для достижения заданной величины усилия  $P_{пр}$  необходимо определить действительную величину компенсатора  $B_k$  с учетом податливости звеньев, нагруженных соответственно усилиями  $P_{пр}$  и  $P_1$ , и действующих сборочных факторов. Ранее известные методы расчета размерных цепей не позволяли этого сделать.

Для решения технологической сборочной размерной цепи на преднатяг подшипниковых узлов воспользуемся выражением

$$A_{\Delta}^A = \sum \xi_i (A_i + \xi_i^c c_i) + \xi_i^w P_n^{c_6} \sum w_i, \quad (1)$$

которое позволяет связать линейные размеры, усилия и податливость составляющих звеньев [2] и является дальнейшим развитием размерного анализа. Согласно схеме (рис. 3, б) и

выражению (1) действительная величина компенсатора  $B_k$  определяется следующим выражением:

$$B_k^A - P_1 w_{B_k} = (H_1 + c_1^{01} - P_{пр} w_1) + (H_2 - P_{пр} w_2) + (H_3 + c_3^{01} + c_3^{02} + P_{пр} w_3) - (H_4 - P_0 w_4) - (H_5 - P_1 w_5) - (H_6 - P_0 w_6), \quad (2)$$

из которого следует

$$B_k^A = (H_1 + H_2 + H_3 - H_4 - H_5 - H_6) + (c_1^{01} + c_3^{01} + c_3^{02}) - P_{пр} (w_1 + w_2 + w_3) + P_1 (w_5 + w_{B_k}) + P_0 (w_4 + w_6), \quad (3)$$

где  $H_i$  — размер составляющего звена до сборки;  $c_i$  — влияние сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях на соответствующее звено размерной цепи;  $w_i$  — податливость звеньев размерной цепи, воспринимающих соответственно усилия  $P_{пр}$ ,  $P_1$  и  $P_0$ .

Учитывая то, что усилие  $P_{пр}$  составляет примерно 10% от  $P_0$ , допустимо для упрощения технологического решения принять  $P_1 \approx P_0$ . Тогда выражение (3) примет вид

$$B_k^A = (H_1 + H_2 + H_3 - H_4 - H_5 - H_6) + (c_1^{01} + c_3^{01} + c_3^{02}) - P_{пр} (w_1 + w_2 + w_3) + P_1 (w_5 + w_{B_k} + w_4 + w_6). \quad (4)$$

Технологическое осуществление этого решения должно учитывать сборочные факторы согласно выражению (4). Отклонение в любом из них приведет к погрешности в определении величины компенсатора  $B_k$  и, следовательно, к отклонениям усилия преднатяга.

Выражения (3) и (4) связывают линейные перемещения в подшипниковых узлах с усилием преднатяга и позволяют проанализировать влияние размеров звеньев, сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях, податливости и осевых усилий на замыкающее звено технологической сборочной размерной цепи, которым является компенсатор, и, следовательно, на величину усилия преднатяга. Предельные значения указанных факторов позволяют установить диапазон размеров необходимой компенсации в условиях производства и определить ступени компенсаторов, отвечающие эксплуатационному назначению преднатяга в подшипниковых узлах редуктора.

Из изложенного следует, что гарантированное технологическое обеспечение преднатяга подшипниковых узлов в редукторах требует задания в условиях на сборку величины усилия преднатяга  $P_{пр}$  и усилия  $P_0$  с указанием допустимых отклонений. Регламентация преднатяга подшипниковых узлов только по одному моменту трения  $M_{тр}$  недостаточна для решения технологической задачи, так как допускает произвольное назначение нагрузок, прикладываемых к внешнему и внутреннему контурам размерной цепи на преднатяг подшипниковых узлов, причем ошибка в этом случае, как правило, не оценивается и проявляется при эксплуатации агрегата.

Количественно момент трения в подшипниках дуплекса в диапазоне осевых нагрузок до 1000 кгс обладает низкой чувствительностью к изменению усилия преднатяга. На рис. 4 приведены результаты исследования момента трения в дуплексе конических подшипников с углом конуса  $\beta = 13^\circ$ . Момент трения определялся на специальной установке с маховиком значительной массы по времени выбега при различной частоте вращения. Условия установки колец подшипников в корпус по сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях при исследовании момента трения были близки к идеальным. Таким образом, вторым уравнением, позволяющим связать все три параметра преднатяга подшипников  $P_{пр}$ ,  $B_k$  и  $M_{тр}$ , является зависимость  $M_{тр} = f(P_{пр})$ . Это позволяет решать размерную цепь относительно любого из этих параметров преднатяга, а

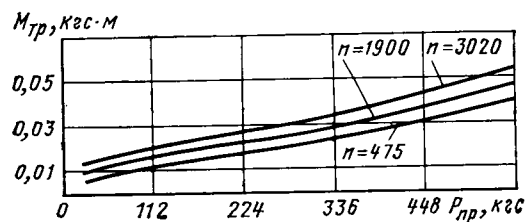


Рис. 4. Зависимость момента трения  $M_{тр}$  от усилия преднатяга  $P_{пр}$  подшипников на экспериментальной установке

также относительно любого звена в размерной цепи. При этом конструктивным параметром, влияющим на зависимость  $M_{тр} = f(P_{пр})$ , является угол конуса подшипников.

Не вдаваясь в физическую сущность момента трения подшипниковых узлов, отметим следующее. Момент трения в подшипниках как изделия определяется в условиях, которые существенно отличаются от их состояния в агрегате по усилию и геометрическим параметрам. В подшипниковых узлах агрегата в результате сборки имеет место изменение геометрии беговой дорожки и погрешности взаимного расположения колец в дуплексе. В связи с этим изменяется запрокинутый контакт тел и поверхностей качения. Это приводит к тому, что действительный момент трения в подшипниковых узлах  $M_{тр}^д$  не равен моменту трения  $M_{тр}$  подшипников в исходном состоянии. Действительный момент трения в подшипниковых узлах  $M_{тр}^д$  зависит в основном от момента трения в подшипниках в результате их изготовления, принятого угла конуса подшипников и тех изменений, которые происходят в результате сборки подшипниковых узлов агрегата. Кроме того, момент трения задается на весь подшипниковый узел дуплекса, причем нередко совместно с сальником. В этом случае момент трения подшипниковых узлов составляет лишь часть той величины, которая проверяется и является измеряемым параметром, по величине которого делается заключение о преднатяге подшипников.

Таким образом, момент трения в подшипниковых узлах является некорректной величиной по отношению к усилию преднатяга по следующим причинам:

1) незначительные изменения момента трения соответствуют значительным изменениям усилия преднатяга. Это приводит к тому, что в пределах допуска по моменту трения действительная величина усилия преднатяга может отличаться в 2 раза и более;

2) исходный момент трения подшипников обладает нестабильностью;

3) действительный момент трения в подшипниковых узлах зависит от результатов сборки этих узлов, что приводит к нестабильности этого параметра.

Именно этим объясняется то, что неточности при регулировке преднатяга подшипниковых узлов не улавливаются с помощью момента трения. Следовательно, технологические решения, основанные на контроле регулировки преднатяга в подшипниковых узлах редукторов ведущих мостов автомобилей косвенным путем по моменту трения, могут приводить к значительным отклонениям действительной величины усилия преднатяга. В то время как для качества сборки редукторов и их работоспособности основное значение имеет величина усилия преднатяга в подшипниковых узлах и стабильность ее технологического обеспечения.

Величина компенсатора при регулировке преднатяга зависит от исходных размеров подшипников, точности сборки неподвижных соединений колец подшипников, податливости подшипниковых узлов и распорных элементов, величины осевых усилий. Каждый из этих факторов обладает нестабильностью по отношению к величине компенсатора.

От технологического решения зависит, насколько удастся учесть нестабильность этих факторов при их случайном сочетании в редукторе и обеспечить в процессе сборки стабильность преднатяга по величине усилия  $P_{пр}$  в жестких пределах, что вытекает из требований работоспособности агрегата в эксплуатации.

По точности и стабильности, с которыми может выдерживаться усилие преднатяга подшипниковых узлов в редукторах в процессе сборки, технологические решения регулировки преднатяга можно разделить на три основные группы.

К первой группе относится наиболее распространенное в практике технологическое решение регулировки преднатяга по моменту трения. Результат регулировки в этом решении подвержен влиянию нестабильности всех параметров, входящих в размерную цепь: размеров звеньев, сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях, податливости, колебанию усилий  $P_0$  и  $P_1$ .

Учитывая некорректность момента трения по отношению к усилию преднатяга, такое решение является достаточно грубым приближением к силовому условию преднатяга. Применение постоянной поправки при определении величины компенсатора в этом технологическом решении следует рассматривать как попытку учесть влияние действующих на преднатяг сборочных факторов. Но постоянная поправка не может учесть случайного сочетания сборочных факторов; величина поправки не всегда обоснована расчетом размерной цепи и не для всех конструктивных схем опор валов в редукторах может обеспечить высокую точность регулировки по усилию преднатяга.

В этом технологическом решении субъективность оценки выполняемой регулировки имеет большое значение, что ставляет сравнивать его с известным методом проб и ошибок. Следствием этого является низкая производительность в связи с неизбежными переборками.

Ко второй группе относится технологическое решение регулировки преднатяга по деформации выбранного звена или звеньев. В этом решении выполнение силового условия преднатяга подшипниковых узлов поставлено в зависимость от двух факторов: колебания податливости выбранного звена, что связано с постоянством физико-механических свойств материала, включая термообработку, и размерами, не входящими в размерную цепь, но влияющими на нестабильность податливости данного звена; постоянством величины осевого усилия  $P_0$ , контролируемого по моменту затяжки резьбового соединения — источника силового замыкания. Решение регулировки преднатяга на основе деформации выбранного звена применяется значительно реже.

Третья группа представлена технологическим решением, в основе которого лежит воспроизведение усилий в контурах размерной цепи. В этом решении результат регулировки преднатяга подшипниковых узлов подвержен влиянию только одного фактора — нестабильности осевого усилия  $P_0$ , создаваемого резьбовым соединением и контролируемого по моменту затяжки. Усилия  $P_{пр}$  и  $P_1$  могут быть выдержаны и проконтролированы с высокой точностью.

Из этого качественного анализа следует, что технологическое решение, основанное на воспроизведении усилий в контурах размерной цепи преднатяга подшипниковых узлов редуктора, способно обеспечить наиболее высокую точность и стабильность по усилию преднатяга.

Для регулировки преднатяга в подшипниковых узлах редукторов применяются измерительно-комплектующие стенды, конструкция которых обусловлена принятым технологическим решением. Наиболее сложным является сборочное оборудование для технологического решения с воспроизведением усилий  $P_{пр}$  и  $P_1$  в контурах размерной цепи преднатяга подшипниковых узлов редуктора.

Общие принципы этого решения состоят в динамико-силовом замыкании внешнего контура под осевой нагрузкой  $P_{пр}$ . Это позволяет учесть податливость подшипниковых узлов при действительных результатах их сборки и измерить действительный момент трения  $M_{тр}^д$  в подшипниковых узлах. Внутренний контур нагружается усилием  $P_1$ , что позволяет учесть податливость распорных элементов при их действительных размерах, результатах сборки неподвижных соединений и физико-механических свойствах материалов.

Таким образом, технологически обеспечено именно то замыкание размерной цепи на преднатяг, которое заложено по существу в самом понятии преднатяга. Измеренный действительный момент трения используется для контроля ведения технологического процесса сборки, а не выходного параметра редуктора. Усилия  $P_{пр}$  и  $P_1$  в технологическом решении должны рассматриваться как параметры размерной цепи и, следовательно, иметь заданные отклонения из их допустимости по эксплуатационным показателям агрегата. Субъективность оценки результатов регулировки преднатяга в таком решении практически исключается.

Таким образом определены требования к автоматизированному сборочному оборудованию для регулировки преднатяга подшипниковых узлов — измерительно-комплектующим стендам. Компоновка измерительно-комплектующих стендов и выбор технологического решения зависит от конструктивных особенностей подшипниковых узлов редуктора, что отражается в схеме и выражении размерной цепи. Наибольшие сложности при создании сборочного оборудования имеют место в схемах подшипниковых узлов, где предусмотрено конструкцией первоначально определить действительную величину компенсатора, а затем осуществить сборку неподвижных соединений колец подшипников с корпусом или валом.

Преднатяг подшипниковых узлов редуктора связан с другими выходными параметрами агрегата, например, положением ведущей шестерни. Это особенно важно для редукторов, в которых по условиям конструкции предусмотрено первоначально производить регулировку положения ведущей шестерни, а затем регулировку преднатяга подшипников этой шестерни.

Допустим, что регулировка положения ведущей шестерни выполнена под нагрузкой  $P_{сб}$ , благодаря чему достигнуто определенное монтажное расстояние шестерни в пределах допуска на него. При последующей регулировке и создании преднатяга подшипниковых узлов ведущей шестерни достигнуто усилие преднатяга  $P_{пр} \neq P_{сб}$ . Это приведет к тому, что ранее отрегулированное положение ведущей шестерни и в собранном

редукторе изменится. Зависимость  $\Delta h = cP \cdot 10^{0,425}$  [1] позволяет определить влияние разности  $P_{пр} - P_{сб}$  на окончательное положение ведущей шестерни в редукторе.

Следовательно, усилие  $P_{сб}$ , при котором осуществляется регулировка положения ведущей шестерни, усилие преднатяга  $P_{пр}$  подшипниковых узлов этой шестерни и контроль положения ведущей шестерни по монтажному размеру после создания преднатяга должны быть взаимосвязаны.

Таким образом, в таких конструкциях редукторов в конечном счете именно преднатяг подшипниковых узлов определяет действительное положение ведущей шестерни и тот участок кривой жесткости, на котором будут восприниматься эксплуатационные нагрузки в период начала работы агрегата.

Разработанный метод расчета размерных цепей на преднатяг подшипников позволяет решить другие вопросы, не решавшиеся ранее. К ним в первую очередь можно отнести определение требований к податливости распорного элемента на всем диапазоне возможных размеров в конструкциях редукторов, где для регулировки преднатяга подшипниковых узлов применяется деформируемый элемент — так называемая «нежесткая» регулировка преднатяга.

На основании работы [2] может быть рассмотрено изменение величины преднатяга подшипниковых узлов в условиях эксплуатации во времени. При этом основным фактором, влияющим на изменение величины преднатяга, будет являться износ в подшипниковых узлах, приведенный к монтажной высоте подшипников, зависящий прежде всего от сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях колец подшипников с корпусом и валом и от действительной величины усилия преднатяга, достигнутой в результате сборки агрегата.

В заключение отметим, что усилие преднатяга подшипниковых узлов редуктора и его технологическое обеспечение зависят от сочетания конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Особенности создания преднатяга в под-

шипниковых узлах редукторов учтены в методике расчета сборочных размерных цепей на основе динамико-силового замыкания в соответствии с силовым условием преднатяга.

Момент трения не может являться основным параметром для гарантированного технологического обеспечения усилия преднатяга с высокой стабильностью. Анализ технологических решений регулировки преднатяга подшипниковых узлов показывает, что наиболее стабильно усилие преднатяга может обеспечиваться при воспроизведении силового замыкания во внешнем и внутреннем контурах размерной цепи. Это позволило определить общие требования к автоматизированному сборочному оборудованию в виде измерительно-комплектующих стендов для регулировки преднатяга подшипниковых узлов в редукторах.

Схема размерной цепи на преднатяг подшипниковых узлов редуктора и ее выражение позволяют обоснованно решать вопросы технологичности конструкции подшипниковых узлов агрегата, технологического обеспечения качества сборки этих узлов по преднатягу во взаимосвязи с другими выходными параметрами редуктора, прогнозировать работоспособность редуктора в зависимости от преднатяга, а также решать вопросы диагностики возможных дефектов в производстве редукторов и других агрегатов автомобиля на подшипниках качения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. Поведение конических подшипников и качество сборки редукторов ведущих мостов автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1973, № 10, с. 28—30.
2. Воронин А. В. Размерные цепи агрегатов в процессе сборки и эксплуатации. — Автомобильная промышленность, 1977, № 5, с. 32—34.

УДК 621.919.1

# К вопросу определения деформаций стенки детали при деформирующе-режущем протягивании

Д-р техн. наук В. В. АБЕЛЬ, Т. Н. КОВБАС  
Московский автомеханический институт

**ПРОЦЕСС** деформирующе-режущего прошивания отверстий сопровождается сложными физико-механическими явлениями, аналитическое описание механизма которых позволит установить оптимальные параметры обработки и конструктивные элементы прошивки.

Из анализа ранее проведенных работ очевидно, что одной из важнейших задач, определяющих характер протекания процесса деформирующе-режущего прошивания отверстий, является описание механизма распространения деформации образующей отверстия детали вдоль оси под действием кольцевой сосредоточенной нагрузки.

При прохождении деформирующих элементов через обрабатываемое отверстие стенки детали подвергаются упругим и пластическим деформациям, причем наиболее часто встречающимся является общий случай упруго-пластической деформации стенки. В результате проведенных исследований<sup>1</sup> установлено, что при небольших натягах на деформирующий элемент основную часть суммарной деформации составляют упругие деформации (до 90%). Упругие деформации определяют истинные величины натягов на деформирующие элементы и подъемов на режущие зубья инструмента. Это предопределяет необходимость установления величины и характера распространения упругой деформации стенки детали.

Характер деформации зависит от длины обрабатываемой детали, толщины стенки, материала, диаметра детали, а также от расположения деформирующего элемента по длине детали. Кроме этого, необходимо учитывать метод базирования детали в процессе обработки. При деформирующе-режущем прошивании заготовка базируется, как правило, в осевом направлении по торцу, при этом второй торец является свободным.

Для вывода уравнения упругой линии рассмотрим цилиндрическую оболочку, в которой с силой  $T$  проталкивается же-

сткий в осевом направлении деформирующий элемент. Расчетная схема (рис. 1) представляет собой оболочку, к срединному слою которой по окружности приложены радиальные силы  $P$  и моменты

$$M = t \frac{\delta_0}{2}, \text{ где } t = T/2\pi r_0; \delta_0 = r_2 - r_1 -$$

толщина стенки оболочки;  $r_1$  — внутренний радиус;  $r_2$  — наружный радиус;  $r_0$  — радиус срединного слоя.

Используя метод начальных параметров и прерыватели И. Г. Бубнова, для любого сечения оболочки запишем

$$w_x = F_1[\psi] \omega_0 + \frac{F_2[\psi]}{\beta} \varphi_0 - \frac{F_3[\psi]}{\beta^2 D} M_0 - \frac{F_4[\psi]}{\beta^3 D} Q_0 - \int_{\psi > \alpha} \left[ \frac{F_3[\psi - \alpha]}{\beta^2 D} M - \frac{F_4[\psi - \alpha]}{\beta^3 D} P; \right.$$

$$\varphi_x = -4\beta F_4[\psi] \omega_0 + F_1[\psi] \varphi_0 - \frac{F_2[\psi]}{\beta D} M_0 - \frac{F_3[\psi]}{\beta^2 D} Q_0 - \int_{\psi > \alpha} \left[ \frac{F_2[\psi - \alpha]}{\beta D} M - \frac{F_3[\psi - \alpha]}{\beta^2 D} P; \right.$$

$$M_x = 4\beta^2 DF_3[\psi] \omega_0 + 4\beta DF_4[\psi] \varphi_0 + F_1[\psi] M_0 + \frac{F_2[\psi]}{\beta} Q_0 - \int_{\psi > \alpha} \left[ F_1[\psi - \alpha] M + \frac{F_2[\psi - \alpha]}{\beta} P; \right.$$

$$Q_x = 4\beta^3 DF_2[\psi] \omega_0 + 4\beta^2 DF_3[\psi] \varphi_0 - 4\beta F_4[\psi] M_0 + F_1[\psi] Q_0 - \int_{\psi > \alpha} \left[ 4\beta F_4[\psi - \alpha] M + F_1[\psi - \alpha] P; \right.$$

<sup>1</sup> Кузнецов А. М. Технологические и физические основы деформирующе-режущих методов обработки. — Автомобильная промышленность, 1974, № 12.

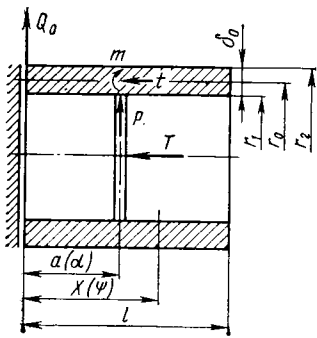


Рис. 1. Расчетная схема для определения деформации стенки детали

где  $w_x, \varphi_x, M_x, Q_x$  — значения прогиба, угла поворота, изгибающего момента и поперечной силы в текущем сечении;

$w_0, \varphi_0, M_0, Q_0$  — значения соответствующих факторов в начале координат;

$F_1[\psi], F_2[\psi], F_3[\psi], F_4[\psi]$  — функции А. Н. Крылова

$\psi = \beta x$  и  $\alpha = \beta a$  — безразмерные координаты, вводимые для удобства расчета; ( $x$  — текущая координата;  $a$  — расстояние до деформирующего элемента;

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu_0^2)}{r_0^2 d_0^2}}$$

$\nu_0$  — коэффициент Пуассона);  $D$  — цилиндрическая жесткость.

Исходя из условия базирования детали, задаем следующие граничные условия. Правый торец детали свободен от внешних нагрузок, поэтому  $Q_l=0; M_l=0$  при  $x=l$  ( $l$  — длина детали). В связи с тем, что опорный торец детали в процессе обработки поджат к опорной поверхности приспособления осевой силой  $T$ , можно в первом приближении принять, что угол поворота опорного сечения детали равен нулю. В результате этого давления между опорным сечением детали и опорной поверхностью приспособления возникают радиальные силы трения  $Q_0 = -fi$ , уменьшающие свободные перемещения опорного сечения.

В этом случае начальные параметры  $w_0$  и  $M_0$  определяют по формулам:

$$\begin{aligned} \beta^3 D w_0 &= -\frac{b_3}{4} Q_0 - \frac{P}{4} \{b_1 F_1[\alpha] + 4F_4[\alpha] - \\ &- 2b_1 F_3[\alpha]\} - \frac{\beta M}{2} \{b_1 F_2[\alpha] + 2b_3 F_4[\alpha] - 2F_3[\alpha]\}; \\ M_0 &= -\frac{b_1}{2\beta} Q_0 - \frac{P}{2\beta} \{b_1 F_1[\alpha] + 2b_2 F_3[\alpha] - 2F_2[\alpha]\} - \\ &- M \{F_1[\alpha] - b_2 F_2[\alpha] + 2b_1 F_4[\alpha]\}, \end{aligned}$$

где  $b_1, b_2, b_3$  — коэффициенты, зависящие от параметров детали  $l$  и  $\beta$ .

Радиальную силу  $P$  находим из условия совместности деформации деформирующего элемента и оболочки:

$$|w_\alpha| + |u_d| = \Delta r,$$

где  $w_\alpha$  — радиальное перемещение оболочки в сечении  $\alpha$ , где расположен деформирующий элемент;

$u_d$  — деформация деформирующего элемента;

$\Delta r$  — натяг на деформирующий элемент.

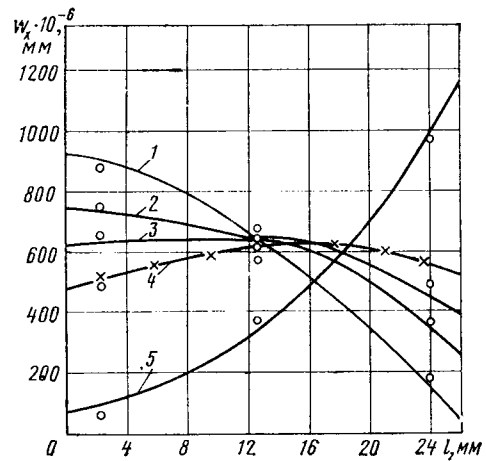


Рис. 2. Изменение прогиба по длине стенки детали из стали ШХ15: 1 —  $a=0$  ( $\alpha=0$ ); 2 —  $a=11$  мм ( $\alpha=0,979$ ); 3 —  $a=13$  мм ( $\alpha=1,157$ ); 4 —  $a=15$  мм ( $\alpha=1,335$ ); 5 —  $a=26$  мм ( $\alpha=2,314$ )

Величина  $u_d$  определяется по формуле

$$u_d = \frac{1-\nu_d}{E_d} \frac{P r_1}{h},$$

где  $h$  — высота деформирующего элемента;

$E_d$  — модуль упругости материала деформирующего элемента;

$\nu_d$  — коэффициент Пуассона.

Используя полученные зависимости, можно определить значения прогибов  $w_x$  для любого положения деформирующего элемента в оболочке. На рис. 2 представлены теоретические кривые изменения прогиба  $w_x$  по длине  $l$  стенки детали из стали ШХ15 при  $l=26$  мм;  $r_2=30$  мм;  $d_0=8$  мм.

Правильность разработанных теоретических зависимостей была подтверждена экспериментальными исследованиями, в ходе которых определялась деформация по длине образующей отверстия при обработке деталей из различных материалов (стали ШХ15, 40Х, 20) с различной толщиной стенки, диаметром отверстия, длиной детали при различных натягах на деформирующий элемент. При исследованиях было сделано допущение — материал стенки детали практически несжимаем, которое позволило определять величину деформации внутренней поверхности отверстия по величине деформации наружной поверхности. Измерение деформации наружной поверхности осуществлялось в процессе прошивания с помощью специального тензометрического устройства, которое располагалось в исследуемом сечении детали.

Результаты исследований (см. рис. 2) деталей с приведенными выше расчетными параметрами позволили установить, что расхождение экспериментальных и теоретических данных не превышает 15%.

Таким образом, полученные математические зависимости могут быть положены в основу методики определения оптимальных параметров деформирующе-режущего инструмента.

УДК 621.983

## Интенсификация процесса радиально-ротационного профилирования

Канд. техн. наук Н. В. ПОТЕКУШИН

Челябинский политехнический институт НИИавтоприборов

**Ф**ОРМУ обечайки можно изменить при помощи клинового штампа с жесткой монолитной или секционной матрицей, давящих, вальцовочных и формовочных роликов; растяжения в жесткой матрице эластичным, жидкостным или газовым пуансоном; обжима в секционном штампе по жесткому пуансону или давящими и накаточными роликами; радиального обжатия эластичной, жидкостной, газовой матрицей, а также импульсного магнитного поля по металлическому пуансону.

Радиально-ротационное профилирование отличается от этих способов более экономным расходом металла, меньшими себестоимостью и металлоемкостью инструмента, стабильностью формы и точности изделия, универсальностью профили-

ровочных роликов и оборудования, низкой трудоемкостью и достаточно высокой производительностью. Мгновенная контактная поверхность заготовки в очаге деформации не превышает 2% ее боковой поверхности. Потребное усилие в 5—10 раз меньше, чем при раздаче в жестком штампе. Детали приобретают достаточную прочность, могут иметь сложную конфигурацию и отвечают требованиям взаимозаменяемости.

Несмотря на преимущества, процессы профилирования изучены недостаточно. С целью унификации и сокращения технологического цикла исследованы типовые схемы изготовления ободьев колес с профилями групп  $F, W$  и  $J$ .

Деформированное состояние деталей оценивали по искажению универсальной деформированной сетки, которую контактным

Таблица 1

Переход	Поверхность детали	Формулы для определения деформаций**			
		по искажению ячеек делительной сетки		по изменению размеров заготовки-полуфабриката	
		меридиональные	тангенциальные	тангенциальные	радиальные (по толщине)
1-й	Н*, В	$\epsilon_{m1} = \ln \frac{B_{i1}}{B_0}$	$\epsilon_{\theta 1} = \ln \frac{A_{i1}}{A_0}$	$\epsilon'_{\theta 1} = \ln \frac{d_{i1}}{d_0}$	$\epsilon'_{r1} = \ln \frac{t_{i1}}{t_0}$
2-й	Н, В	$\epsilon_{m2} = \ln \frac{B_{i2}}{B_0}$	$\epsilon_{\theta 2} = \ln \frac{A_{i2}}{A_0}$	$\epsilon'_{\theta 2} = \ln \frac{d_{i2}}{d_0}$	$\epsilon'_{r2} = \ln \frac{t_{i2}}{t_0}$
2-й	Н, В	$\epsilon_{m2} = \ln \frac{B_{i2}}{B_{i1}}$	$\epsilon_{\theta 2} = \ln \frac{A_{i2}}{A_{i1}}$	$\epsilon'_{\theta 2} = \ln \frac{d_{i2}}{d_{i1}}$	$\epsilon'_{r2} = \ln \frac{t_{i2}}{t_{i1}}$
3-й	Н, В	$\epsilon_{m3} = \ln \frac{B_{i3}}{B_0}$	$\epsilon_{\theta 3} = \ln \frac{A_{i3}}{A_0}$	$\epsilon'_{\theta 3} = \ln \frac{d_{i3}}{d_0}$	$\epsilon'_{r3} = \ln \frac{t_{i3}}{t_0}$
3-й	Н, В	$\epsilon_{m3} = \ln \frac{B_{i3}}{B_{i2}}$	$\epsilon_{\theta 3} = \ln \frac{A_{i3}}{A_{i2}}$	$\epsilon'_{\theta 3} = \ln \frac{d_{i3}}{d_{i2}}$	$\epsilon'_{r3} = \ln \frac{t_{i3}}{t_{i2}}$

\* Н — наружная и В — внутренняя поверхности.  
 \*\* Третью деформацию определяли из условия постоянства объема.

Примечание. В формулах приняты следующие обозначения:  $B_0$  и  $B_{i1} \dots B_{i3}$ ,  $A_0$  и  $A_{i1} \dots A_{i3}$  — соответственно начальный и конечный размеры ячейки сетки;  $d_0$  и  $d_{i1} \dots d_{i3}$ ,  $t_0$  и  $t_{i1} \dots t_{i3}$  — диаметр и толщина стенки заготовки и полуфабриката.

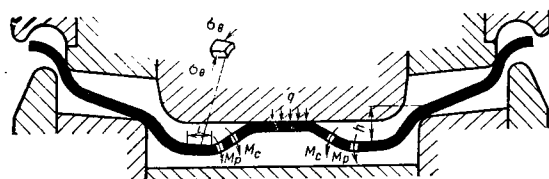


Рис. 2. Схема нагружения полуфабриката обода W8-16 в роликах третьего перехода

фабриката, определяемая из функциональной зависимости  $\sigma_i = \Phi(\epsilon_i)$ , задаваемой кривой упрочнения. По известной величине  $\sigma_i$  вычисляли разности напряжений. Для «свободной поверхности» заготовки принимали  $\sigma_3 = 0$ . Тогда

$$\sigma_1 = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{\epsilon_i} (\epsilon_1 - \epsilon_3), \quad \sigma_2 = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{\epsilon_i} (\epsilon_2 - \epsilon_3).$$

Форму образующей профиля полуфабрикатов фиксировали профилографами [2]. После совмещения осей вращения тел по взаимному расположению профилограмм (рис. 1) выясняли характер и очередность деформирования участков.

В одних случаях (рис. 1, а) сначала формируют нижний, а затем верхний ручей, в других (рис. 1, б, в) — наоборот или одновременно (рис. 1, г). К недостаткам этих схем относятся: утонение стенок до 22,5—25%, гофрообразование и разрывы в зонах действия наибольших тангенциальных  $\sigma_{\theta}$  и меридиональных  $\sigma_m$  напряжений, разноручность и разнополочность, развал профиля вследствие пружинения, механические повреждения заготовки в местах контакта с роликами и немонотонность процесса деформирования. Интенсивность напряжений в опасных сечениях с утонением 22—24% составляет 56—58 кгс/мм<sup>2</sup>.

Недостатки схем являются следствием большого числа закругленных участков полуфабриката (для ободьев групп F и J от 4 до 8, группы W от 4 до 11), повторной (до 2—3 раз и более) и знакопеременной деформации наиболее напряженных зон, значительного нагружения краевых и центральных участков разноименными деформациями (раздача и обжим, отбортовка с раздачей и обжимом) и большой разницы окружных скоростей роликов.

Применение заготовок с завышенной толщиной и профилирование на первом (группа F), первом и втором (группа W) переходах полуфабрикатов с меньшей глубиной ручья приводит к увеличению металлоемкости деталей и числа операций. Попытка уменьшить утонение за счет набора металла и последующего спрямления центрального ручья (рис. 1, б; профили 2 и 3) оказалась неэффективной. Избыточный металл распределяется на прямолинейном участке. При спрямлении (рис. 2) изгибающие моменты  $M_c$  вызывают подъем участков  $l$  основания, что ведет к частичной потере высоты  $h$ , набранной на втором переходе. Глубина ручья уменьшается также под действием дополнительных реактивных моментов  $M_p$ , создаваемых удельным усилием  $q$  и вертикальной составляющей сжимающих напряжений  $\sigma_{\theta}$ .

Предпочтительнее схема профилирования на станках проходного типа с введением двойной раздачи дорновыми валами (см. рис. 1, г). Однако и в этом случае одни и те же участки на разных переходах испытывают разноименные сосредоточенные деформации и неравномерные интенсивности деформаций и напряжений (рис. 3).

Новая схема (рис. 4) гарантирует полное разделение и строгую последовательность выполнения операций: вначале обжимом и обжимом с подпором за два перехода оформляли нижний ручей без изменения толщины стенок и диаметра краевых участков, затем на третьем переходе отбортовкой и закаткой краев получали верхний ручей при сохранении формы и размеров нижнего ручья. Схема пригодна для изготовления ободьев любой группы, в том числе групп F, W и J. Особенности схемы и результаты исследования рассмотрим на примере изготовления наиболее технологически сложного обода W8-16.

Мартеновская сталь 08пс (08кп) в термически обработанном состоянии имела  $\sigma_b = 27 \div 36$  кгс/мм<sup>2</sup>,  $\delta_{10} = 35\%$ ,  $HRB < 56$ , размер зерна феррита — 7—8 баллов.

Ободья с толщиной стенки 3,5 мм вместо 4,5 мм

способом переносили на фотобумагу, по изменению конечных размеров полуфабриката (табл. 1) и по интенсивности деформаций

$$\epsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2 + (\epsilon_3 - \epsilon_1)^2},$$

где  $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$  — составляющие главных деформаций. Сетку наносили на плоские заготовки штампом-индентором [1].

Для перехода к расчету напряжений принимали уравнение

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\epsilon_1 - \epsilon_2} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{\epsilon_2 - \epsilon_3} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{\epsilon_3 - \epsilon_1} = \frac{2\sigma_i}{3\epsilon_i},$$

где  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  — составляющие главных напряжений;  $\sigma_i$  — интенсивность напряжений соответствующего участка полу-

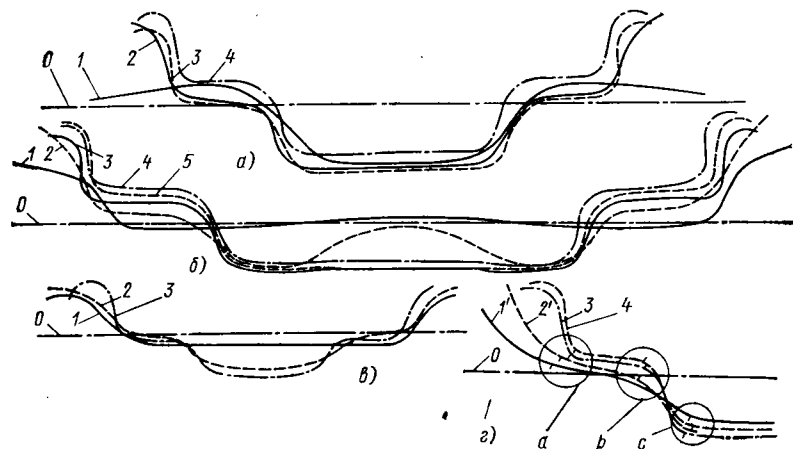


Рис. 1. Схема формоизменения образующей профиля ободьев групп F (а), W (б), J (в) на конольных станках и группы F (г) на станках проходного типа: 1—3 — профилировочными роликами первого, второго, третьего перехода; 1', 2' — дорновыми валами и роликами на первом и втором переходах; 4, 5 — штампы на четвертом и пятом переходах; а, б, в, г — профили ободьев

Рис. 3. Изменение  $\sigma_i$  и  $\varepsilon_i$  в зонах *a*, *b*, *c* профиля по переходам 1', 2', 3, 4 (см. рис. 1, 2)

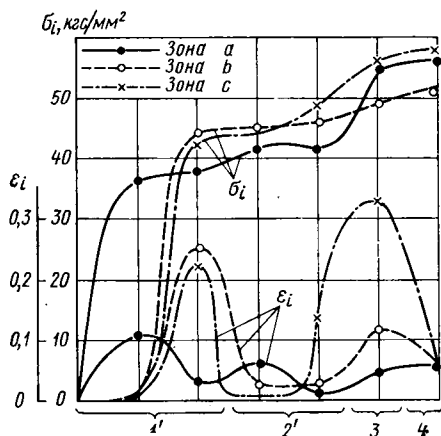
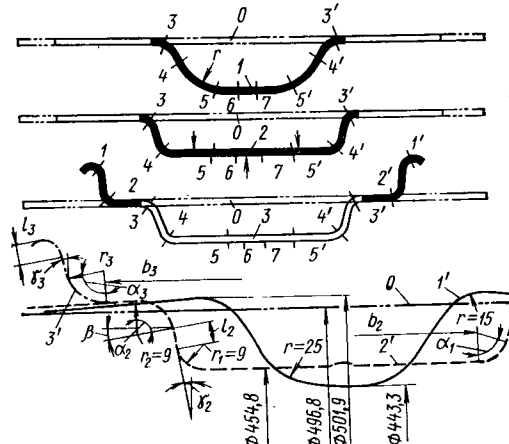


Рис. 4. Схема нового технологического процесса: 1, 2, 3 и 1', 2', 3' — полуфабрикат первого, второго, третьего перехода соответственно под нагрузкой и после снятия деформирующей нагрузки; 0 — профиль обечайки



на первом переходе придавали профиль, который на втором переходе вписывался в полость ручья. Глубину ручья после первого перехода принимали на 4–6 мм больше требуемой, относительный радиус закругления  $r_i/t_0 \geq 7$ , наклон боковых стенок 40–45°.

На втором переходе профилирование с подпором металл распределяли до заданных размеров ручья. Подпором со стороны нижнего ролика уменьшали растягивающие меридиональные напряжения.

Рациональным изменением геометрии краевых участков и применением на каждом переходе направляющих роликов предотвращали разнорботность и обеспечивали устойчивость процесса, надежную центровку полуфабриката, незначительные колебания заготовки в роликах, равенство и постоянство длин полок. Диаметр детали в результате пружинения увеличивался на 1,7–4,6 мм. Подача силового вала не превышала 1,7–2 мм/об.

Наибольшую напряженность на первом переходе испытывают участки (см. рис. 4) с точками 5, на втором — с точками 4 и на третьем — с точками 1. С некоторым допущением можно считать, что каждый элемент профиля деформируется один раз.

Зоны сжато-растянутых элементов располагаются на участках с точками 3, 4, 1, 2, где в меридиональном сечении происходит гибка с удлинением волокон на выпуклых поверхностях, не контактируемых с инструментом, и с укорочением на вогнутых поверхностях, воспринимающих давление со стороны роликов. В точках 5, 6, 7 на первом переходе волокна удлиняются по всему сечению, что снижает локальные деформации в радиусных переходах.

Тангенциальные деформации отрицательны на первом и положительны на третьем переходе. В зоне сжатия по абсолютной величине (первый переход, точка 7) они больше, чем в зоне растяжений (третий переход, точка 1). Эта разница сокращается после второго перехода за счет принудительного подпора центральной части ручья. Характер изменения деформаций  $\varepsilon_\theta$  соответствует увеличению диаметра кольцевого участка с точками 3 на первом и втором переходах вследствие упругого последствия. Дополнительные зоны утонения (первый переход, точки 5) устраняют ненужное утолщение основания ручья. Деформации  $\varepsilon_r$  отрицательны во всех характерных сечениях. Нарастающие деформации, подсчитанные по формулам для второго перехода, распределены наиболее благоприятно и вызывают невысокую интенсивность деформаций  $\varepsilon_i$ .

Глубину  $h_p$  и ширину  $b_p$  центрального (монтажного)  $h_n$  и  $b_n$  периферийного (посадочного) ручья определяли по формулам:

$$\begin{aligned} h_p &= r_1 + l_2 \cos \gamma_2 + (r_2 + t_1) \sin (\alpha_2 + \beta), \\ b_p &= b_2 + 2r_1 \sin \alpha_1, \\ h_n &= r_3 \sin \alpha_3 + l_3 \cos \gamma_3, \\ b_n &= b_3 + 2r_3 \sin \alpha_3, \end{aligned}$$

где  $l_2, l_3$  — длины прямолинейных участков профиля;  $\alpha, \beta, \gamma$  — углы охвата закругленных участков профиля. Глубина ручья на первом переходе достигает 28–32 мм. Интенсивность напряжений на первом — третьем переходах не превышает 47,2–48,4 кгс/мм<sup>2</sup>.

Степень деформации ограничивали допусковым утонением  $[e_r]$ , которое лимитирует соответствующие напряжения и принято за критерий при оценке объективности процесса и годности деталей. Качественные и количественные изменения толщины и утонения (табл. 2) соответствуют изменениям деформаций. Некоторое несовпадение значений  $\varepsilon, \varepsilon_r$  и  $t$  в одноименных точках объясняется влиянием консольности валов профилировочного станка, недостаточной жесткостью ручья полуфабриката первого перехода, неодинаковым пружинением деформируемых элементов и погрешностями измерений.

Наименьшее фактическое усилие определяли тензометрированием. На элемент сжатия — силовой винт ползуна наклеивали датчики сопротивлением 200 Ом с базой 20 мм, а на элемент растяжения — анкерные шпильки станины — датчики сопротивлением 110 Ом и базой 100 мм.

Расчетное усилие  $P_p$ , равное реактивному  $P_R$ , находили по формуле

$$P_p = q_{cp} \sum F_k = P_R = q'_{cp} \sum F'_k,$$

где  $q_{cp}, q'_{cp}$  — среднее удельное усилие на участках полуфабриката, расположенных в зоне растяжения или сжатия;

$\sum F_k, \sum F'_k$  — суммарные площади контакта заготовки с роликами в тех же зонах.

Удельное усилие, являющееся функцией главного компонента напряжения и составляющее доли процента от двух других главных напряжений, подсчитывали из выражений:

для горизонтального краевого или промежуточного (посадочная полка) участка, контактирующего с нижним роликом,

$$\begin{aligned} q'_{cp} &= \beta \frac{\sigma_i t_i}{R_{B1} - t_i} = \\ &= \frac{2\tau_i}{\varphi} \lg \frac{R_{B1}}{R_{B1} - t_i} \sin \frac{\varphi}{2}. \end{aligned}$$

Для наклонного прямолинейного краевого или промежуточного участка, контактирующего с нижним роликом,

$$q'_p = \beta \sigma_i \frac{t_i (\cos^2 \psi \sin \varphi - \varphi (h_n + x_1 \operatorname{tg} \psi) \cos \psi + \sin^2 \psi \cos \varphi)}{\sin^2 \psi \cos \varphi + t_i (\cos^2 \psi \sin \varphi - \sin^2 \psi \cos \varphi)},$$

для закругленного участка, контактирующего с нижним роликом,

Переход	Расчетная формула	Характерные точки (см. рис. 4)									
		1	2	3	4	5	5'	4'	3'	2'	1'
1-й	$e_r = \frac{t_1 - t_0}{t_0} 100$	4,08 0	4,08 0	3,88 -4,9	3,98 -2,45	3,78 -9,8	3,78 -12,25	4,05 -0,74	3,86 -5,4	4,08 0	4,08 0
2-й	$e_r = \frac{t_2 - t_0}{t_0} 100$	4,08 0	4,08 0	3,90 -4,4	3,76 -7,8	3,70 -9,31	3,74 -8,33	3,76 -7,8	3,92 -3,92	4,08 0	4,08 0
3-й	$e_r = \frac{t_3 - t_0}{t_0} 100$	3,67 -10	3,75 -8,08	3,90 0	3,75 0	3,75 0	3,75 0	3,75 0	3,92 0	3,75 -8,08	3,75 -8,08

Примечание. В числителе приведена толщина стенки полуфабриката первого  $t_1$ , второго  $t_2$  и третьего  $t_3$  переходов, в знаменателе — утонение.

Таблица 2

$$q'_p = \frac{\sigma_i (R_{в1} - 2t_i) (2r_n + t_i) t_i}{2(\mu \sin \alpha'_n + \cos \alpha'_n) (R'_{в1} - t_i) R'_{в2} r_n};$$

для закругленного участка, контактирующего с верхним роликом,

$$q_a = \frac{\sigma_i (2r_b + t_i) t_i}{2(\mu \sin \alpha'_p + \cos \alpha'_p) r_b R_n};$$

для горизонтального участка (основания ручья), контактирующего с верхним роликом,

$$q_a = \frac{\sigma_i t_i}{R_n},$$

где  $\beta$  — коэффициент, учитывающий влияние среднего главного напряжения;

$t_i$  — текущая толщина стенки детали;

$R_{в1}$  и  $R_{н1}$  — радиусы элемента детали по внутренней и наружной поверхности;

$\varphi$  — угол контакта заготовки с роликом;

$\psi$  — угол наклона образующей профиля к оси симметрии детали;

$b_0$  — начальная ордината, равная радиусу обечайки;

$$x_1 = \frac{y_{cp} - b_0}{\operatorname{tg} \psi} — \text{проекция элемента на ось симметрии;}$$

$y_{cp}$  — текущий радиус полуфабриката по срединной поверхности, изменяющейся от  $r_{cp}$  до  $R_{cp}$ ;

$r_{cp}$  и  $R_{cp}$  — наименьший и наибольший радиусы участка полуфабриката по срединной поверхности;

$r_n$  и  $r_b$  — радиусы закругления рабочей кромки нижнего и верхнего роликов;

$\mu$  — коэффициент контактного трения;

$\alpha'_n$  и  $\alpha'_p$  — текущий угол охвата полуфабрикатом закругленной части нижнего и верхнего роликов;

$R'_{в1}$  и  $R'_{в2}$  — соответственно верхний и нижний граничные радиусы выделенного участка;

$R_n$  — радиус элемента детали по наружной поверхности.

Расчетное и фактическое усилия профилирования составили 7334 и 7440 на первом, 8452 и 8080 на втором, 9145 и

10250 кгс на третьем переходах, усилие калибровки (обкатки) — соответственно 8800 и 9000, 10 140 и 10 500, 11 430 и 12 000 кгс.

Отношение наибольшего диаметра верхнего ролика к наименьшему диаметру нижнего не превышало для первого перехода 1,2 и для второго 1,13. Это обеспечивает незначительный износ роликов, а максимальные удельные усилия распределяются по посадочным полкам, что следует считать предпочтительным.

Для полного оформления профиля при допустимом упрочнении металла заготовки [3] на первом переходе 26%, втором 29% и третьем 38% необходимо, чтобы вал совершил соответственно 4—5, 5—6 и 7—8 оборотов. Относительное упрочнение определяли по формуле

$$G = \frac{H_d - H_0}{H_0} 100,$$

где  $H_d$  и  $H_0$  — средняя твердость деформированного и исходного металла.

Припуск под сварку обечайки принимали  $\Delta = (4 \div 5) t_0$ .

В результате интенсификации процесса изготовления ободьев достигается экономия металла, в 2—4 раза уменьшается утонение, а также продольная разнотолщинность, обеспечиваются симметричность профиля и достаточно высокое качество деталей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Потекушин Н. В. Метод нанесения упрощенной комбинированной делительной сетки кернением. — В сб.: Исследования машин и технологии кузнечно-штамповочного производства, вып. V. Ижевск, Ижевский мех. ин-т, 1975, с. 11—16.

2. Потекушин Н. В. Применение профилографов для воспроизведения формы жестких тел и их элементов. Челябинск, Центр науч.-техн. информ., 1974, с. 6.

3. Потекушин Н. В. О взаимозависимости конструктивных параметров и упрочнении профилированных деталей. — В сб.: Исследование машин и технологии кузнечно-штамповочного производства, № 89, Челябинский политехн. ин-т, 1971, с. 146—155.

## ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113(061.3)

## ВСЕСОЮЗНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «ПРОБЛЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ РАЗРАБОТКИ ДВИГАТЕЛЕЙ»

ОДНИМ из важных резервов повышения технического уровня двигателей является автоматизация их разработки на базе комплексного использования математических методов и средств вычислительной техники.

Актуальным проблемам повышения эффективности использования средств вычислительной техники для сокращения сроков создания двигателей и улучшения их технико-экономических показателей была посвящена организованная Центральным и Московским областными правлениями НТО Машпром, Минавтопром, Минтяжмашем и Коломенским тепловозостроительным заводом им. В. В. Куйбышева Всесоюзная научно-техническая конференция «Проблемы автоматизации разработки двигателей», которая проходила 27—28 сентября 1978 г. в г. Коломне. В работе конференции приняли участие 230 ученых и специалистов из 25 НИИ, 12 вузов и 28 двигателестроительных предприятий страны.

На конференции работали четыре секции: автоматизации моделирования и исследования термогазодинамических процессов двигателей; автоматизации проектирования и исследования основ-

ных элементов механизма, цилиндропоршневой группы и несущих конструкций двигателя; автоматизации проектирования и исследования систем топливоподачи; автоматизации испытаний и исследований двигателей.

Открыл конференцию председатель оргкомитета С. А. Абрамов, начальник отдела ВПО «Союздизельмаш» Минтяжмаша.

Наибольшее число докладов представили работники Коломенского тепловозостроительного завода им. В. В. Куйбышева. В своем докладе главный инженер А. И. Коробенков ознакомил участников конференции с производственной и исследовательской базами завода, выпускаемыми и новыми моделями двигателей, с состоянием дел на заводе по автоматизации разработки и испытаний двигателей и развитием материальной базы для проведения этих работ.

В докладе Б. И. Иванченко и Е. А. Никитина «Основные направления и принципы автоматизации разработки двигателей на Коломенском тепловозостроительном заводе им. В. В. Куйбышева в качестве основных направлений использования математических методов и

ЭВМ в процессе разработки двигателей приняты: комплексная автоматизация инженерных расчетов для получения расчетным путем характеристик агрегатов, систем и двигателя в целом; автоматизация стендовых испытаний и исследований двигателей; автоматизация информационного обслуживания разработок; автоматизация управления научно-исследовательскими и опытно-конструкторскими работами.

Работы по этим направлениям привели к созданию автономных автоматизированных систем, взаимосвязанных функционально и информационно. В качестве основного методологического принципа использовался агрегатно-модульный принцип построения всех этих систем из функционально законченных блоков. Это позволило осуществить независимый ввод в действие и использовать отдельные части систем.

Созданная на заводе автоматизированная система инженерных расчетов двигателя (АСИРД) обеспечивает моделирование рабочего цикла и процессов топливоподачи; термодинамический расчет и построение универсальных характеристик агрегатов воздухоснабжения; газодинамический расчет и профилиро-

вание проточной части турбомашин; согласование работы поршневой и лопаточной частей комбинированного двигателя; определение теплового состояния и теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы; расчеты кинематики, динамики и прочности основных деталей и узлов двигателя и другие. Эта система используется почти на всех этапах проектирования и доводки двигателей, в том числе при анализе эффективности разрабатываемых мероприятий по повышению качества серийной продукции и устранению конструктивных недоработок, выявленных в процессе эксплуатации.

Автоматизированные системы стендовых испытаний и исследований создают на заводе на базе автоматизированных стендов и управляющих вычислительных комплексов. «АСИ-Днепр» позволил в 3,5—4 раза сократить длительность испытаний и исследований двигателей. Например, внедряемая в настоящее время автоматизированная система испытаний позволяет автоматизировать обработку результатов лабораторных испытаний не только двигателей, но и их узлов.

Проблема автоматизации информационного обслуживания конструкторско-доводочных работ в полном объеме может быть решена лишь на отраслевом или даже межотраслевом уровне. Однако это не исключает необходимость и целесообразность ведущихся на заводе работ по созданию локальных автоматизированных информационно-поисковых систем (АИПС). В частности, на основе сбора с мест эксплуатации информации о надежности изделий создана АИПС управления качеством, позволяющая обрабатывать информацию как в регламентированном, так и в запросно-справочном режимах.

Длительность создания каждого нового двигателя (5—8 лет), участие в проектировании, изготовлении и доводке опытных образцов десятков подразделений обуславливают актуальность использования математических методов и ЭВМ в конструкторской подготовке производства, в создании систем управления НИР и ОКР. Сложность проблемы заключается в недостаточной разработке сетевых методов управления применительно к реальным случаям одновременной работы над несколькими проектами по созданию научно-технического задела и доводке серийных двигателей и т. д.

Таким образом, создание САПР «Двигатель» — задача комплексная, требующая координации усилий не только в рамках отдельных предприятий отрасли, но и родственных отраслей, широкого использования отечественного и зарубежного опыта.

В докладе Б. И. Иванченко, К. Б. Цыреторова, В. Ф. Эрдмана (г. Коломна) «Использование математических методов и ЭВМ при функциональном проектировании дизелей», являющемся развитием предыдущего в части автоматизированной системы инженерных расчетов комбинированных ДВС, освещены исходные положения функционального проектирования, состав основных моделей АСИРД, организационно-методологические проблемы их использования в процессе проектирования и технико-экономические показатели применения при этом ЭВМ.

В докладе В. И. Каплана, Ю. И. Проценко, Г. Н. Абросимова (г. Коломна)

«Методологические, организационные и технические вопросы информационного обеспечения разработок двигателей» наряду с вытекающими из названия общими положениями рассмотрены действующий первый вариант информационной системы в объеме карты технико-экономического уровня двигателя и два последующие.

АИПС разработана для ЭВМ М-222 на основе оперативной фактографической информационной системы. Обработка массивов информации об объектах (дизеле, его функциональных системах, конструктивных группах, группах технико-экономических показателей) выполняется путем формализации их существенных признаков в виде объектно-характеристических таблиц. На следующем этапе будет решаться задача информационного обеспечения конструкторских разработок данными о параметрах дизеля, характеризующих его технический уровень и отдельных систем. Третьим этапом будет являться АИПС библиографического типа с возможностью обработки больших массивов информации об условиях эксплуатации, данных о надежности, тенденциях развития двигателей, в том числе в смежных областях и т. д.

Использование АИПС в качестве подсистемы комплексной автоматизированной системы позволит осуществлять прогнозирование технико-экономических показателей двигателей, определять их технический уровень, выполнять поверочные расчеты, оптимизировать параметры конструкции.

В докладах В. В. Мирошникова (г. Брянск) «Математические методы оптимизации качества дизелей» и Е. Д. Соложенцева (г. Сумы) «Организация и модели автоматизированной системы создания поршневых машин» рассматривалось применение системного подхода к решению задачи повышения качества дизелей на стадии проектирования и классификации и постановка задачи с позиций единого формального подхода для всех стадий создания поршневых машин.

Задача повышения качества дизелей состоит в нахождении конструктивных параметров, обеспечивающих экстремальные значения основных показателей качества при условии выполнения различных ограничений. Подобная градиентно-статистическая постановка и результаты решения рассмотрены в докладах Ю. Я. Фомина, В. В. Мирошникова, Г. А. Антропова «Автоматизация моделирования и оптимизация системы впрыска топлива в дизелях»; В. Е. Горбаневского, В. В. Мирошникова, К. А. Пушкаревой «Оптимизационные расчеты — основа САПР (на примере топливной аппаратуры дизелей)»; Б. М. Гончара, В. А. Липчука, В. В. Мирошникова, Ю. А. Пахомова «Автоматизация поиска на ЭЦВМ оптимальных параметров рабочего процесса дизеля».

В докладах Б. А. Киселева, В. Н. Туликина (НАМИ) «Автоматизированная система выбора конструктивных параметров, определяющих протекание рабочих процессов и показатели автомобильных двигателей» и В. И. Ибрагимова, Б. А. Киселева, А. Г. Кривошеева, В. М. Фомченко (НАМИ) «К разработке автоматизированной системы выбора конструктивных параметров впускной и выпускной систем автомобильных бензиновых двигателей» рассматриваются назначение, исходные принципы построения и состав автоматизированной систе-

мы выбора параметров и показателей автомобильных двигателей различных типов, некоторые результаты ее эксплуатации, а также состав математических моделей и организация расчета термодинамических процессов в «протяженных» и «граничных» элементах газозвукового тракта. Система призвана обеспечивать машинную генерацию и отладку программ расчета рабочих процессов автомобильных двигателей всех существующих типов, возможность расширения класса математических моделей процессов в элементах тракта без изменения структуры самой системы, целенаправленный поиск оптимальной конструкции и организации рабочих процессов.

В докладах Г. Д. Драгунова, Л. К. Зайцева, И. П. Богодяжа, Б. В. Мамнина (г. Челябинск, Набережные Челны) «Использование метода математического моделирования при исследовании рабочего цикла дизеля с газотурбинным наддувом»; Д. А. Деховича, Н. А. Воробьевой, А. А. Харитоновой (г. Коломна) «Выбор схем соединения и определение универсальных характеристик агрегатов системы воздухообеспечения» программы расчета рабочего цикла комбинированного двигателя основываются на наиболее распространенном квазистатическом балансовом приближении процессов в элементах газозвукового тракта. В первом случае возможность расчета различных вариантов тракта (с импульсной и изобарной системами газотурбинного наддува) и режимов работы осуществляется с помощью ключей и логических констант, а во втором — посредством агрегатно-модульного принципа, позволяющего из рабочих программ получать программы расчета для различных схем воздухообеспечения. Недостатком таких подходов по сравнению с принятым в НАМИ является необходимость в первом случае составлять программу расчета для обобщенных схем, допускающих за счет исключения из них различных элементов получить более простые схемы, а во втором — необходимость в дополнительном ручном программировании при каждом изменении системы воздухообеспечения.

В докладе Н. А. Воробьевой, Д. А. Деховича, А. А. Харитоновой (г. Коломна) «Профилирование проточных частей агрегатов наддува» на примере турбокомпрессора БТК рассмотрен принятый на заводе подход к проектированию проточных частей агрегатов наддува, основанный на применении ряда моделей, последовательно уточняющих параметры потока.

В докладе С. В. Камкина (г. Ленинград) «Моделирование нестационарных потоков в ДВС на основе обобщенного решения задач газовой динамики» в отличие от общепринятого описания процессов в цилиндре в квазистатическом приближении они, как и течение газа в протяженных элементах газозвукового тракта, рассмотрены как неустановившиеся на основе обобщенного решения задач газовой динамики. Принятый подход иллюстрируется на примере расчета процессов газообмена двигателя с проточной клапано-щелевой продувкой.

В докладах А. З. Гриншпана, С. А. Романова, Ю. Б. Свиридова (ЦНИТА) «Метод сравнительной оценки эффективности характеристик впрыска топлива в дизелях с непосредственным впрыском

и преимущественно объемным смесеобразованием»; Б. Я. Черняка, А. Л. Максимова (МАДИ) «Расчетное моделирование при изучении механизма влияния рециркуляции отработавших газов на образование окислов азота в двигателе» рассмотрены вопросы расчетной оптимизации рабочего цикла при помощи сравнительной оценки эффективности характеристик впрыска топлива в дизелях и уменьшения выброса в атмосферу окислов азота за счет рециркуляции отработавших газов в бензиновых двигателях. Основа первой работы заключается в приближенной аппроксимации процесса сгорания кривой испарения поступающего в камеру сгорания топлива, рассчитываемой на основе представления о зонной структуре топливного факела. Во второй работе выделение окислов азота рассчитывается для произвольного закона тепловыделения в предположении справедливости расширенного механизма Зельдовича и гомогенности рабочего заряда, разбиваемого на ряд порций одинаковой массы, между которыми отсутствует теплообмен.

Доклад А. К. Юлдашева (Казанский сельскохозяйственный институт) «К вопросу оптимизации рабочих процессов двигателя с помощью математической модели, учитывающей характер нагружения» посвящен проблеме получения еще на стадии проектирования информации о работе двигателя на переходных режимах.

В докладах А. С. Лышевского, Ю. Г. Ватлина (Новочеркасский политехнический институт) «Моделирование процесса топливоподачи в дизелях на ЭВМ при использовании безразмерных уравнений» и А. С. Лышевского, В. И. Кравченко, Г. В. Никонова «Ускоренное проектирование топливных систем дизелей с применением критериев подобия» в отличие от подхода в рассмотренных выше докладах Ю. Я. Фомина и др. и В. Е. Горбаневского и др., когда для расширения возможностей и ускорения оптимизации топливоподающей аппаратуры система программ строится из комплекса программных модулей, а в дальнейшем ставится задача машинной генерации ее, достижение этих целей осуществляется при помощи критериев подобия и установления их оптимальных численных значений.

В докладах В. Г. Заслонова, Б. Л. Аравы, Е. А. Лазарева (Челябинский филиал НАТИ) «Комплексный анализ и оптимизация топливной аппаратуры управляемого впрыска топлива форсированных тракторных дизелей» и Г. Д. Драгунова, А. И. Рылькова (Челябинский политехнический институт) «Использование гидродинамического метода расчета для анализа процесса топливоподачи быстрого дизеля» рассмотрены результаты расчетно-экспериментальных исследований аппаратуры впрыска топлива тракторных дизелей, обеспечивающей улучшение их технико-экономических показателей.

Доклад Б. А. Киселева, А. Г. Кривошеева (НАМИ) «Моделирование эмульсионного течения в дозирующих системах для автоматизации выбора параметров карбюраторов» посвящен постановке задачи о расчете течения топливовоздушной смеси в каналах дозирующих систем эмульсионного карбюратора, рассматриваемого как одномерное неустановившееся двухскоростное течение в цилиндрической трубе топлива с пузырьками воздуха.

В докладах А. И. Медена, В. И. Каплана (г. Коломна) «Методологические основы разработки и оптимизации механизма двигателя в системе автоматизированного проектирования»; Г. И. Абросимова, Ли Ден Ун, Б. А. Рыбалко «Структура и состав программно-математического обеспечения прочностных расчетов двигателя»; Ли Ден Ун «Совместное моделирование на ЭВМ рабочего процесса в цилиндре и теплонапряженного состояния деталей цилиндропоршневой группы дизеля» и А. С. Умарова, Г. Н. Абросимова «Расчет колебаний и вибраций установок с двигателями внутреннего сгорания» рассмотрены проблематика и методология проектирования механизма форсированных транспортных двигателей, общие принципы построения комплекса математических моделей и характеристика программного обеспечения прочностных расчетов двигателя; наиболее полный и совершенный метод расчета теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы, основанный на совместном моделировании рабочего цикла (в квазистатическом приближении), нестационарного теплового состояния деталей (с использованием уравнений осесимметричной нестационарной задачи теплопроводности) и термоупругих напряжений в них (как результат решения осесимметричной задачи термоупругости); методика и программное обеспечение расчетов колебаний и вибраций сложных систем, построенных на единой методологической основе с использованием матричных методов.

В докладах В. А. Будима, В. И. Вольных (Челябинский филиал НАТИ) «Исследования влияния эксплуатационных и конструктивных факторов на тепловые потоки в двигателе воздушного охлаждения» и В. И. Коляденко, Г. Д. Драгунова (Челябинский политехнический институт) «Расчет теплообмена в выпускном канале головки цилиндра дизеля воздушного охлаждения» рассмотрены способы исследования теплообмена путем решения задачи о конвективной теплоотдаче от газов к деталям, образующим рабочий объем цилиндра, а также решения в одномерной постановке задачи о теплоотдаче от газов к стенкам выпускного канала. В результате решения указанных задач получены уравнения для определения теплового потока, позволившие оценить влияние на него цикловой подачи топлива, коэффициента избытка воздуха, температуры газов в начале такта сжатия, а также уравнение для определения мгновенных значений температуры газов и коэффициента теплоотдачи в процессе выпуска по поверхности выпускного канала.

В докладах Б. А. Колесника «Пути развития работ по автоматизации испытаний ДВС»; В. А. Козлова, Б. А. Колесника «АСУТП научно-исследовательских и доводочных испытаний двигателей»; Л. И. Гавриляко, И. П. Миронова «Диспетчер для АСУТП «Дизель»; Л. И. Гавриляко, О. П. Дубинской «Об одном способе организации диалога в АСУТП на базе УВК М-6000» отмечены народнохозяйственное значение АСУТП ИД, недостатки предшествующих работ и планируемые работы. Новый этап работ по автоматизации испытаний двигателей характеризуется единой методологической основой, ставшей возможной в результате разработки принципов построения и технических тре-

бований к типовым рядам АСУТП ИД в условиях мелкосерийного, серийного и массового производства, а также научно-исследовательских и доводочных работ.

В докладах Е. А. Никитина, Э. А. Улановского (г. Коломна) «Основные направления автоматизации стендовых испытаний опытных двигателей»; Б. И. Иваченко, К. Б. Цыреторова, В. Ф. Эрдмана «Состав, структура и принципы построения АСУТП доводочных и исследовательских испытаний двигателей»; М. С. Крылова «Управляющий вычислительный комплекс АСУТП ИД»; Н. Н. Коротких, В. Ф. Ульянова «Измерительный комплекс АСУТП ИД» и «Комплекс исполнительных автоматик АСУТП ИД»; В. Ф. Ульянова, В. А. Филимонова, К. Б. Цыреторова «Программное обеспечение АСУТП ИД»; М. С. Крылова, К. Б. Цыреторова «Информационное обеспечение АСУТП ИД»; М. С. Крылова, В. С. Поддашкина, В. Ф. Ульянова «Опыт эксплуатации автоматизированной системы испытаний двигателей на базе УВК «Днепр»; М. С. Крылова, Г. Н. Пайкова «Устройство программного управления ускоренными испытаниями двигателей»; В. М. Лобастова «Идентификация систем автоматического регулирования скорости ДВС в частотной области» все стороны освещен весь комплекс вопросов, связанный с идеологией и направлением автоматизации стендовых испытаний, составом, структурой и принципами построения АСУТП ИД, их программным и информационным обеспечением, результатами эксплуатации на заводе такой автоматизированной системы на базе УВК «Днепр». Средняя длительность типовых стендовых испытаний двигателя и обработки их результатов с использованием последней системы сократилась в 3,5—4 раза по сравнению с «ручным» способом ведения и обработки результатов испытаний. При этом длительность в основном определяется временем стабилизации теплового состояния двигателя.

Вопросы автоматизации испытаний автомобильных двигателей были рассмотрены в докладах Г. В. Зайцева, А. Д. Конева, В. А. Петренко, И. С. Хрусталева (НАМИ) «Автоматизированная система на базе АСВТ М-6000 для сбора и обработки стендовых испытаний автомобильных ДВС»; Ю. М. Доколина, В. П. Сорокина, В. П. Гуськова, Л. В. Мягкова, Л. Н. Ермолина (Ярославский моторный завод) «Автоматизированный стенд для длительных испытаний ДВС по заданной программе»; В. Н. Рыжова (Московский карбюраторный завод) «Автоматизация исследований режимов работы и топливной экономичности автомобильного карбюраторного двигателя»; Г. Б. Бронфельда, Р. Х. Садекова (НИИУавтопром) «Вопросы моделирования и испытания автомобильных двигателей»; Б. Я. Черняка, Н. Д. Скиркова (МАДИ) «Применение имитационного моделирования при определении характеристик бензинового двигателя».

Наряду с оценкой существующего состояния дел в области автоматизации разработки двигателей Всесоюзной научно-технической конференцией даны конкретные рекомендации, направленные на расширение внедрения САПР и АСУТП ИД в двигателестроении.

## ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ ЗА РУБЕЖОМ

**ПОВЫШЕНИЕ** производительности оборудования и темпа работы автоматических и поточных линий в условиях массового и крупносерийного производства на заводах автомобильной промышленности можно обеспечить за счет внедрения в производство промышленных роботов.

В 1964 г. фирмами Юнимейшн и АМФ-Версагран (США) был изготовлен автоматический манипулятор с программным управлением. Изготавливаемые в настоящее время более чем 200 зарубежными фирмами промышленные роботы делятся на две группы. К первой относятся устройства типа механическая рука с захватом, имеющие от двух до четырех степеней подвижности. Эти устройства применяются для загрузки, выгрузки, транспортирования и переключения деталей. Ко второй группе относятся более сложные устройства с шестью и более степенями подвижности, с обратной связью и набором многшаговых программ, хранящихся в памяти системы управления.

Из общего количества роботов, эксплуатируемых в ФРГ, большая часть применяется в автомобильной промышленности. Такое же распределение характерно и для некоторых других промышленно развитых стран. В Японии, например, 31% промышленных роботов применяется в автомобилестроении, 12% — в электромашиностроении и приборостроении, 9% — в металлообрабатывающей промышленности.

При изготовлении кузова современного автомобиля примерно 650 деталей соединяются между собой контактной и дуговой сваркой. Для этого необходимо выполнить 5—6 тыс. точек сварки и почти 20 м сварных швов.

Промышленный робот для сварки представляет собой манипуляционную систему, оснащенную техническими средствами ведения сварочного процесса, программным управлением координатными перемещениями инструмента и параметрами режима сварки.

Клещи для точечной сварки и сварочная горелка в рабочем положении требуют определенной ориентации по отношению к поверхности свариваемой детали. Усложнение конструкции автомобилей вызывает необходимость перемещения рабочих органов роботов по пяти-шести координатам. В зависимости от выполняемых функций сварочные роботы имеют различные конструктивные схемы, различные компоновки *a—в* (см. рисунок) [1] и различные направления движений кинематических звеньев.

Одной из важнейших подсистем робота является привод кинематических звеньев, к которому предъявляются жесткие требования в отношении скорости (до 1,5 м/с) и точности перемещения ( $\pm 0,5—1$  мм). В сварочных роботах применяется преимущественно гидравлический привод с электрическим управлением, который может быть следящего (роботы «Тралфа», «Кука-Начи») или шагового («Лонгепин») типа. В приводе шагового типа не устанавливаются датчики положения, что существенно упрощает структуру системы управления.

В последнее время разработаны тиристорные приводы с высокомоментными двигателями, имеющими возбуждение от постоянных магнитов, а также с малоинерционными высокооборотными электродвигателями, снабженными гладким или дисковым печатным якорем.

Привод от пневмодвигателей в сварочных роботах применяется только для вспомогательных движений типа довод — отвод с настройкой длины хода переставными жесткими упорами. Многопозиционные пневмоцилиндры с числовым программным управлением позволяют использовать пневмопривод для решения более сложных задач позиционирования.

Системы ЦПУ роботов выполняют позиционными или контурными, в ряде случаев с управлением от ЭВМ на базе микропроцессоров.

В системах применяют четыре метода программирования:

1) метод обучения посредством прямого воздействия на руку робота (перемещение сварочного инструмента или его имитатора по заданной траектории). Результаты вводятся в запоминающее устройство. При автоматической сварке интерполятор рассчитывает промежуточные координаты свариваемого контура, корректируя направление движения горелки или электрода в руке робота. Такие роботы, сваривающие листы толщиной 2—5 мм, выпускают фирмы АСЕА (Швеция) — модели IRb-6 и IRb-60, Цинциннати Милакрон (США) — модель 6СН, Юнимейшн Кавасаки Хеви Индастриз (США, Япония) — модель «Кавасаки Юнимейт АW2040», Ивка Кука (ФРГ) — модель «Кука-Начи 4000»;

2) метод воздействия оператора на механизм робота при помощи датчиков, встроенных в рукоятку, расположенную на роботе. Такие роботы выпускают фирма Ретаб (Швеция) — модель «Котаматик», фирмы Холл Оттомейшн (Англия) и фирма Тралфа (Норвегия);

3) метод дистанционного управления движением сварочного инструмента. Та-

кие роботы, работающие по пяти координатам, выпускает фирма Хитачи (Япония). Эти роботы оснащены бесконтактным датчиком пути и дополнительной системой управления для непрерывной сварки швов;

4) метод внешнего программирования, основанный на аналитическом расчете и исключающий использование оператора.

К достоинствам методов непосредственного обучения можно отнести малую трудоемкость. В то же время преимуществом метода внешнего программирования является более полное использование фонда времени работы робота и упрощение оборудования цеха, так как исключаются технические средства обучения и записи программы. Другое преимущество внешнего программирования заключается в широких возможностях изменения параметров режима сварки по длине шва и исключении субъективных факторов из программы.

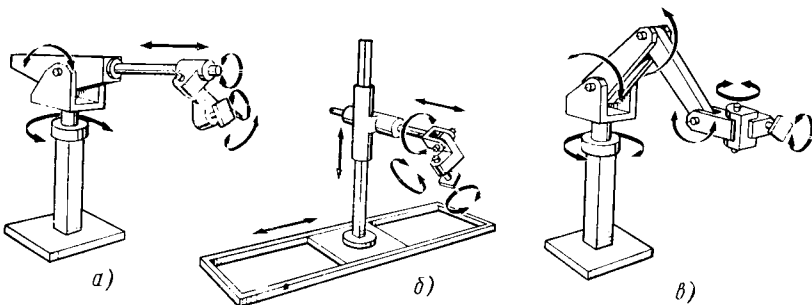
Информация, введенная в систему управления робота при программировании, достаточна для выполнения сварки только в том случае, если положение соединения, подготовленного под сварку, достаточно стабильно, а его параметры достаточно постоянны для одноименных точек всех экземпляров изделия.

Продолжительность работы сварочного оборудования, оснащенного роботами, достигает 80—90% общего фонда рабочего времени, а в некоторых случаях и более. Для полуавтоматической сварки этот показатель равен 30—40%. В связи с этим для расширения возможностей и повышения надежности сварочной подсистемы робота сварочная горелка должна обеспечивать стабильное положение электродной проволоки относительно своей оси. Для этого направляющие элементы горелок изготавливают из износостойких сплавов, а конец горелки очищают от брызг и смазывают специальными составами. Например, в комплекте робота «Кука-Начи 4000» (Япония) предусмотрено устройство с отдельным приводом для механической очистки сопла горелки и последующего его покрытия силиконовой смазкой после окончания сварки очередного изделия.

Роботы, используемые для точечной сварки, можно разделить на две группы: одни вводят свариваемые детали в стационарные сварочные машины, а другие, оснащенные сварочными клещами, сваривают детали, установленные в зажимных приспособлениях. Нередко группу из трех-четырех роботов, оснащенных клещами, располагают вокруг поворотного стола с установленными на нем свариваемыми изделиями.

Наиболее эффективно роботы применяются там, где они заменяют несколько человек, занятых выполнением параллельных или последовательных операций. Роботы, используемые для точечной сварки, функционируют, как правило, группами, образуя вместе с устройствами фиксации и транспортирования автоматические линии, в которых сварка выполняется несколькими роботами на каждой позиции, а изделия последовательно проходят все позиции.

В первых сварочных линиях, оснащенных роботами, прихватка деталей кузова



вов производилась вручную, а роботы осуществляли окончательную сварку. В последние годы на автомобильных заводах Западной Европы начали внедрять сварочные линии, на которых прихватку деталей осуществляют с помощью обычных многоточечных сварочных машин или нескольких роботов на отдельных позициях.

Линия, оснащенная 14 роботами «Юнимейт», была установлена в 1969 г. на предприятии концерна Дженерал Моторс (США). В Европе линия с роботами для сварки начала работать в 1971 г. на заводах фирмы Даймлер-Бенц (ФРГ). В отличие от американской, на этой линии полностью исключена ручная сварка и не применяются многоточечные сварочные агрегаты. На линии длиной 65 м работают 12 роботов «Юнимейт», которые сваривают боковые панели кузовов автомобилей.

Автоматизированная линия для сварки кузовов длиной 56 и шириной 10 м работает на предприятии фирмы Volvo (Швеция) [2, 3]. Расчетная производительность линии, которую обслуживают семь операторов и 27 роботов «Юнимейт 4000S» и «Юнимейт 2100С», составляет 50 кузовов в 1 ч. Раньше для выпуска того же количества двух- и четырехдверных кузовов автомобилей «Вольво 240» и «Вольво 260» с откидной крышей требовалось 67 человек. Линия, состоящая из десяти позиций, позволила повысить степень механизации сварочных работ до 97%.

Прежде чем секции кузова достигнут сварочной линии, их соединяют в единый подузел с помощью двух автоматических сварочных агрегатов, разработанных фирмой Volvo. На первом агрегате приваривают переднюю поперечную панель кузова к раме ветрового стекла, а на втором — багажную полку к задней оконной раме. На сварочном посту, расположенном между двумя агрегатами, прихватывают левую и правую стороны кузова к боковине и задней панели. Здесь осуществляется 100 сварных соединений. Затем узел поступает на второй сварочный пост, где к кузову предварительно приваривают корытообразный элемент пола. В таком виде подъемник подает кузов на первую позицию сварочной линии, где выполняется 800 точек сварки.

После десятой позиции на линии с двух сторон установлено по одному шестикоординатному роботу фирмы АСЕА грузоподъемностью 6 кг. Применяемые для контроля роботы могут перемещаться по рельсам на расстояние 5,3 м, что позволяет контролировать любую из 120 точек сварки, выполненных на кузове.

На каждом из поступающих на контрольную позицию кузовов (40 шт. в 1 ч) каждый робот проверяет правильность расположения лишь 15 точек сварки. Эти точки чередуются, и после прохождения четырех кузовов оказываются проверенными все 120 точек.

При контроле с помощью шупа, закрепленного в руке робота, проверяется смещение точек сварки по трем координатным осям относительно точек на эталонном кузове, по которому настраивается робот. Сведения о смещении точек сварки (с точностью 0,5 мм) регистрируются с помощью датчиков и передаются на ЭВМ, которая осуществляет управление перемещениями робота и оценку полученных сведений о смещениях точек сварки.

Статистический анализ сведений о смещениях, выполняемый на ЭВМ, позволяет определять направления систематических ошибок и своевременно вносить поправки в работу на сварочных позициях.

В отличие от линии фирмы Volvo, где ЭВМ применяют лишь для контроля кузовов, на предприятии фирмы Сааб (Швеция), выпускающем автомобили модели 900, ЭВМ управляют всеми линиями сборки кузовов [4]. Окончательную сварку (а при необходимости и прихватку деталей кузовов) выполняют преимущественно роботы, также встроенные в единую систему управления от ЭВМ. Три линии по изготовлению кузовов рассчитаны на производство 80 000 автомобилей в год при работе в две смены. На одной линии изготавливают капоты, на второй — всю переднюю часть кузова автомобиля. Третья линия служит для окончательной сборки кузова.

Для линий точечной сварки кузовов в США используют главным образом роботы фирмы Юнимейш. На заводе фирмы Крайслер работает автоматическая линия, на которой 13 роботов осуществляют сварку кузовов легковых автомобилей.

Собранный кузов (массой 225 кг) перемещается манипулятором на расстоянии 10 м и устанавливается на тележку, находящуюся на столе подъемника, расположенного в начале линии.

Подъемник поднимает тележку с кузовом, после этого шаговый транспортер перемещает тележку с кузовом через пять рабочих позиций линии. При этом обеспечивается позиционирование кузова с точностью  $\pm 0,9$  мм.

Роботы, получив сигнал о типе кузова (двух- или четырехдверный), осуществляют точечную сварку. Кузов сваривается в 500 точках. На разгрузочной позиции установлен еще один подъемник, после опускания которого манипулятор снимает кузов и переносит его на участок окраски. Освободившаяся тележка быстро возвращается к началу автоматической линии.

Цикл работы линии составляет 58 с, что обеспечивает выпуск около 1000 кузовов в день. Участок, занимаемый линией, имеет ширину 7,5 м, длину 14 м. Программируемые командоаппараты управляют работой линии. Один центральный командоаппарат управляет транспортными устройствами и другими общими механизмами линии [4].

В автомобильной промышленности сварочные роботы применяют главным образом для точечной сварки кузовов. Однако на заводе фирмы Форд (ФРГ) два робота используются для точечной сварки мостов автомобилей «Грандад». Робот снимает мост с транспортера и подает его в машину для точечной сварки. В процессе выполнения сварки робот поворачивает мост, пока не будут выполнены все 30 сварных соединений. Затем мост возвращается на транспортер. Один робот обеспечивает сварку 1600 мостов в день [5].

Специализированные роботы имеют производительность и надежность больше, чем универсальные. Фирма АСЕА выпустила 12 роботов грузоподъемностью 60 кг для точечной сварки кузовов. Эти роботы установлены на линии сварки кузовов легковых автомобилей, эксплуатирующейся 16 ч в сутки. Точность расположения точек сварки гарантируется в пределах 1 мм. Расчет-

ная надежность роботов составляет 99%.

Отличительной особенностью роботов является расположение сварочного трансформатора на руке. Вторичная обмотка трансформатора соединяется со сварочными клещами при помощи кабеля и контактных колец, находящихся во всех сочленениях кисти, которая имеет три степени подвижности. При повороте кисти контактные кольца разъединяются и вновь прижимаются друг к другу перед выполнением сварки.

В системе используется сварочный трансформатор мощностью 65 кВт при силе тока во вторичной обмотке 4200 А. При необходимости мощность может быть увеличена.

На предприятиях фирмы Фольксваген-верк (ФРГ) работают 85 роботов, которые применяются главным образом для точечной и дуговой сварки, нанесения покрытий и снятия заусенцев [5]. Отличительной особенностью роботов, выпускаемых этой фирмой, является модульная конструкция и повышенная функциональная надежность. Роботы четырех моделей K15, L15, R30 и R100 [6] применяются для различных видов работ. Робот модели K15 используется для перекалывания коленчатых валов с конвейера на тележку, модели R30 — для перестановки осей подвески с двух сварочных линий на транспортер, при этом рабочий цикл сокращается в 2 раза и высвобождаются два человека.

Для точечной сварки применяется 60—70% общего числа выпускаемых фирмой роботов [5]. На сварочных линиях осуществляется механическое транспортирование кузовов на высоте около 2 м от пола. В зоне сварки используются три робота модели R30, один из которых установлен на фундаменте, а два других — над свариваемым кузовом. В течение 30 с каждый робот осуществляет сварку в 25—30 точках.

Несмотря на преимущества контактной сварки — быстроту и отсутствие присадочного материала, для соединения кузовов в труднодоступных местах применяют дуговую сварку (главным образом с двуокисью углерода в качестве защитного газа), например, при соединении листов толщиной 1,5—3 мм. Таким образом сваривают рулевые колонки и опоры боковых стенок.

Пятикоординатный робот «Юнимейт 2000» для дуговой сварки, выпущенный в 1973 г., был оснащен системой позиционного управления с линейным интерполятором. Роботы «Юнимейт» фирмы Юнимейшн применяются для сварки поворотных опор сидений легковых и грузовых автомобилей и автофургонов [7]. Для этой цели применяется дуговая сварка металлическим электродом в среде инертного газа. На каждом изделии образуются три коротких прямолинейных и четыре криволинейных шва. В процессе полуавтоматической обработки используются два идентичных сварочных кондуктора. Загрузка первого кондуктора штампованными листовыми деталями и разгрузка готовых изделий со второго производится в то время, когда один из кондукторов используется для сварочной операции. Сварка одной опоры занимает 45 с. Два кондуктора полностью обеспечивают загрузку робота. Аналогичный процесс обработки рам мотоциклов осуществляется на некоторых заводах в США с помощью робота фирмы Кавасаки (Япония).

Фирма Эресерч Мэнюфэкчуринг

(США) использует робот «Юнимейт» для дуговой сварки металлическим электродом в среде инертного газа крупногабаритных восьмиграных и цилиндрических корпусов статоров. С помощью робота выполняются угловые и стыковые швы. За 1 мин проваривается шов длиной 305—460 мм.

На одном из предприятий в США проведены эксперименты по использованию роботов для сварки металлическим электродом алюминиевых капотов автомобиля. Предполагают, что этот процесс должен заменить точечную сварку, процесс которой трудно контролировать при изготовлении алюминиевых деталей из-за прилипания электрода и изменения поверхностного сопротивления материала.

Роботы для дуговой сварки невозможно использовать там, где пригоночные размеры закрепленных перед сваркой элементов и отклонения сварных швов превышают точность позиционирования подвижного звена робота, кото-

рая обычно составляет  $\pm 0,9$  мм. В настоящее время из-за отсутствия корректирующих измерительных приборов роботы используют только для таких сварочных работ, при которых применяются точно обработанные элементы и обеспечивается их точная выверка и крепление перед сваркой.

Для расширения технологических возможностей роботы для дуговой сварки применяют в сочетании с кантователями. Увеличение их производительности и степени загрузки достигается за счет применения челночных и поворотных двухпозиционных столов, на которых одна позиция сварочная, а другая загрузочно-разгрузочная. Сварка одного изделия роботом совмещена по времени с загрузкой-разгрузкой другого.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Furgac I., Weisser W. Industrieroboter. — Zwf, 1978, v. 73, No. 11, 578—584.

2. Hollingum J. Robots have measure of all alternatives on the production lines. — The Engineer, 1977, v. 245, No. 6330, 41.

3. Mullins P. SAAB's welding automation. — Automotive Industries, 1978, v. 158, No. 16, 62—65.

4. VW forciert Elektronik in der Fertigung. — Moderne Fertigung, 1978, No. 11, 27—28.

5. Hartley J. A growing family to cut welding drudgery. — The Engineer, 1978, 246, No. 6361, 44—48.

6. Weule H. Industrieroboter in der Kasserie — Schweisstechnik. — VDI—Z, 1978, v. 120, No. 4, 133—145.

7. Drozda T. Arc welding: new equipment evolving technologies. — Production, 1978, 81, No. 3, 56—61.

**В. А. ПОТАПОВ,**

канд. техн. наук **Б. С. ВОСКОБОЙНИКОВ**

УДК 629.113(100)

## АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

### Автомобиль японской фирмы Хонда Мотор

**В** ГРУЗОПАССАЖИРСКОМ четырехместном автомобиле «Хонда-Сивик» расположение двигателя поперечное, передние колеса ведущие (рис. 1). Автомобиль может работать на любом сорте бензина и отличается высокой экономичностью. Задняя подвеска — неразъемная ось с рессорами. Передняя подвеска независимая типа Мак-Ферсон.

На автомобиле установлен четырехцилиндровый двигатель с жидкостным охлаждением и послойным зажиганием топлива. Мощность двигателя 63 л.с.



Рис. 1

при частоте вращения коленчатого вала 5000 об/мин. Рабочий объем цилиндров двигателя 1474 см<sup>3</sup>. Коробка передач четырехступенчатая. Рулевой механизм реечный. Емкость топливного бака 42 л. Расход топлива 7,8 л на 100 км. Длина автомобиля 4048 мм, ширина 1506 мм, высота 1379 мм, база 2281 мм, максимальная скорость 137 км/ч. Масса снаряженного автомобиля 800 кг.

### Автомобиль японской фирмы Тоё Коё

Грузопассажирский автомобиль «Мазда» (рис. 2) создан на базе стандарт-



Рис. 2

ного автомобиля этой фирмы с кузовом типа седан. Однако кузов удлиннен на 230 мм. Мощность двигателя 65 л.с. при частоте вращения коленчатого вала 5000 об/мин. Объем цилиндров 1415 см<sup>3</sup>.

Автомобиль «Мазда» с кузовом типа фургон имеет ряд других конструктивных отличий от автомобиля с кузовом типа седан; например, вместо задней пружинной рессоры установлена листовая рессора, увеличен диаметр дисков передних тормозов. Несмотря на увеличение длины кузова, масса автомобиля с кузовом типа фургон на 52 кг больше, чем той же модели, но с кузовом типа седан.

На автомобиле установлен четырехцилиндровый двигатель с жидкостным охлаждением и чугунный блок цилиндров. Коробка передач четырехступенчатая. Рулевой механизм червячный с шариковой гайкой. Передняя подвеска типа Мак-Ферсон со стабилизаторами поперечной устойчивости. Передние тормоза — дисковые, задние — барабанные. Емкость топливного бака 46 л. Расход топлива 8,1 л на 100 км. Максимальная скорость 145 км/ч. Длина автомобиля 4145 мм, ширина 1605 мм, высота 1425 мм, база 2314 мм. Масса снаряженного автомобиля 955 кг.

### Автомобиль концерна Дженерал Мотор Корп.

Грузопассажирский автомобиль «Шевроле Монца» (рис. 3) представляет собой четырехместный трехдверный фургон с базой 2464 мм и приводом на задние колеса.

Передняя подвеска независимая, снабжена спиральной пружиной, телескопи-



Рис. 3

ческим амортизатором и стабилизатором поперечной устойчивости. Задняя подвеска снабжена телескопическим амортизатором, спиральной пружиной и реактивной штангой.

На модели автомобиля выпуска 1979 г. установлен шестицилиндровый V-образный двигатель мощностью 90 л.с. с рабочим объемом цилиндров 3211 см<sup>3</sup> или мощностью 105 л.с. с рабочим объемом цилиндров 3785 см<sup>3</sup>. Двигатель имеет жидкостное охлаждение. Кроме того, установлен новый карбюратор, алюминиевый впускной трубопровод и воздушный фильтр со сменными элементами. Емкость топливного бака 70,4 л. Расход топлива 13,8 л на 100 км.

Коробка передач — пятискоростная с ручным переключением. Рулевой механизм с червячной передачей. Передние тормоза — дисковые, задние — барабанные. Габаритные размеры автомобиля: длина 4521 мм, ширина 1661 мм, высота 1316 мм. Масса полностью снаряженного и заправленного автомобиля 1261 кг.

### Автомобиль фирмы Америкэн Моторс Корп.

На грузопассажирском автомобиле-фургоне «Пейсер» (рис. 4) установлен стандартный шестицилиндровый двигатель с рабочим объемом цилиндров 4228 см<sup>3</sup>. Мощность двигателя 100 л.с. при частоте вращения коленчатого вала 3400 об/мин.

Эта модель представляет собой вариант двухдверного автомобиля «Пейсер» с кузовом типа хэтчбек и увеличенной на 127 мм длиной кузова. В конструк-

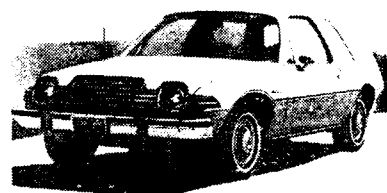


Рис. 4

ции предусмотрена возможность складывания задних сидений для увеличения багажного отделения, при этом длина площадки для груза увеличена до 1625 мм.

Автомобиль «Пейсер» имеет конструктивные элементы, позволяющие отнести его к классу легкоуправляемых маневренных автомобилей: жесткий каркас кузова, независимая передняя подвеска со стабилизатором поперечной устойчивости, полуэллиптическая задняя рессора, реечное управление с наименьшим передаточным числом, радиальные шины, передние дисковые тормоза с диаметром диска 274 мм. Благодаря малым габаритным размерам требуется небольшая площадка для размещения автомобиля на стоянке.

Двигатель — с жидкостным охлаждением, блок цилиндров и головка блока чугунные. Коробка передач трехступенчатая, автоматическая. Емкость топливного бака 79,5 л. Расход топлива 18 л на 100 км. Длина автомобиля 4513 мм, ширина 1956 мм, высота 1349 мм, база 2540 мм. Максимальная скорость 127 км/ч.

#### Автомобиль японской фирмы Фудзи-Дэви Индастриз

Четырехместный пятидверный грузопассажирский автомобиль «Субару» (рис. 5) отличается необычным для грузопассажирских автомобилей приводом на передние колеса, а также совершенной системой вентиляции. Автомобиль имеет четырехцилиндровый двигатель



Рис. 5

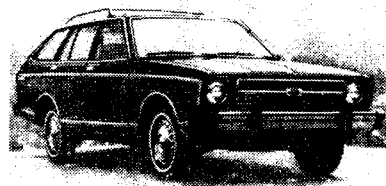


Рис. 6

мощностью 67 л.с., рабочий объем цилиндров 1595 см<sup>3</sup>. Коробка передач пятиступенчатая с ручным переключением. Рулевое управление — реечное. Передняя и задняя подвески — независимые, передняя — типа Мак-Ферсон, с цилиндрическими пружинами, телескопическим амортизатором, задняя — торсионная с диагональными рычагами.

Передние тормоза — дисковые, задние — барабанные. Емкость топливного бака 45 л. Длина автомобиля 4186 мм, ширина 1550 мм, высота 1400 мм, база 2456 мм. Масса снаряженного автомобиля 960 кг.

#### Автомобиль японской фирмы «Ниссан Мотор»

Грузопассажирский автомобиль «Дачун 210» (рис. 6) — четырехместный пятидверный автомобиль отличается от предыдущих моделей; за исключением двигателя и коробки передач, основные

узлы не взаимозаменяемые с моделью «В-210».

Двигатель четырехцилиндровый с жидкостным охлаждением. Рабочий объем цилиндров 1397 см<sup>3</sup>, мощность двигателя 65 л.с. при частоте вращения коленчатого вала 6000 об/мин. Коробка передач — пятиступенчатая с ручным переключением. Рулевой механизм червячный с шариковой гайкой. Передняя подвеска — независимая со спиральной пружиной, стабилизатор поперечной устойчивости и амортизатором, задняя подвеска со спиральной пружиной и амортизатором. Передние тормоза — дисковые, задние — барабанные. База автомобиля 2339 мм, длина 4249 мм, ширина 1580 мм, высота 1330. Масса снаряженного автомобиля 960 кг.

Motor Friend, декабрь 1978, т. 30, № 13, с. 74—79, 82, 83, 86, 87.

**Н. С. ПОЗДНЕВА**

УДК 621.88(100)

## ЗАРУБЕЖНЫЕ КРЕПЕЖНЫЕ ИЗДЕЛИЯ

**О**ДНИМ из путей повышения производительности труда на сборочных операциях является применение современных крепежных изделий для соединений навесных узлов, обивки, арматуры, декоративных и других деталей с каркасом кузова. Применение прогрессивных крепежных изделий влияет и на уменьшение трудовых затрат и количество сварочного оборудования, в том числе и многоэлектродного.

Применение разжимных заклепок, устанавливаемых со стороны одной открытой поверхности, вместо резьбовых крепежных деталей (болтов, винтов, гаек) целесообразно в связи с высокой производительностью установки заклепок до 1500 шт/ч; обеспечением качества соединения — постоянства усилия сжатия соединяемых поверхностей до

520 кг и сопротивления срезу до 330 кгс для заклепок диаметром 6,4 мм из алюминиевого сплава, 430 и 410 кгс соответственно для заклепок диаметром 6,2 мм из стали; созданием высокой надежности соединения при эксплуатации; обеспечением визуальной проверки качества; снижением стоимости.

На рис. 1 показана заклепка, разжимаемая стальным стержнем, утолщенный конец которого отрывается от стержня в завершающий момент деформации заклепки силой, создаваемой монтажным пневматическим или пневмогидравлическим приспособлением (пистолетом), или ручными рычажными клещами.

После введения заклепки (рис. 2) в отверстия собираемых деталей стержень, являющийся составной частью монтажного приспособления (пистолета), разжимает заклепку, перемещаясь вдоль оси. Таким образом, за одну операцию формируется головка заклепки и стягиваются соединяемые поверхности.

Разжимаемые заклепки диаметром 3,2—6,4 мм и длиной 10—20 мм могут применяться вместо дорогостоящих резьбовых крепежных изделий для мон-

тажа стеклоподъемников дверей кузова или кабины автомобиля, замков дверей, электропроводки и приборов на кузове, замков капота и крышки багажника, фирменных табличек, обивки и т. д.

Представляет интерес расчет реального роста производительности труда в сборочном цехе легковых автомобилей.

При сборке автомобиля с использованием механизированного инструмента за 1 мин можно завернуть три-четыре болта с гайкой и одной или двумя шайбами.

Применение разжимных заклепок позволяет увеличить производительность труда примерно в 10 раз, например, в цехе сборки работают 1200 рабочих-сборщиков, из них 960 человек выполняют операции, связанные с применением резьбовых крепежных изделий. Допустим, что лишь 25% резьбовых крепежных изделий может быть заменено заклепками, следовательно, 240 сборщиков могут повысить производительность труда. Если учесть, что на установку крепежных деталей рабочие затрачивают 75% времени, а применение крепежных деталей прогрессивных конструкций сократит это время в 2 раза, то это позволит условно высвободить на сборочных участках цеха 90 рабочих.

При установке четырех замков в дверях кузова на завертывание 16 винтов с установкой стопорных шайб затрачивается 2 мин, а при применении заклепок достаточно 32 с. При установке

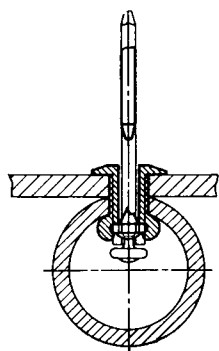


Рис. 1

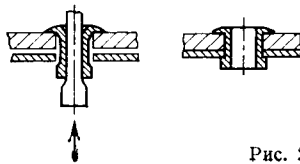


Рис. 2

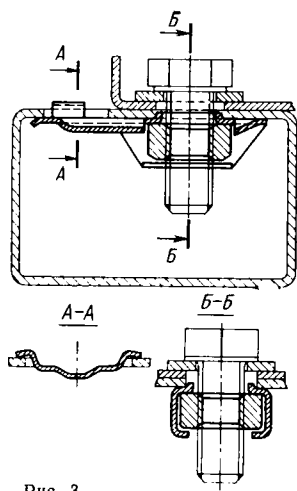


Рис. 3

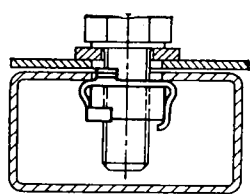


Рис. 4

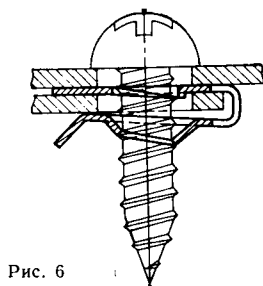


Рис. 6

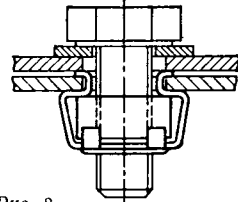


Рис. 8

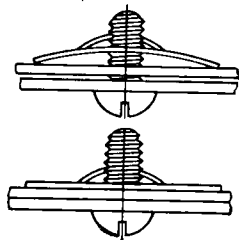


Рис. 5

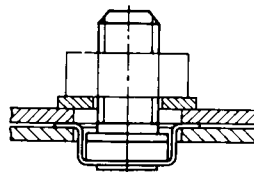


Рис. 7

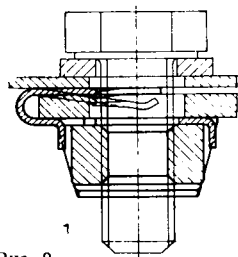


Рис. 9

четырёх стеклоподъемников на завертывание 12 винтов затрачивается 72 с, а при применении разжимных заклепок достаточно 24 с. Следует учитывать и разницу в затратах труда и расходе металла на изготовление болтов, винтов, гаек, стопорных шайб и заклепок.

В конструкциях кузовов и кабин автомобилей все еще применяют болты, винты, гайки, приваренные к несущим узлам и деталям или прикрепленные соответствующими держателями (для удобства сборки или в случаях расположения гайки в закрытых коробчатых сечениях).

В прогрессивных современных конструкциях кузовов автомобилей применяются болты и гайки, закрепленные на панелях и узлах с помощью штампованных держателей, устанавливаемых в процессе сборки после окраски конструкции, а также допускающих их замену.

На рис. 3 и 4 показана установка гайкодержателей с гайками с внешней стороны закрытого сечения изделия через отверстия, выполненные для этого.

Штампованные термообработанные гайки из листовой стали, а также пластинчатые для метрической резьбы (рис. 5, 6) устанавливают на плоскость и кромку изделия для самонарезающего винта.

На рис. 7 показан болт с держателем, устанавливаемый с внешней стороны закрытого сечения изделия.

На рис. 8 показана гайка с гайкодержателем для установки в отверстие со стороны открытой поверхности изделия, а на рис. 9 — гайка с гайкодержателем для установки на кромку изделия.

Технологические процессы в зависимости от конструкции изделия предусматривают также сборку ранее окрашенных узлов, в которых резьбовые отверстия имеют лакокрасочное покрытие, затрудняющее завинчивание болтов — винтов.

Для очистки резьбы метчиком может служить фрезерованный паз на задней части резьбы болта — винта на длине нескольких ниток, кромка которых счищает слой краски.

В связи с применением механизированного инструмента для завертывания винты и болты должны иметь перед заходной частью резьбы направляющий цилиндр диаметром на 0,1—0,3 мм меньше внутреннего диаметра резьбового отверстия для предотвращения повреждения первых ниток резьбы отверстия и болта — винта. Такой направляющий цилиндр болта — винта особенно целесообразен при завертывании крепежных деталей в изделия из алюминиевых и цинковых сплавов.

Применение в автомобилестроении болтов — винтов с пружинной и плоской шайбами или с одной из них, установленных до накатывания резьбы на стержне крепежных деталей, создает условия для повышения производительности труда и исключает случаи сборки без предусмотренных конструкцией шайб.

Мастику «Диплазоль» Д-4А или Д-6А, полимеризующуюся при температуре 140°C, обладающую хорошими клеящими свойствами, и самонарезающие винты целесообразно применять для соединений в «черном» кузове, например, для крепления крыльев. Такое конструктивное решение исключает применение болтов, шайб, гаек, гайкодержателей и прокладок из резины.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крепежные детали фирмы «Avdel». — Автомобильная промышленность США, № 8, 1975, с. 18.
2. Крепежные изделия в современных автомобилях. — Автомобильная промышленность США, № 11, 1975, с. 16.
3. Системный подход к проблеме механического крепления деталей. — Автомобильная промышленность США, № 5, 1977, с. 37.

Л. М. ЗЕЛЕНОВ

УДК 621.75:001.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Холодокамерная машина литья под давлением с горизонтальным прессующим устройством

Машина такого типа (ФРГ) изготавливается с запирающим усилием 1600 кН и усилием выталкивания 110 кН при длине хода 100 мм. Запирающее устройство с центральным приспособлением для перемещения форм по высоте обеспечивает их надежное запираение. Дополнительно прикрепляется подвижная плита для укрепления форм на закаленных направляющих планках. Прес-

сующий агрегат снабжен мультипликатором. Особое значение приобретает быстрый подъем давления с его незначительным пиком.

Оптимальность процесса прессования достигается благодаря короткому ходу и очень точным масляным каналам. Вследствие этого трехфазный прессующий агрегат соответствует современным требованиям техники литья под давлением. Достаточно точное определение размеров привода позволяет подключать к гидравлической системе машин авто-

матическое зачерпывающее и дозирующее устройство.

„Maschinenmarkt“, октябрь 1978, т. 84, № 80, с. 1571.

### Суперфинишный станок для обработки колец шариковых подшипников

Фирмой Supfina создан станок, предназначенный для обработки колец шарикоподшипников наружным диаметром 15—160 мм. Частота вращения шпинделя регулируется бесступенчато в пределах 0—12 000 об/мин. Частота колебаний

вибратора — 1500 кол/мин. Шпиндель вращается в гидростатических подшипниках. Толщина масляной подушки составляет при этом 0,02 мм. Насос создает давление в пределах 60—120 бар, что обеспечивает высокую жесткость масляной подушки.

На станке благодаря наличию компенсирующего устройства можно обрабатывать кольца с большим смещением желоба, например, 0,1 мм. В результате обработки гарантируется отклонение от заданной поперечной геометрической формы дорожки в пределах 1 мкм. На обработку поступают кольца шероховатостью  $Ra \approx 0,6$  мм. После обработки глубина микронеровностей составляет 0,03 мкм.

„Maschinenmarkt“, сентябрь 1978, № 74, с. 1450.

#### Обработка коленчатых валов дизелей

Станок SZM60 фирма Petters, Ltd. (Англия) применяется для финишной обработки концов коленчатых валов вместо фрезерного и центрального станков. Это позволило значительно снизить стоимость оборудования.

Новый станок для финишной обработки, оснащенный стандартным автоматическим оборудованием для загрузки и разгрузки деталей, является ведущим на линии обработки коленчатых валов. Эта линия состоит из двух токарных и одного фрезерного станков, на которых происходит обработка после сверления, шлифования, фрезерования и накатывания резьбы масляных отверстий.

Полный цикл финишной обработки конца коленчатого вала происходит за 30 с, а ранее на эту операцию затрачивалось 100 с.

Новый станок предназначен для обработки коленчатых валов (заготовок) длиной от 40 до 2400 мм и диаметром от 10 до 160 мм. Модульная конструкция — из стандартных блоков.

Важной характеристикой станка является его жесткость и точность. Заготовка имеет жесткое крепление, в то время как инструмент вращается. Таким образом, все движения приходятся на перемещающую бабку, которая перемещается по двойным V-образным направляющим.

Станок используют для одновременной обработки концов асимметричных деталей. Обработка на нем обеспечивает точное центрирование для последующих токарной и шлифовальной операций.

„Metalworking production“, август, 1978, т. 122, № 8, с. 95.

#### Гидравлический одностоечный пресс

Изготовлен и внедрен в производство на предприятии VEB Kombinat Uniform-

technik, Herbert Warnke (ГДР) новый одностоечный гидравлический пресс PJE 100 SK для производства деталей из листовых металлов, например для кузовов легковых автомобилей.

На прессе осуществляют вырубку, гибку, чеканку и глубокую вытяжку деталей диаметром от 20 до 160 мм. Вытяжкой можно получить детали высотой до 100 мм.

Пресс оснащен транспортирующим устройством и шестиступенчатым комплектом штампов. Его можно устанавливать на автоматических и поточных линиях, а также использовать самостоятельно.

Благодаря механическому приводу транспортирующего устройства обеспечивается высокая скорость транспортирования при оптимальных условиях в фазе ускорения и замедления. Ниже приведена техническая характеристика прессы:

Максимальное усилие ползуна в кН . . . . .	1000
Максимальная длина хода ползуна в мм . . . . .	500
Число ходов ползуна в минуту . . . . .	2
Длина ускоренного хода вниз в мм/с . . . . .	200
Длина ускоренного хода вверх в мм/с . . . . .	400
Средняя рабочая скорость в мм/с . . . . .	18
Путь транспортирования заготовки захватом в мм . . . . .	100—200
Максимальный диаметр матрицы в мм . . . . .	180

Fertigungstechnik und Betrieb, февраль 1979, № 2, с. 82—83.

#### Вырубной пресс

Вырубной пресс «PXS 125 ПИММДТ60×6000» создан на предприятии VEB Kombinat Uniformtechnik, Herbert Warnke (ГДР) для обработки круглых заготовок. Пресс — двухстоечный кривошипный вырубной со станиной, представляющей собой стальную сварную конструкцию. Он снабжен вырубным штампом W2III, созданным комбинатом VEB.

На опорах качения смонтирован шатун, соединенный с поворотным молотом, который в рабочей позиции воздействует на ползун штампа. После окончания рабочего хода молот поворачивается. Специальное фиксирующее устройство гарантирует точную длину резки и предотвращает выполнение рабочего хода при недостаточной или несвоевременной подаче материала.

На данном прессе, в отличие от других прессов, осуществляют вырубку деталей из легированных сталей. Кроме того, у получаемых деталей небольшая деформируемость, высота неровностей их поверхности не превышает 10 мкм, минимальная длина вырубленных деталей 4—10 мм. Техническая характеристика прессы следующая:

Номинальное усилие вырубки в кН . . . . .	1250
Номинальная скорость вырубки в м/с . . . . .	12
Длина хода ползуна в мм . . . . .	115
Минимальный диаметр круглого проката в мм . . . . .	20
Максимальный диаметр круглого проката в мм . . . . .	50
Производительность в шт/ч . . . . .	1300

Fertigungstechnik und Betrieb, февраль 1979, № 2, с. 81—82.

#### Лазерная установка

Для резки стали фирмой Messer Griesheim GmbH (ФРГ) создана лазерная установка Statosec K2600, выпускаемая серийно. Ее экспонировали на Пятой Международной выставке оборудования для обработки листовых металлов «Blech-78» в г. Эссене.

Установка Statosec K2600, предназначенная для точной резки листовой стали и ее сплавов, оснащена лазером мощностью 250 Вт. Сталь может быть покрыта свинцом, оловом, цинком, никелем, титаном, цирконием, ниобием, танталом или сплавами этих металлов, а также краской или пластмассой и органическими или неорганическими материалами.

При работе установки достигаются высокая скорость работы, хорошее качество получаемой поверхности реза и высокая геометрическая и размерная точность резки. Кроме того, возможна экономия обрабатываемых материалов.

Industrie-Anzeiger, февраль 1979, № 14, с. 38.

#### Новые растворы цинкования

Разработанный в Японии новый процесс цинкования предусматривает получение хроматированного цинкового покрытия, образованного методом электроосаждения из одного раствора и за одну операцию. С этой целью создана кислая цинковая ванна, в которую добавляются следующие компоненты: трехвалентный хром 50—700 мг/л, шестивалентный + трехвалентный хром 50—700 мг/л с техническим содержанием  $Cr^{+6}$  500 мг/л, ионы олова 10—5000 мг/л или ионы индия 10—3000 мг/л.

Фирма EJ Du Pont de Nemours разработала раствор для получения блестящих цинковых осадков. С этой целью используют небольшое количество цианида, либо обходятся без него, но тогда в состав входит продукт конденсации полиамиона.

Раствор цинкования имеет следующий состав: 7,5 г/л цинка, 9 г/л гидроксида натрия, 1 г/л продукта конденсации диэтанолamina, элихлоргидрина и диметиламинопропиламина, 1 г/л бензин-пиридин-3-карбоксилата, 7,5 г/л соли Рошеля. Температура ванны 25°C, плотность тока — 12 адм<sup>2</sup>.

Product Finishing, март 1978, т. 32, № 3, с. 36.

УДК 629.113:621.43.004

Некоторые особенности износа поверхности цилиндров двигателей. Зеленова В. Д., Киорозова Т. Б., Левитан М. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8.

Изложены результаты исследования структурных изменений на рабочей поверхности гильз различных двигателей с целью установления причин появления дефектов типа натиров. Табл. 2. Рис. 1.

УДК 629.113:681.124-523.8

Устройство для исследования цикловых параметров искрового разряда систем зажигания двигателей. Злотин Г. Н., Малов В. В., Овчаров С. А. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8.

Проанализированы методы и измерительные приборы, применяемые при исследовании параметров искрового разряда систем зажигания двигателей внутреннего сгорания. Обоснована возможность и перспективность регистрации цикловых характеристик искрового разряда с помощью светолучевых осциллографов при использовании специальных согласующе-усилительных устройств. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113:621.43

Исследование комбинированной системы очистки воздуха двигателей. Рузаев И. Г., Стрыковский А. Р. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8.

Приведены результаты стендовых и дорожно-эксплуатационных исследований комбинированной системы очистки воздуха с картонным фильтрующим элементом, показавшие высокую эффективность защиты деталей цилиндро-поршневой группы от абразивного изнашивания и значительное увеличение продолжительности работы до технического обслуживания. Табл. 2. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.004

О нормах прочности автомобиля. Чижов В. Ф., Сильвестров В. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8.

Рассмотрена возможность создания нормативных материалов для прочностных расчетов элементов конструкции автомобиля. Рис. 4. Библ. 5.

УДК 629.113-59.001.4

Исследование выходных характеристик и стабильности основных типов колодочных барабанных тормозных механизмов. Генбом В. В., Гутта А. И. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8.

Приведены результаты экспериментального исследования выходных характеристик и стабильности основных типов колодочных барабанных тормозных механизмов автомобильных колес. Табл. 2. Рис. 6. Библ. 4.

УДК 629.113-585.2

Выбор оптимального числа лопастей в колесах комплексного гидротрансформатора. Чистяков Л. Н. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8.

Изложен метод определения оптимального числа лопастей в колесах комплексного гидротрансформатора с учетом структуры потока в проточной части гидротрансформатора. Рис. 2. Библ. 6.

УДК 621.919.1

К вопросу определения деформаций стенки детали при деформирующе-режущем протягивании. Абель В. В., Ковбас Т. Н. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8.

В статье рассмотрены вопросы теоретического и экспериментального исследования деформации стенки детали ассиметричной формы при обработке деформирующе-режущим инструментом. Рис. 2.

УДК 621.983

Интенсификация процесса радиально-ротационного профилирования. Потехушин Н. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8.

Рассмотрены вопросы интенсификации процесса профилирования и составления технологических схем изготовления ободьев колес с профилями групп F, W и J. Приведена методика анализа деформированного и напряженного состояний полуфабриката и детали, а также новая схема профилирования. Даны формулы для определения геометрических параметров профиля детали и технологических характеристик процесса изготовления полуфабрикатов и ободьев. Табл. 2. Рис. 4. Библ. 3.

## ТЕПЛОПОГЛОЩАЮЩИЙ МАТЕРИАЛ ЭП5

Предлагается лицензия на эффективный теплопоглощающий материал ЭП5, предназначенный для работы в дисковых тормозах авиационных колес и в тормозных устройствах наземных транспортных средств.

Этот материал отличается повышенной долговечностью, повышенной жаростойкостью и малой пористостью при небольшом удельном весе.

Высокие теплофизические и механические свойства, высокая теплопоглощающая способность материала ЭП5 обеспечивают надежную и эффективную работу тормозных устройств во всем диапазоне рабочих температур и нагрузок.

Коэффициент теплопроводности в Вт/м°C (20—1000°C) . . . . .	32—37
Удельная теплоемкость в кДж/кг°C (20—600°C) . . . . .	0,94—1,74
Предел прочности при сжатии в кгс/мм <sup>2</sup> (20°C) . . . . .	18—26
Предел прочности при изгибе в кгс/мм <sup>2</sup> (20°C) . . . . .	8—14
Плотность в г/см <sup>3</sup> . . . . .	2,32—2,50

Применение теплопоглощающего материала ЭП5 в тормозах транспортных средств позволяет снизить массу тормозных устройств на 25%. Эксплуатация материала показала его высокую надежность и экономичность.

В технологии производства материала ЭП5 имеется «ноу-хау».

Теплопоглощающий материал ЭП5 патентуется.

По всем вопросам приобретения лицензии обращайтесь в В/О «Лицензинторг» по адресу: 113461 Москва, ул. Каховка, 31.

Телекс 7246. Телефон 122-02-54

«Макси» — это новые ковочные максипрессы. Полувековой опыт создания максипрессов показал, что эксцентриковый привод и конструкция со стяжными болтами делают механический ковочный пресс наиболее производительным и надежным.

При создании нового пресса сохранены и усовершенствованы и другие конструктивные особенности, дающие хорошие результаты в производстве.

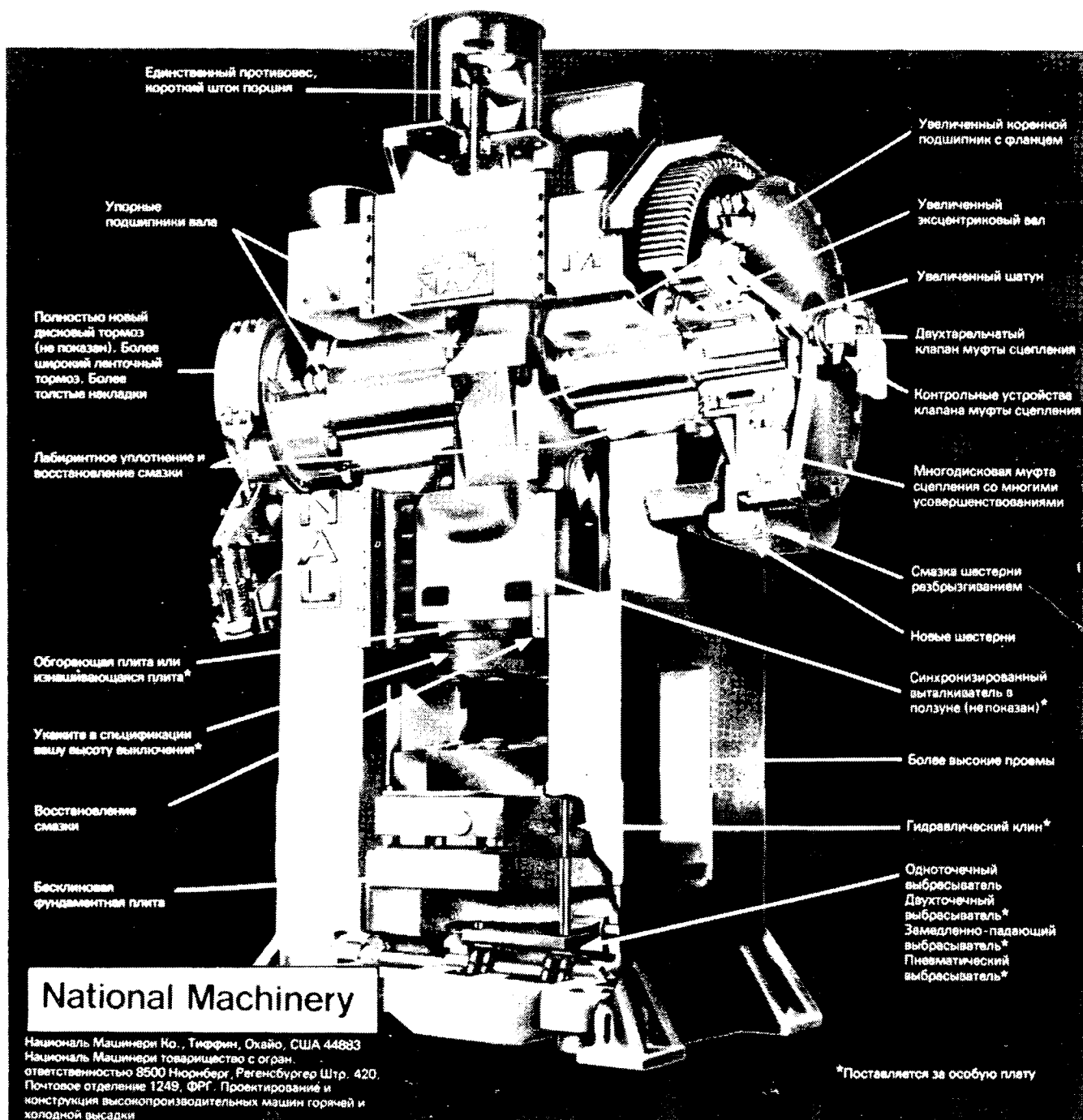
При минимальных капитальных затратах и сроках поставки промышленности предлагается следующий выбор: ос-

новной пресс высокой производительности и полный комплект приспособлений для обеспечения высокой универсальности пресса без увеличения его стоимости.

На рисунке — новые конструктивные решения, заложенные в предлагаемых максипрессах.

# МАКСИ

## Четыре механических ковочных максипресса



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ, 1979, № 8, 1—40.