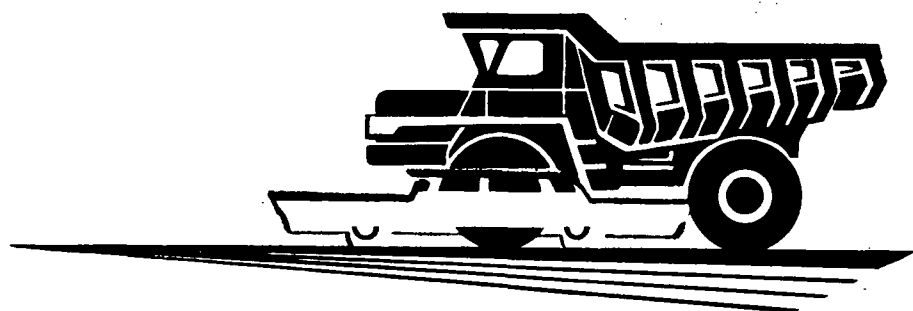


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1972

4



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. А. Литинский — О влиянии конструктивных параметров впускного трубопровода на показатели дизелей с динамическим наддувом	1
Г. М. Савельев, Б. С. Стефановский, Ю. М. Доколин, Д. В. Кривенков — О точности записи изменения давления в выпускном трубопроводе дизеля с наддувом	4
И. И. Гольдблат, Б. Д. Колубаев, Н. Г. Самоль — О токсичности автомобильных двигателей, работающих на газообразных топливах	5
А. В. Костров, Б. В. Шапошников — О возможности улучшения показателей работы карбюраторного двигателя на принудительном холостом ходу	7
Р. А. Аюпян, Б. И. Мызык — Экспериментальные исследования демпфирующих и виброизолирующих свойств пассажирских сидений автобусов	10
П. Л. Браильчук — Влияние эксплуатационных условий на качество конструкции автомобилей	12
Б. Б. Генбом, В. А. Демьянюк, Е. В. Осепчугов — Методика построения и исследования тормозных характеристик автомобиля	16
М. Н. Закс, В. Н. Белокуров — Регулирование крутильной жесткости рам автомобиля	19
В. И. Приходько — Методика расчета крестообразной сцепки автопоезда при криволинейном движении	22
В. А. Иларионов, Ц. П. Мерджанова, П. З. Данев — Стенд для экспериментального исследования рулевого привода	24
П. В. Аксенов — Соотношение показателей поперечной статической и динамической устойчивости автомобиля против опрокидывания	26

ТЕХНОЛОГИЯ

Л. А. Брахман — Применение резцов из эльбора при тонком точении чугуновых деталей в условиях массового производства	27
А. М. Федченко, А. И. Храмченков — Технология плавки и термообработки и свойства ковкого чугуна заводских марок для автомобильных отливок	28
А. Н. Тананин, В. Р. Балинский, Г. А. Свиридова, Л. Л. Вшивцева — Связующие для изготовления стержней в горячих ящиках	32
И. Н. Демидов — Исследование прочности клевого шва при склеивании крупногабаритных деталей из стеклопластика	33
В. Н. Александров, П. С. Балыков, Р. В. Чирков — Упрощенные подшипники для подъемно-транспортного оборудования	33

ИНФОРМАЦИЯ

М. А. Клементьев — Автомобилестроение в странах Латинской Америки	34
Т. И. Лаврова — Изготовление блока цилиндров для двигателя автомобиля «Вега-2300»	37
С. А. Слесивых, Е. И. Лежнева — Некоторые типы высокопроизводительного оборудования, применяемого в автомобильной промышленности Англии	38
М. В. Суханов — Высокопроизводительные установки ФРГ для травления тонких листов	40
Е. С. Лебедев, Б. М. Рабинович — Новый инерционный синхронизатор автомобильных трансмиссий	42
Е. С. Романов — Конвейер печи для нагрева рессорных листов под закалку	43
Новости в технологии машиностроения за рубежом	43
Рефераты статей	45

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, К. М. Аюпян, Н. А. Вухарин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, В. А. Карпов, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, И. А. Матвеев, А. Н. Инзов, А. Н. Островцев, С. М. Степашкин, А. Д. Просвирнин, В. А. Устинов, И. К. Чарноцкий, С. В. Чистозомов, В. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. Снастина

Сдано в набор 7/II 1972 г.
Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0

Подписано в печать 22/III 1972 г.
Уч.-изд. л. 9,5 Тираж 11 972 экз. Формат 60×90/8

T-01882
Зак. 522

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

4
АПРЕЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1972

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XXXVIII

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43.052

О влиянии конструктивных параметров впускного трубопровода на показатели дизелей с динамическим наддувом

М. А. ЛИТИНСКИЙ
НАМИ

ИССЛЕДОВАНИЯ, проведенные в лаборатории рабочих процессов дизелей НАМИ, показали, что для получения эффекта от динамического наддува необходимо определить ряд конструктивных параметров отдельных элементов впускного тракта. Для индивидуальных на каждый цилиндр трубопроводов такими взаимосвязанными параметрами в первую очередь являются: длина и площадь поперечного сечения трубопровода, площадь проходного сечения впускного клапана. Величины этих параметров определяются скоростным режимом двигателя, размерами рабочего цилиндра и гидравлическим совершенством впускного тракта. При установке впускных трубопроводов, обеспечивающих динамический наддув, на существующем двигателе эти параметры определяются в первом приближении из следующих характерных величин:

1. Число Струхала

$$Sh = 120 \frac{a_0}{nL_{тр}}$$

где a_0 — скорость распространения малых возмущений потока в м/сек;

n — скоростной режим двигателя в об/мин;

$L_{тр}$ — длина впускного трубопровода, измеренная от оси клапана, в м.

2. Величина средней условной «гидравлической» скорости в проходном сечении впускного клапана с учетом коэффициента расхода $\mu_{кл}$

$$w_{вп.кл} = w_{п} \frac{F_{п}}{(\mu_{кл} f_{кл})_{ср}}$$

где $w_{п}$ — средняя скорость поршня в м/сек;

$F_{п}$ — площадь поршня в мм²;
 $(\mu_{кл} f_{кл})_{ср}$ — проходное сечение впускного клапана в мм².

Относительная средняя скорость потока равна $\frac{w_{вп.кл}}{a_0}$.

3. Условная средняя скорость потока в трубопроводе

$$w_{тр} = w_{п} \frac{F_{п}}{f_{тр}}$$

где $f_{тр}$ — площадь поперечного сечения впускного трубопровода в мм².

Численные значения указанных величин в условиях динамического наддува должны лежать в пределах $Sh = 15-18$:

$$\frac{w_{вп.кл}}{a_0} = 0,4 \div 0,6 \text{ и } w_{тр} = 40 \div 55 \text{ м/сек.}$$

Условная средняя скорость в трубопроводе $w_{тр}$ примерно на 20—25% ниже, чем скорость в горловине клапана существующих впускных систем.

Исследования проводились на одноцилиндровом отсеке и многоцилиндровых дизелях (ГОСТ 1486—69. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний).

Основной задачей испытаний одноцилиндрового двигателя являлось определение зависимости повышения давления на впуске от расположения и геометрических размеров трубопровода во впускной системе двигателя.

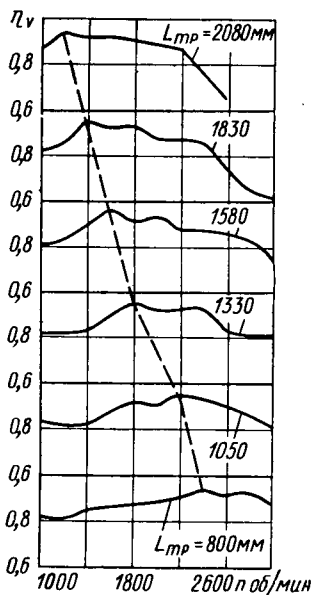
Эффективность динамического наддува определялась по расходу воздуха и соответствующему коэффициенту наполнения. Расход воздуха измерялся ротационным счетчиком газа РС-250, устанавливаемым на впуске. Между впускным трубопроводом

и счетчиком газа помещался соединительный бак емкостью 200 л.

Температура воздуха во впускном трубопроводе во время испытаний поддерживалась постоянной в пределах $20 \pm 4^\circ$.

Изменение давления во впускном трубопроводе измерялось при помощи мембранных тензодатчиков высокой чувствительности $0,01 \text{ кг/см}^2$ с использованием тензоусилителя УТС-1-ВТ-12 и осциллографа Н-102. Осциллографирование проводилось с отметкой времени и угла поворота коленчатого вала. Для этого на осциллограф подавались сигналы от вибратора, колеблющегося с неизменной частотой $f=500 \text{ гц}$, и индуктивного датчика в. м. т. Нанесение на диаграммы линии атмосферного давления при работающем двигателе стало возможным за счет установки датчиков на трехходовых кранах с соответствующим соединением подмембранного пространства с атмосферой и полостью впускного трубопровода.

Двигатель работал в диапазоне чисел оборотов 1000—3200 в минуту при $p_e = \text{const} = 4,5 \text{ кг/см}^2$. Диаметр впускной трубы $d_{\text{тр}}$



был принят равным 52 мм, что соответствовало $\omega_{\text{тр}} = 51 \text{ м/сек}$. Длина трубопровода $L_{\text{тр}}$ измерялась от оси клапана до места подсоединения трубопровода к ресиверу с учетом длины канала головки (170 мм) и бралась равной 800, 1050, 1330, 1580, 1830 и 2080 мм.

Рассмотрев полученные зависимости коэффициента наполнения η_v при изменении длины впускного трубопровода и числа оборотов, необходимо отметить, что изменение коэффициента наполнения носит волнообразный характер. Все кривые имеют несколько максимумов (рис. 1).

Рис. 1. Изменение коэффициента наполнения одноцилиндрового двигателя I в зависимости от числа оборотов при различных длинах впускного трубопровода

Максимум η_v смещается при увеличении длины трубопровода в зону меньших чисел оборотов. Абсолютные значения максимумов меняются мало и лежат в пределах $\eta_{v \text{ max}} = 0,92 \pm 0,06$.

Высокие значения коэффициента наполнения $\eta_v = 0,83$ и более можно получить в широком диапазоне чисел оборотов при каждой испытываемой длине впускной трубы. Меняя длину впускной трубы, можно повысить коэффициент наполнения в диапазоне чисел оборотов в минуту $n = 1200 \div 2800$.

Установка ресивера в начале трубопровода практически ошутимого эффекта не дала, объем ресивера изменялся в пределах $V_p = 0 \div 9,33 \text{ л}$. Расхождения в значениях η_v не превышали 5%.

Проведенное осциллографирование позволило выяснить характер колебаний столба воздуха во впускном трубопроводе при динамическом наддуве. С этой целью один из датчиков располагался в месте подсоединения трубопровода к головке блока на расстоянии примерно 220 мм от седла клапана (обозначим измеряемое давление $p_{\text{в.к.л}}$), второй — в начале трубы $p_{\text{н.тр}}$ и третий — в ресивере p_p .

На рис. 2 представлены диаграммы изменения давления относительно давления окружающей среды p_0 по углу поворота коленчатого вала для $n=1400 \text{ об/мин}$ при $L=1830 \text{ мм}$ и $V_p=4 \text{ л}$ и $p_e \approx 4,5 \text{ кг/см}^2$, $\eta_v = 0,96$.

Из рис. 2 видно, что периоды вынужденного $\varphi_{\text{в}}$ (во время впуска) и свободного $\varphi_{\text{с}}$ (после закрытия впускного клапана) колебаний совпадают и равны $\sim 180^\circ$; за весь цикл совершается четыре полных колебания. Таким образом, для получения оптимального эффекта необходимо во впускном трубопроводе одноцилиндрового четырехтактного дизеля обеспечить совпадение частоты собственных колебаний массы столба воздуха, заключенного в нем, с частотой гармоники четвертого порядка вынужденных колебаний.

Форма кривой давления, измеренного в начале трубы, $p_{\text{н.тр}}$ мало отличается от давления $p_{\text{к.л}}$. Наблюдаемый сдвиг

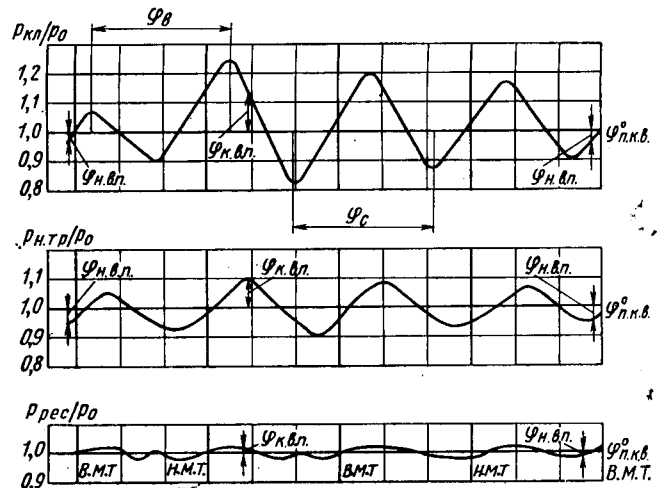


Рис. 2. Диаграммы давлений во впускном трубопроводе одноцилиндрового двигателя I

по фазе вызван конечной скоростью распространения волны, уменьшение по амплитуде — потерями на трение по длине трубы.

Диаграмма, характеризующая изменение давления в ресивере p_p , показывает совершенно отличный от $p_{\text{к.л}}$ и $p_{\text{н.тр}}$ процесс колебаний. При этом максимальные амплитуды давления вблизи клапана $p_{\text{к.л}}$ в 9 раз больше, чем в ресивере. Аналогичные зависимости получены и при других значениях чисел оборотов и длин труб и объемах ресивера. Это говорит о том, что в ресивере происходило частичное или полное гашение колебаний.

При наличии промежуточного объема коэффициент наполнения уменьшился, а колебательный процесс был нарушен. Изменения коэффициента наполнения не носили монотонный характер, а максимальные его значения в зоне рабочих чисел оборотов не превышали $\eta_v = 0,875$, т. е. меньше, чем было получено в первых опытах.

Длина трубы от клапана до ресивера в этих экспериментах была небольшой и составляла 300 мм. Переменными величинами были объем $V_p = 4,0; 6,0; 8,0; 9,33 \text{ л}$ и длина трубы после ресивера $L_2 = 500; 1280; 1530; 1780 \text{ мм}$.

Полученные результаты дают возможность предположить, что:

1) включение во впускной трубопровод воздухофильтра после объема окажет незначительное влияние на неустановившееся движение воздуха в нем, так как подключение объема нарушает колебательный процесс в трубопроводе;

2) возможно объединение индивидуальных труб от различных цилиндров одного многоцилиндрового двигателя общим объемом, так как при определенной величине объема не должно быть взаимного негативного влияния импульсов впуска отдельных цилиндров.

Полученные данные позволили перейти к созданию экспериментальных установок для многоцилиндровых V-образных дизелей. При этом во впускной трубопровод был включен стандартный воздухофильтр. Целью испытаний многоцилиндровых двигателей являлась проверка работоспособности впускного трубопровода в условиях динамического наддува. Трубопровод был выполнен по схеме индивидуальных на каждый цилиндр труб, объединенных по рядам цилиндров ресивером. Перед ресивером находился воздухофильтр. При этом динамический наддув осуществлялся так же, как и ранее, изменением длин труб.

Для выявления влияния величины объема ресиверу придавалась цилиндрическая форма, и величина объема изменялась на работающем двигателе перемещением резиновых поршней, заключенных внутри двигателя.

Экспериментальные установки представляли собой макетные образцы, выполненные по единой схеме для двигателей размерности $S/D=95/100$ (обозначим двигатель II) и $S/D=110/115$ (обозначим двигатель III).

Диаметры впускных труб брались для двигателя II с $d_{\text{тр}}=41 \text{ мм}$ и III с $d_{\text{тр}}=61 \text{ мм}$, средние условные скорости впуска в трубе составляли соответственно 52,5 и 40,4 м/сек.

Сначала экспериментально определили объемы ресиверов и приняли для двигателя II $V_p=6,7 \text{ л}$, а для двигателя III $V_p=5,4 \text{ л}$. Длины труб менялись для двигателя II $L_{\text{тр}}=830 \div$

÷1450 мм, для двигателя III $L_{тр}=800÷1550$ мм, при этом выбор минимальной длины труб определялся из результатов работы на двигателе I, а максимальная длина учитывалась возможностью размещения впускного трубопровода в подкапотном пространстве автомобиля при последующих конструкторских разработках.

Числа оборотов менялись у двигателя II в пределах 1000—3000 об/мин, а у двигателей III — 1200—3200 об/мин.

В этих условиях были получены зависимости, свидетельствующие о том, что разработанный впускной трубопровод создает эффект динамического наддува и позволяет значительно повысить коэффициент наполнения в достаточно широком диапазоне чисел оборотов до $\eta_{Vmax}=0,92÷0,95$.

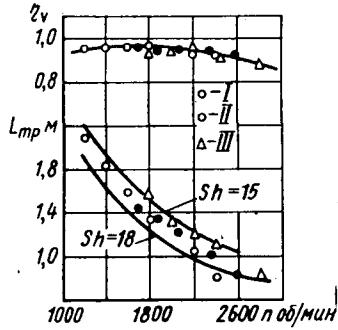


Рис. 3. Изменение максимальных коэффициентов наполнения и соответствующих им длин впускных труб для двигателей I, II и III

длина трубы $L_{тр} \eta_{Vmax} = f(n)$ для двигателя I протекает более круто, чем у многоцилиндровых двигателей II и III, что следует отнести к влиянию соседних цилиндров.

Обобщенные графики (рис. 3) позволяют сделать заключение о возможных пределах увеличения коэффициента наполнения путем использования динамического наддува, достигнутого при изменении конструктивной

В результате опытов было установлено влияние длин и диаметров впускных трубопроводов на дизелях с различными размерами цилиндров и рабочими процессами. Была выявлена зависимость между максимальным значением коэффициента наполнения, числом оборотов и длиной трубопроводов, о чем свидетельствуют кривые на рис. 3.

Предельные значения коэффициента наполнения, которые удалось получить в условиях опыта, достигают 0,96 и мало изменяются в зависимости от числа оборотов, размеров цилиндра, типа смесеобразования и числа цилиндров. Изменение

схемы и размеров впускного трубопровода. В таблице приведены значения чисел Струхала Sh, вычисленные для η_{Vmax} при различных длинах труб и числах оборотов испытанных двигателей (при этом скорость звука a_0 с учетом постоянной температуры впускного

Таблица 1

Двигатели	Sh $L_{тр} \eta_{Vmax}$				
I	20,9	17,7	17,1	16,5	16,4
II	19,1	18,0	16,5	16,5	16,6
III	19,9	16,5	15,8	15,8	14,8

трубопровода бралась равной 342 м/сек). Все полученные значения лежат в указанных пределах, что подтверждает справедливость применяемых критериев при выборе размеров впускного трубопровода.

На рис. 4 приведены внешние скоростные характеристики двигателя III, укомплектованного серийным (кривые 1) трубопроводом и экспериментальным (кривые 2) с индивидуальными

ми трубами $L_{тр}=1300$ мм, снятые при одинаковых цикловых подачах топлива.

За счет установки на двигатель III экспериментального впускного трубопровода достигнуто увеличение расхода воздуха G_v во всем диапазоне изменения скоростных режимов. Максимальный прирост расхода воздуха наблюдался при $n=2000$ об/мин и составил $\Delta G_v \approx 17\%$. При этом температура отработавших газов t_r снизилась на $\sim 50^\circ$, а их дымность k — на $\sim 20\%$. Максимальное увеличение среднего эффективного давления $\Delta p_{e,max}$ составило $\sim 4,5\%$ при снижении минимального удельного расхода топлива на $\Delta g_{e,min}=8$ г/л. с. ч.

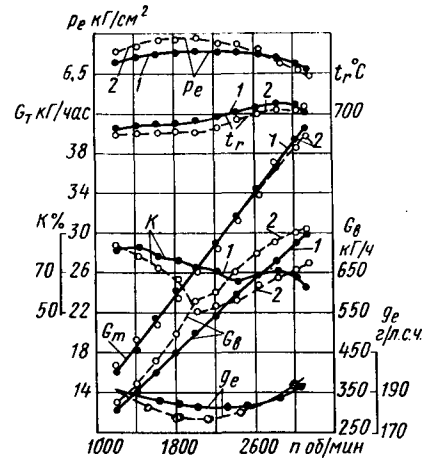


Рис. 4. Внешние скоростные характеристики двигателя III

Начиная от режима с $n=2700$ об/мин и выше, несмотря на больший расход воздуха, у двигателя с экспериментальным трубопроводом наблюдается незначительное снижение среднего эффективного давления p_e . Это соответствующим образом отрицательно сказывается на температуре отработавших газов t_r , их дымности k и удельном расходе топлива g_e . Такое протекание скоростных характеристик в зоне высоких чисел оборотов следует отнести к вероятному увеличению внутренних потерь за счет возросших затрат на газообмен.

Таким образом, увеличение коэффициента наполнения при динамическом наддуве позволяет форсировать дизель по энергетическим показателям в случае одновременного увеличения цикловой подачи топлива или улучшить экономические показатели при сохранении мощностных, если цикловая подача топлива не менялась.

Кроме того, открываются возможности повышения долговечности деталей цилиндро-поршневой группы за счет более низких тепловых режимов при работе на бедных смесях и снижении дымности и токсичности отработавших газов.

Выявление количественных значений параметров, их взаимной связи и влияния на показатели рабочего процесса позволили перейти к созданию компактных впускных трубопроводов, обеспечивающих динамический наддув быстроходных автомобильных дизелей.

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Не забудь своевременно оформить подписку на журнал
«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
 на второе полугодие 1972 г.

Подписка принимается во всех пунктах подписки
 «Союзпечати», почтамтах и отделениях связи

Журнал можно приобрести только по подписке.

О точности записи изменения давления в выпускном трубопроводе дизеля с наддувом

Канд. техн. наук Г. М. САВЕЛЬЕВ, канд. техн. наук Б. С. СТЕФАНОВСКИЙ, Ю. М. ДОКОЛИН, Д. В. КРИВЕНКОВ
Ярославский моторный завод

НА ЯРОСЛАВСКОМ моторном заводе исследовано влияние полосы пропускания измерительной аппаратуры на амплитудную погрешность регистрации переменного давления в выпускном трубопроводе. Опыты проводились на одноцилиндровой установке с наддувом от заводской воздушной магистрали.

Известно, что скорость изменения давления в выпускном трубопроводе дизеля с наддувом зависит от параметров газа в цилиндре в момент открытия выпускного клапана, геометрических и конструктивных параметров выпускного тракта. Результаты многочисленных опытов показывают, что при среднем уровне форсирования автотракторного дизеля по наддуву (на 40—45% по среднему эффективному давлению) скорость изменения давления перед турбиной за период свободного выпуска газов из цилиндра не превышает $400 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{сек}$. В связи с этим настоящие опыты проводились при скорости изменения давления в трубопроводе $\sim 380 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{сек}$.

В зависимости от длины трубопровода характер изменения давления в нем различен, что обусловлено различным влиянием волновых явлений, наблюдающихся при истечении газа из цилиндра. Поэтому опыты проводились при относительно коротком и относительно длинном трубопроводах [1].

Процесс изменения давления в трубопроводе является периодическим, поэтому он может быть представлен как сумма простых тригонометрических функций — гармоник с частотами, кратными основной. Чем круче фронт исследуемого процесса, тем большее количество гармоник необходимо суммировать при одинаковой точности измерения. Зависимость амплитудной погрешности регистрации от числа суммируемых гармоник можно оценить посредством ограничения рабочей полосы частот измерительной аппаратуры в области верхних частот. Это условие и было положено в основу методики исследования. В качестве измерительной аппаратуры использовалась двухлучевая универсальная индикатор фирмы «Диза Электроник». Ограничителем служил блок фильтров нижних частот. Блок-схема установки приведена на рис. 1. С целью исключения погрешностей, вызванных нестабильностью цикловой подачи топлива и атмосферной линии датчика 1, выполнялась одновременная регистрация как не искаженного фильтром, так и искаженного сигналов.

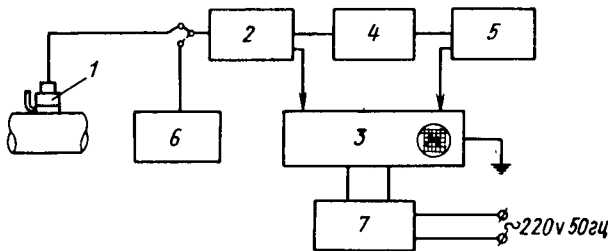


Рис. 1. Блок-схема измерений

Электрический сигнал с датчика давления, установленного на выпускном трубопроводе, поступал через усилитель 2 на двухлучевую осциллограф 3. Одновременно с выхода усилителя 51В02 сигнал поступает через блок фильтров 4 и дополнительный усилитель 5 (51В01) на второй канал осциллографа. В результате искусственного деформирования фильтром высокочастотной стороны сигнала сравнивались два процесса на экране осциллографа, один из которых был записан с заведомо высокой степенью точности благодаря высокой разрешающей способности аппаратуры. Другой процесс записывался при различной частоте среза фильтра, что эквивалентно различной рабочей полосе частот измерительной аппаратуры. Усилители, входящие в комплект индикатора, обеспечивают полосу пропускания в диапазоне 0—200 кГц.

Для выравнивания коэффициентов усиления обоих каналов выполнялась предварительная тарировка путем подачи на

вход синусоидального напряжения частотой 50 гц с помощью калибрующего устройства 6. Такая частота выбрана, чтобы обеспечить минимальное искажение передаваемого сигнала в самом низкочастотном фильтре.

Блок фильтров выполнен трехзвенным на эмиттерных повторителях [2]. Он обеспечивает 14 фиксированных частот среза в диапазоне 100—3000 гц с крутизной затухания в области верхних частот около 30 дб/окт.

Собственная частота колебаний датчика давления емкостного типа с учетом подсоединительного канала между трубопроводом и приемником давления составляет около 4,0 кГц.

После прогрева двигателя и стабилизации его температурного режима при помощи стабилизатора 7 осуществлялось фотографирование с экрана осциллографа двух процессов с каждым из 14 фильтров, по пять кадров.

Амплитудная погрешность регистрации давления оценивалась в относительных параметрах. Максимальное значение давления на осциллограмме измерялось от горизонтального участка кривой свободных колебаний в трубопроводе.

При выпуске газов из одного цилиндра в трубопровод к моменту открытия выпускного клапана колебания давления в трубопроводе полностью затухают. Давление в трубопроводе в этот момент приблизительно равно противодавлению за турбиной.

Обобщенные результаты обработки осциллограмм изменения давления приведены на рис. 2 в виде зависимости амплитуд

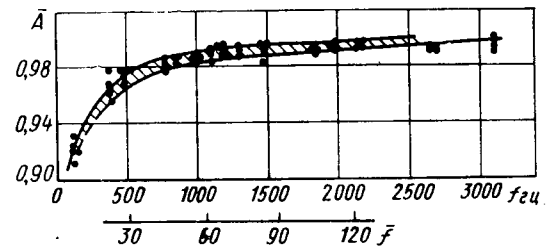


Рис. 2. Зависимость амплитудной погрешности регистрации давления от верхнего предела рабочей полосы частот аппаратуры f и от числа суммируемых гармоник \bar{f}

ной погрешности регистрации \bar{A} от верхнего предела рабочей полосы частот измерительной аппаратуры f и от числа суммируемых гармоник \bar{f} :

$$\bar{A} = \frac{A_2}{A_1}, \quad (1)$$

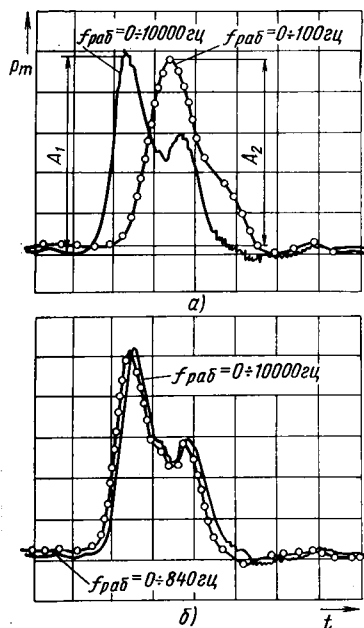
где A_1 — амплитуда импульса давления, записанного при заведомо высоком значении верхнего предела полосы частот аппаратуры;

A_2 — то же при переменном значении f .
Число суммируемых гармоник

$$\bar{f} = \frac{f}{f_0}, \quad (2)$$

где $f_0 = \frac{n}{30\tau}$ — частота первой гармоники (n — число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту; $\tau = 4$ — коэффициент тактности).

Из приведенного графика следует, что для регистрации давления в трубопроводе с амплитудной погрешностью 3% достаточно, чтобы верхний предел рабочей полосы частот аппаратуры превышал основную частоту процесса в 30 раз, а для регистрации с погрешностью 1% — соответственно не менее чем в 70 раз. В связи с этим при выборе аппаратуры для проведения исследования с общепринятой погрешностью 1—2% необ-



ходимое значение верхнего предела рабочей полосы частот можно определить по эмпирической зависимости

$$f = 2 \div 2,4 \frac{n}{\tau} \quad (3)$$

Погрешность проведения эксперимента в данном случае не превышает 1% (заштрихованное поле на рис. 2).

Анализ амплитудной погрешности записи различных участков осциллограмм показал, что с изменением полосы про-

пускания аппаратуры происходит и деформация регистрируемого процесса. В качестве примера на рис. 3 приведены осциллограммы изменения давления, записанные при различной частоте среза фильтра. При рабочей полосе частот 0—100 гц наряду с амплитудной погрешностью $\sim 10\%$ необходимо отметить и искажение характера регистрируемого процесса (рис. 3, а). Участок повышения давления, обусловленный наложением прямой и отраженной от конца трубопровода волн давления, на кривой $f_{\text{раб}} = 0 \div 840$ гц «срезан». При увеличении рабочей полосы частот аппаратуры амплитудная погрешность уменьшилась, а характер регистрируемого процесса стал близок к действительному (рис. 3, б). Поэтому для достоверной регистрации характера изменения давления в относительно длинном трубопроводе верхний предел рабочей полосы частот аппаратуры должен быть выше по крайней мере в 1,5 раза, чем определенный по формуле (3).

ЛИТЕРАТУРА

1. Круглов М. Г., Савельев Г. М. Исследование влияния длины выпускного трубопровода на газообмен в быстрходном четырехтактном дизеле с импульсным наддувом. «Известия вузов. Машиностроение», 1969, № 12.
2. Ко на ш и н с к и й Д. А. Частотные электрические фильтры. Госэнергоиздат, 1959.

УДК 621.433:629.113

О токсичности автомобильных двигателей, работающих на газообразных топливах

Канд. техн. наук **И. И. ГОЛЬДБЛАТ**, **Б. Д. КОЛУБАЕВ**, **Н. Г. САМОЛЬ**
ИАМИ, НИЛТД

БЫСТРОЕ развитие добычи и переработки нефти, газа и газоконденсатов обеспечивает получение, наряду с жидкими топливами, сжиженных нефтяных газов, в которых удачно сочетаются свойства жидких и газообразных топлив. Их использование в качестве моторного топлива приобретает в настоящее время особый интерес, так как в связи со значительным ростом автомобильного парка требуется принять срочные меры борьбы против загрязнения атмосферного воздуха городов и промышленных центров, а также улучшения технико-экономических показателей эксплуатации автомобильного транспорта.

Осуществляемая в настоящее время в ряде стран (преимущественно европейских) дизелизация автомобильного транспорта имеет своей основной целью не решение указанных проблем, а обеспечение экономии топлива. Не отрицая важности этой проблемы, следует иметь в виду, что замена жидких топлив сжиженным газом позволяет успешно решить и такие проблемы, которые не реализуются дизелизацией автомобильного транспорта. Этим, вероятно, объясняется тот факт, что в США, располагающих вполне достаточными собственными ресурсами высококачественного бензина и дизельного топлива, сжиженные пропано-бутановые газы находят применение для автобусов, грузовых и легковых автомобилей, автопогрузчиков, тракторов и т. п.

В некоторых странах Европы и Азии (например, Дании, Голландии, Швеции, ФРГ, ГДР, Италии, Японии и др.) используется в качестве топлива для автомобильного транспорта пропано-бутановые газы, импортируемые из других стран в виде готового продукта или получаемые на собственных заводах, перерабатывающих привозную нефть.

Такая тенденция объясняется тем, что замена «классических» жидких топлив сжиженным газом обеспечивает значительное уменьшение концентрации вредных веществ в отработавших газах, повышает моторесурс двигателей, снижает расход картерного масла, уменьшает стоимость эксплуатации автомобильного транспорта и даже (что на первый взгляд кажется парадоксальным) повышает безопасность эксплуатации автомобильного транспорта.

При объективной оценке масштабов возможного использования сжиженных газов в качестве топлива для автомобильного транспорта следует исходить из того, что в странах, располагающих запасами нефти, газа, газоконденсатов и развитой добывающей и перерабатывающей промышленностью, товарный выход сжиженного газа, как правило, вполне достаточен для удовлетворения нужд всех потребителей, включая значительный парк газобаллонных автомобилей.

Например, в США [1], где производство сжиженного газа в настоящее время определяется лишь возможностями сбыта, было в 1969 г. выработано 46,58 млн. т пропано-бутановых газов, что по весу несколько больше 10% общей добычи нефти. Основными потребителями этого количества газа явились: коммунально-бытовые и коммерческие установки — 16,9 млн. т (34,2%), химическая промышленность — 15,6 млн. т (33,4%), двигатели внутреннего сгорания — 3,077 млн. т (6,55%).

Сжиженные газы транспортируются в железнодорожных и автомобильных цистернах, в речных и морских танкерах и баржах, по специальным трубопроводам и нефтепроводам, т. е. практически так же, как и обычные жидкие нефтепродукты.

По своим моторным свойствам сжиженные газы превосходят рыночные сорта автомобильных бензинов. Октановое число сжиженного газа составляет 94—111 единиц по исследовательскому методу и 89—97 единиц по моторному методу, что позволяет доводить степень сжатия газовых двигателей до 10.

Перевод двигателей внутреннего сгорания с жидкого топлива на сжиженный пропано-бутановый газ повышает их мощностные и экономические показатели, удлиняет срок службы, замедляет процесс «старения» и выгорания масла, увеличивает продолжительность работы свечей зажигания, снижает общие затраты на эксплуатацию автомобилей и т. п. Опыты показали, что перевод двигателей с бензина на сжиженный газ уменьшает износ гильз цилиндров на 14%, поршней на 17%, поршневых колец на 63%, шеек коленчатого вала на 57—70% и т. д.

Из зарубежных источников [2] следует, что замена бензина сжиженным газом уменьшает износ гильз цилиндров в 4,16—6,85 раза, увеличивает пробег двигателя между ремонтами в

1,25—2,05 раза. Опыты НАМИ показали, что при работе на сжиженном газе картерное масло после пробега 20—25 тыс. км пригодно к дальнейшей работе [3].

Высокая антидетонационная стойкость сжиженного газа и хорошая смешиваемость его с воздухом позволяют форсировать газовые двигатели по степени сжатия и наполнению.

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что если оборудование автомобилей и газонаполнительных станций исправно, а сжиженный газ соответствует стандартам, то эксплуатация автомобилей на сжиженном газе столь же или менее опасна, чем на жидком топливе.

Применение сжиженного газа для двигателей внутреннего сгорания позволяет значительно снизить содержание в обрабо-

зону более богатых смесей, а удельная токсичность снижается примерно в 1,2—1,5 раза (рис. 4, 5).

При работе двигателя на бензине в результате повышения степени сжатия увеличивается общее выделение окислов азота и удельной токсичности двигателя.

При работе двигателя на газе количество бензапирена, определявшееся по разработанной в НИЛТД методике с использованием двойных бензольных ловушек, оказалось на уровне точности прибора, которая определяет нижнюю границу $0,2 \cdot 10^{-10}$ г/л. На бензине содержание бензапирена достигает $20 \cdot 10^{-5}$ г/л.

Регулировочная характеристика по составу смеси на холодном ходу выявила возможность работы двигателя на сжижен-

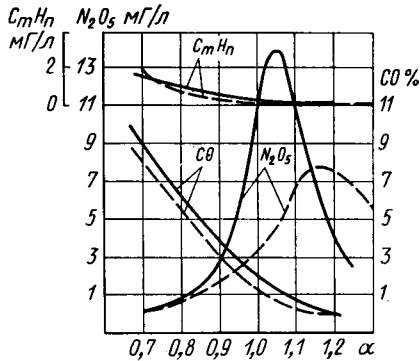


Рис. 1. Регулировочные характеристики по составу смеси при полном открытии дроссельной заслонки и $n=2000$ об/мин

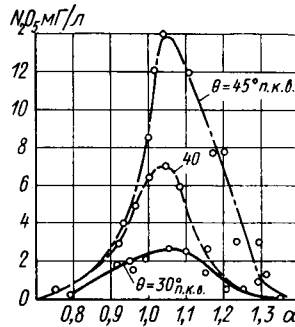


Рис. 2. Влияние угла опережения зажигания и коэффициента избытка воздуха на выделение окислов азота при работе двигателя на бензине

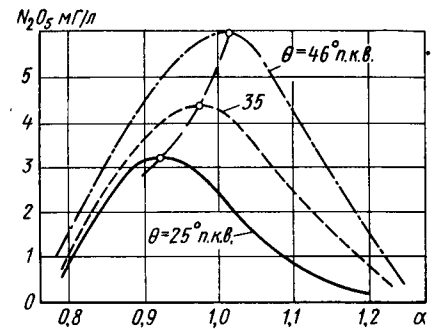


Рис. 3. Влияние угла опережения зажигания и коэффициента избытка воздуха на выделение окислов азота при работе двигателя на сжиженном газе

тавших газах окиси углерода, окислов азота, несгоревших углеводородов, канцерогенных веществ (бензапирена) и др. Сравнительные испытания, проведенные НАМИ и НИЛТД на V-образном восьмицилиндровом двигателе, показали, что законы выделения окиси углерода, углеводородов и окислов азота как на бензине, так и на сжиженном газе на всем рабочем диапазоне составов смеси практически одинаковы. Однако максимальное количество окислов азота, выраженное в мг/л, при работе двигателя на сжиженном газе примерно в 2 раза меньше, чем при работе на бензине. Максимум содержания окислов азота как при работе двигателя на бензине, так и при работе на сжиженном газе расположен приблизительно в области пределов эффективного обеднения горючей смеси. Если при работе на бензине (сплошные кривые) это соответствует $\alpha=1,05 \div 1,1$, то на сжиженном газе (штриховые кривые) это соответствует $\alpha=1,15 \div 1,20$ (рис. 1). Более высокий индикаторный к. п. д. при работе двигателя на сжиженном газе по сравнению с работой на бензине, обеспечивающий одновременно и более низкие удельные расходы топлива, гарантирует и более низкую часовую и удельную токсичность двигателя. Содержание в отработавших газах углеводородов при работе на бедных смесях у бензинового двигателя увеличивается значительно резче, чем у газового, так как у последнего наблюдается большая идентичность последовательных циклов.

При постоянном положении дроссельной заслонки содержание окиси углерода и углеводородов в отработавших газах не зависит от угла опережения зажигания как при работе на бензине, так и при работе на сжиженном газе. На характер выделения окислов азота угол опережения зажигания влияет различно при работе на бензине и сжиженном газе. При работе двигателя с малыми углами опережения зажигания на сжиженном газе на богатых смесях содержится больше окислов азота, чем в условиях работы на бедных смесях. По мере увеличения угла опережения зажигания при бедных смесях выделение окислов азота больше, чем при богатых, что характерно для бензинового двигателя (рис. 2, 3).

Исследованиями установлено, что при степени сжатия, обеспечивающей в условиях работы на сжиженном газе номинальную мощность бензинового двигателя, закон выделения и общее количество токсичных веществ остаются практически такими же, как и при работе на газе с номинальной степенью сжатия базового бензинового двигателя. Количество окислов азота, выраженное в мг/л, остается также неизменным, однако по мере повышения степени сжатия и при оптимальных углах опережения зажигания максимум их содержания смещается в

ном газе с нулевым выделением окиси углерода, поскольку представляется возможным работать без существенного обогащения горючей смеси, с $\alpha=0,92$.

Так как в составе несгоревших углеводородов, содержащихся в отработавших газах газовых двигателей, примерно 80%

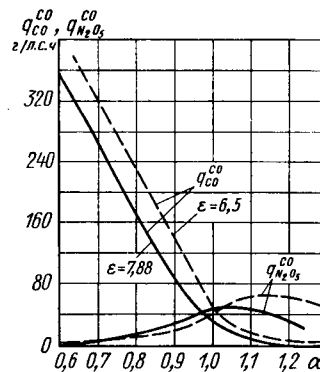


Рис. 4. Регулировочные характеристики по составу смеси для двух степеней сжатия при работе двигателя на сжиженном газе

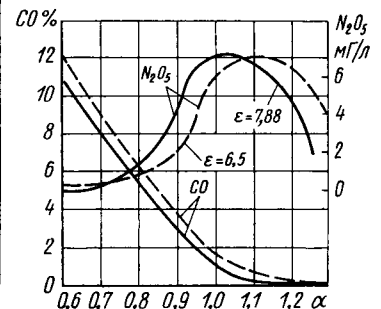


Рис. 5. Регулировочные характеристики по составу смеси для двух степеней сжатия при работе двигателя на сжиженном газе

составляют предельные углеводороды, то их реакционная способность намного ниже, чем у бензиновых двигателей.

Высокая однородность горючей смеси, идентичность состава смеси по времени и по объему, лучшее распределение газовой смеси по цилиндрам (отсутствие жидкой пленки) обеспечивают минимальное образование вредных продуктов сгорания.

По многочисленным литературным данным, уже в настоящее время газовый двигатель может быть отрегулирован таким образом, что его отработавшие газы могут содержать такое количество токсичных веществ, которое установлено стандартом США на 1974 г. для бензиновых двигателей [4].

Результаты сравнительных дорожных испытаний автомобилей показали, что автомобиль, работающий на сжиженном газе

зе, имеет токсичность, в 4—5 раз меньшую, чем автомобиль, работающий на бензине.

Кроме того, стандарты некоторых стран ограничивают испарение бензина из бензобаков и карбюраторов. На газобаллонном автомобиле исключается попадание исходного топлива в атмосферу, так как система его топливоподачи герметизирована, т. е. он уже в настоящее время удовлетворяет принятым нормам.

На основании приведенных результатов теперь можно приступить к доработке топливной аппаратуры газовых двигателей с учетом малотоксичных регулировочных характеристик.

В связи с особенным характером требований к характеристикам регулирования угла опережения зажигания, вытекающих из свойств газообразных топлив, дальнейшие работы должны быть направлены на разработку соответствующей си-

стемы зажигания. Эта система должна обеспечивать более мощную искру при использовании сильно обедненных газовых смесей.

Применение каталитического нейтрализатора на газобаллонном автомобиле при соответствующих регулировках газоподающей аппаратуры и системы зажигания может привести к созданию автомобиля, обработавшие газы которого не содержат токсичных веществ.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Butane — Propan Neus», 1970, № 10.
2. E b d o n Y. F. «Cas» (USA) 1968, № 1.
3. Самоль Г. И., Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили, Машгиз, 1963.
4. «Automotive Neus» (USA), may 18, 1970.

УДК 621.43.016.4

О возможности улучшения показателей работы карбюраторного двигателя на принудительном холостом ходу

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ, Б. В. ШАПОШНИКОВ

Московский автомеханический институт

В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ условиях автомобильный двигатель используется не только как силовой агрегат, но и как тормоз-замедлитель.

При работе двигателя в тормозном режиме чаще всего желательно получить сочетание максимального тормозного момента с минимальными расходами топлива и масла, минимальной токсичностью выходящих газов при наименее выгоднейшем тепловом состоянии двигателя.

Для получения указанного приходится прибегать к установке дополнительных устройств, выключающих подачу топлива, снижающих расход масла и повышающих тормозной момент двигателя. К таким устройствам относятся: экономайзер холостого хода, регулятор разрежения и дроссельные заслонки в выпускной системе.

С помощью экономайзера холостого хода, выключающего подачу топлива на принудительном холостом ходу, можно уменьшить расход топлива, снизить токсичность выходящих газов и несколько повысить тормозной момент двигателя. Однако повышенных расходов масла избежать не удастся, так как выключение подачи топлива не изменит разрежение во впускной системе и цилиндрах двигателя.

Повышенного расхода масла можно избежать, применив регулятор разрежения, назначение которого уменьшить разрежение во впускной системе и цилиндрах двигателя. Применение регулятора разрежения сопровождается и некоторыми нежелательными явлениями: снижением тормозного момента двигателя и уменьшением теплопередачи в систему охлаждения, что может привести к снижению теплового режима двигателя.

Уменьшение тормозного момента можно компенсировать более эффективной работой колесных тормозов или переводом двигателя на повышенный скоростной режим, что достигается переключением на низшую передачу.

Снижение теплопередачи в систему охлаждения происходит из-за увеличения теплоотвода от стенок в воздух, проходящий через цилиндры. При наличии регулятора разрежения в цилиндры двигателя поступает значительно большее количество воздуха, который уносит часть тепла, поступившего в стенки от трения. В этих условиях большое значение для стабилизации теплового режима двигателя приобретает температура воздуха, поступающего в двигатель, и наличие в системе охлаждения термостата.

Уменьшить разрежение во впускной системе и цилиндрах двигателя, что необходимо для снижения расхода масла, и вместе с тем повысить тормозной момент двигателя можно при дросселировании выпуска. При этом должна увеличиться теплопередача в систему охлаждения, так как уменьшается количество воздуха в цилиндрах и повышается его давление.

Благодаря повышенному давлению на выпуске газы из выпускной системы в момент перекрытия клапанов поступают в цилиндр, а затем во впускную систему, снижая тем самым величину разрежения на впуске.

Таким образом, при дросселировании выпуска повышается давление впуска, однако давление газов на выпуске должно повышаться в большей степени и величина тормозного момента вследствие возросших насосных потерь увеличивается.

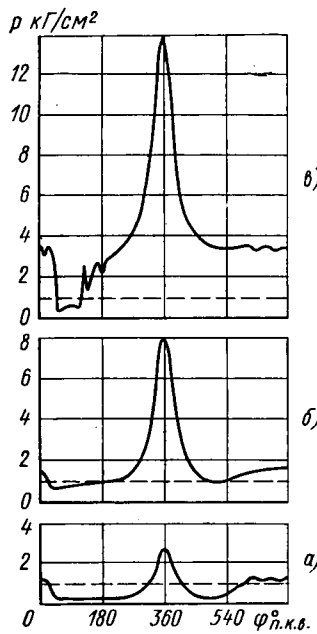
При полностью закрытом выпуске из-за большого увеличения силы давления газов со стороны выпускной системы на выпускной клапан, которая может превышать усилие предварительного сжатия пружины клапана, происходит самопроизвольное открытие выпускных клапанов. Последнее может явиться причиной появления стуков в механизме газораспределения и повышения износов деталей механизма, в частности кулачка и толкателя. Поэтому следует определить давление в выпускной системе, при котором происходит открытие выпускных клапанов, а затем осуществлять дросселирование до несколько меньших величин давления газа.

Для проверки высказанных положений и конкретной оценки изменения показателей двигателя на режиме принудительного холостого хода в лаборатории «Автомобильные и тракторные двигатели» Московского автомеханического института проведено соответствующее экспериментальное исследование. Объектом исследования являлся V-образный восьмицилиндровый двигатель, карбюратор которого имел экспериментальный регулятор разрежения¹. Экономайзер холостого хода в карбюраторе отсутствовал, поэтому работа экономайзера холостого хода имитировалась отключением подачи топлива.

Методикой эксперимента предусматривались режимы работы двигателя на принудительном холостом ходу: без дополнительных устройств, т. е. с подачей топлива и зажиганием, с регулятором разрежения и выключенной подачей топлива и при выключенной подаче топлива и дросселировании выпуска. Кроме этого, исследованы режимы работы двигателя при прокручивании без подачи топлива и полностью открытой и закрытой дроссельной заслонкой карбюратора. Данные режимы работы двигателя в эксплуатационных условиях почти не встречаются, но их изучение необходимо для более точного объяснения физических условий, наблюдающихся при работе двигателя на принудительном холостом ходу.

Во время эксперимента фиксировался тормозной момент двигателя, расход воздуха, топлива и масла, теплопередача в систему охлаждения и моторное масло. Проведено индицирование четвертого цилиндра правого блока, впускного и выпускного трубопроводов данного цилиндра, расположенных в головке блока. Индицирование осуществлялось тензодатчиками низкого давления, усилителем 8-АНЧ-7м и осциллографом И-105. Данные индикаторных диаграмм позволили с достаточной точностью установить характер изменения и абсолютную величину давлений в цилиндре, впускной и выпускной систе-

¹ Фазы газораспределения двигателя следующие: открытие впускного клапана — 31° до в. м. т., закрытие — 83° после н. м. т.; открытие выпускного клапана до н. м. т. — 67°, закрытие после в. м. т. — 47°. Продолжительность перекрытия клапанов 78°.



маж. Индикаторные диаграммы для трех рассматриваемых случаев приведены на рис. 1. При работе двигателя без дополнительных устройств на принудительном холостом ходу разрежение во впускном трубопроводе достигает 600—630 мм рт. ст. абсолютная величина давлений впуска 0,1—0,2 кг/см², выпуска 1,25—1,85 кг/см² (рис. 2), расход воздуха постоянен — 24 кг/ч (рис. 3). Выключение подачи топлива, т. е. прекращение процесса сгорания, не отражается на разрежении во впускном трубопроводе, давлении впуска, выпуска и расходе воздуха.

Рис. 1. Индикаторные диаграммы, снятые при работе двигателя на принудительном холостом ходу без подачи топлива на 2000 об/мин: а — без регулятора разрежения; б — с регулятором разрежения; в — при дросселировании выпуска

При работе с регулятором разрежения величина разрежения во впускном трубопроводе снижается и не превышает на больших скоростных режимах 400 мм рт. ст. Давление впуска составляет 0,4—0,7 кг/см², выпуска — 1,2—1,45 кг/см², расход воздуха — 242 кг/ч (218 через регулятор и 24 через карбюратор).

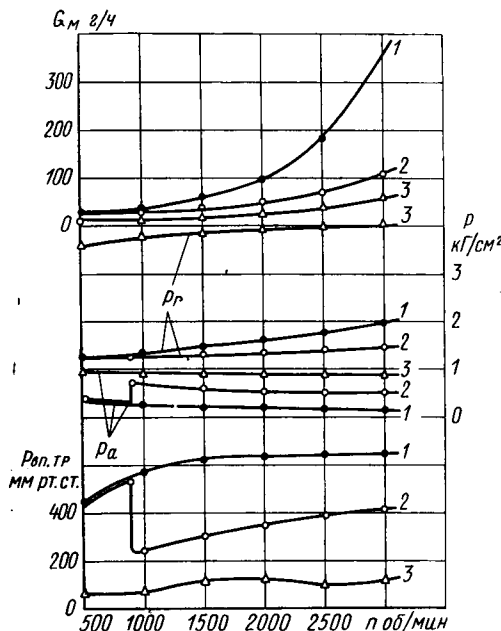


Рис. 2. Изменение разрежения во впускной системе, давлений впуска и выпуска, а также расхода масла в зависимости от скоростного режима двигателя: 1 — двигатель без дополнительных устройств; 2 — с регулятором разрежения; 3 — при дросселировании выпуска с выключенной подачей топлива

Дросселирование выпуска при выключенной подаче топлива и закрытой дроссельной заслонке карбюратора (положение дроссельной заслонки при холостом ходе на 500 об/мин) приводит к повышению давления впуска до 0,8—0,95, выпуска 3,5—4,0 кг/см², расход воздуха снижается до 8—10 кг/ч. Снижение разрежения во впускной системе и повышение давления впуска явилось следствием перетекания газа из выпускной системы в момент перекрытия клапанов.

Изменение тормозного момента в зависимости от чисел оборотов вала для двигателя без дополнительных устройств приведено на рис. 3. Выключение подачи топлива приводит к повышению величины тормозного момента двигателя, особенно заметное на малых скоростных режимах. Это различие моментов пропорционально цикловому наполнению цилиндров топливом или положительному моменту, развиваемому от сил давления газов.

При работе двигателя с регулятором разрежения тормозный момент двигателя снижается. Снижение тормозного момента на больших скоростных режимах (3000 об/мин) происходит

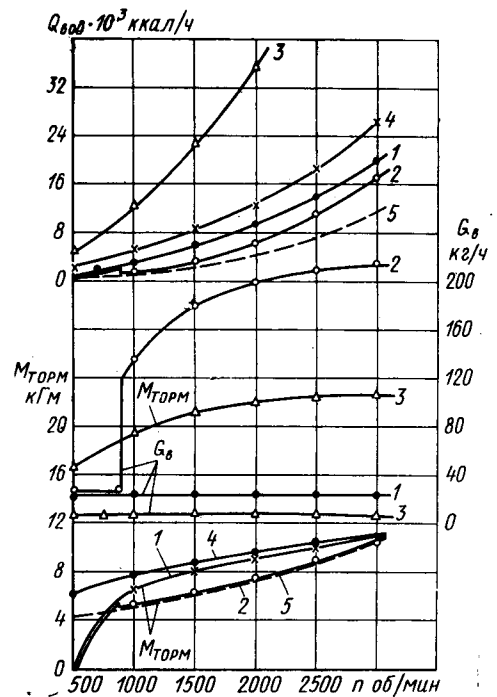


Рис. 3. Изменение тормозного момента, расхода воздуха и теплопередачи в охлаждающую воду в зависимости от скоростного режима двигателя: 1 — двигатель без дополнительных устройств; 2 — с регулятором разрежения; 3 — при дросселировании выпуска; 4 — при выключенной подаче топлива, дроссельная заслонка закрыта; 5 — подача топлива выключена, дроссельная заслонка карбюратора полностью открыта

небольших пределах и не может иметь практического значения. Однако на средних скоростных режимах (1600 об/мин) тормозной момент снижается на 2 кгм, что составляет 25% от момента двигателя без дополнительных устройств.

Снижение тормозного момента с регулятором разрежения происходит вследствие уменьшения затрат мощности на насосные потери, это характеризуется меньшими перепадами давлений газа на впуске и выпуске. Если при работе без регулятора разрежения перепад давлений между впуском и выпуском достигает 1,8 кг/см², то с регулятором разрежения перепад уменьшается до 0,95 кг/см². Обращает внимание тот факт, что при работе двигателя на принудительном холостом ходу без регулятора разрежения (двигатель без дополнительных устройств) давление газа в цилиндре во время процесса выпуска достигает 1,85 кг/см², в то время как с регулятором не превышает 1,45 кг/см². Основной причиной повышения давления выпуска на двигателе без дополнительных устройств является заполнение цилиндров воздухом или газом из выпускной системы в момент открытия выпускных клапанов. Процесс заполнения заканчивается примерно в н. м. т., а затем воздух выталкивается поршнем, что сопровождается повышением давления.

На высоких скоростных режимах процесс заполнения заканчивается после н. м. т. В цилиндрах возникают два противоположных потока воздуха, один из выпускной системы, другой от движения поршня. При определенном положении поршня наступает равенство давления газа в этих потоках, процесс поступления газа из выпускной системы заканчивается и газ начинает удаляться из цилиндра. С увеличением оборотов вал

втекание газа становится более продолжительным и заканчивается при больших давлениях газа в цилиндре и приводит к увеличению давления выпуска.

На принудительном холостом ходу с регулятором разрежения заполнения цилиндров воздухом из выпускной системы не происходит, так как повышается давления впуска, сжатия, расширения и в момент открытия выпускного клапана давление воздуха в цилиндре примерно равно атмосферному.

Наименьшее значение тормозного момента, как и следовало ожидать, получено при прокручивании двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой карбюратора. Однако на больших скоростных режимах тормозной момент почти не отличается от момента, полученного на принудительном холостом ходу с регулятором разрежения и двигателем без дополнительных устройств.

Дросселирование выпуска позволяет существенно увеличить затраты мощности на насосные потери и, как следствие этого, повысить тормозной момент двигателя. Так, при 3000 об/мин вала момент повышается до 22,8 кгм. Сравнивая данное значение момента с моментом двигателя без дополнительных устройств, можно установить, что увеличивается момент в 2 раза. На меньших скоростных режимах это различие еще больше, например, при 1500 об/мин — в 2,5 раза. Следовательно, при дросселировании выпуска торможение автомобиля двигателем будет происходить наиболее эффективно.

Теплопередача в охлаждающую воду при работе двигателя без дополнительных устройств на принудительном холостом ходу показана на рис. 3. Выключение подачи топлива на данном режиме приводит к уменьшению теплопередачи на 15—20%. Основная часть тепла поступает в систему охлаждения от трения поршня и колец. Должны быть дополнительные потоки тепла от воздуха в стенки в момент перекрытия клапанов, когда воздух из выпускной системы перетекает во впускную и при втекании воздуха через выпускной клапан.

Количественная оценка этих теплотоков возможна только при выполнении специального исследования теплоотдачи от газов, что не относится к данной работе.

При работе двигателя с регулятором разрежения происходит дальнейшее снижение теплопередачи в охлаждающую воду. Так, при 3000 об/мин вала теплопередача в сравнении с аналогичной величиной у двигателя без дополнительных устройств изменяется от 26 500 до 17 500 ккал/ч, что составляет 35%. Это суммарное снижение теплопередачи наблюдается при одновременной работе экономайзера холостого хода и регулятора разрежения, включение которого ведет к резкому обеднению состава смеси и прекращению процесса сгорания.

Можно оценить изменение теплопередачи в охлаждающую воду, происходящее только из-за поступления воздуха в цилиндры через регулятор разрежения. Так, при 3000 об/мин теплопередача в воду при прокручивании двигателя с выключенной подачей топлива составляет 21 000 ккал/ч, включение регулятора ведет к снижению теплопередачи до 17 500 ккал/ч, т. е. на 16,7%.

При работе двигателя с регулятором разрежения теплопередача в охлаждающую воду снижается из-за большого количества воздуха, поступающего в цилиндры, при 3000 об/мин расход воздуха равен 242 кг/ч. Во время процесса сжатия часть тепла от воздуха передается в стенки, но во время процесса расширения температура воздуха снижается, поток тепла изменяет направление, и происходит теплоотдача от стенок в воздух. Поэтому во время процесса выпуска с воздухом выносилось значительное количество тепла, при 3000 об/мин потери с выпуском составляют 5000 ккал/ч. Это является основной причиной снижения теплопередачи в охлаждающую воду при работе двигателя на принудительном холостом ходу с регулятором разрежения.

Правильность высказанного положения подтверждается и прокручиванием двигателя с выключенной подачей топлива и полностью открытой дроссельной заслонкой карбюратора. В этом случае расход воздуха через двигатель еще более возрастает, при 3000 об/мин расход равен 600 кг/ч. Несмотря на повышение давления сжатия теплопередача в воду снижается и при 3000 об/мин не превышает 12 000 ккал/ч, в то время как потери на выпуске возрастают до 10 000 ккал/ч. Таким образом, увеличение расхода воздуха через двигатель приводит к уменьшению теплопередачи в охлаждающую воду.

При дросселировании выпуска с включенной подачей топлива теплопередача в воду увеличивается и превышает аналогичную величину двигателя без дополнительных устройств в

3—4 раза. Абсолютная величина теплопередачи сопоставима с теплопередачей на холостом ходу, превышение составляет не более 20—25%.

Увеличение теплопередачи объясняется уменьшением количества воздуха, проходящего через цилиндры, до 10 кг/ч и, как следствие этого, уменьшением выноса тепла из двигателя, а также повышением давления воздуха в цилиндрах. Немаловажное значение имеет и наличие процессов перетекания воздуха из выпускной системы во впускную и заполнение цилиндра воздухом в момент открытия выпускного клапана. Этот процесс сопровождается повышением температуры и происходит при больших скоростях втекания, так как турбулентное движение воздуха, происходящее под действием атмосферного давления, сопровождается выделением тепла. Большая величина теплопередачи при дросселировании выпуска будет способствовать стабилизации теплового режима двигателя при работе на принудительном холостом ходу.

Расход масла для рассматриваемых условий работы двигателя показан на рис. 2. Наибольший расход масла получен при работе двигателя без дополнительных устройств, выключение подачи топлива на данном режиме не отражается на расходе масла. Применение регулятора разрежения значительно снижает расход масла, особенно это заметно на больших скоростных режимах, на которых разрежение в цилиндрах и впускной системе достигает максимальной величины. При 3000 об/мин с регулятором разрежения расход масла снижается в 3,5 раза и не превышает 100 г/ч. При дросселировании выпуска расход масла снижается в большей степени, чем при применении регулятора разрежения, примерно в 6 раз и составляет 50 г/ч при 3000 об/мин вала двигателя.

Снижение расхода масла при дросселировании выпуска происходит не только из-за снижения разрежения во впускной системе и, как следствие, уменьшения поступления масла через поршневые кольца, но также вследствие повышения давления газов в выпускном патрубке, что приводит к уменьшению поступления масла через зазор между штоком выпускного клапана и направляющей втулкой. При работе двигателя без дополнительных устройств в момент открытия выпускного клапана разрежение из цилиндра передается в выпускной патрубок головки блока, что и ведет к поступлению моторного масла.

Полученные результаты, а также выводы, сделанные по этим данным, относятся только к исследованному двигателю. Вполне возможно, что в других автомобильных двигателях, в первую очередь из-за меньшего перекрытия клапанов, получить увеличение давления на выпуске за счет дросселирования выпуска не удастся, тогда применение регулятора разрежения становится необходимым. Однако при создании новых двигателей величину перекрытия клапанов можно выбирать с учетом возможности дросселирования выпуска. Выбор продолжительного перекрытия клапанов целесообразен и с точки зрения снижения токсичности выпускных газов. Это подтверждается фазами газораспределения новых автомобильных двигателей, например двигатель автомобиля фирмы Шевроле «Вега» имеет перекрытие клапанов 70—80°. Указанная продолжительность перекрытия клапанов вполне достаточна для применения дросселирования выпуска.

Применять дросселирование выпуска в сочетании с регулятором разрежения вряд ли имеет смысл, так как в этом случае увеличивается давление на выпуске, что будет сопровождаться самопроизвольным открытием выпускных клапанов и предъявит повышенные требования к герметизации выпускной системы.

Статья содержит только принципиальные положения, показывающие для ряда двигателей возможность уменьшения разрежения во впускной системе за счет дросселирования выпуска. Предлагаемый метод должен быть проведен в эксплуатационных условиях и в первую очередь для определения целесообразности уменьшения разрежения во впускной системе. Может оказаться, что величина разрежения во впускной системе при работе двигателя на принудительном холостом ходу будет в значительной степени определять переход двигателя с тормозного режима на тяговый. Поэтому условия работы двигателя на переходном режиме придется принимать во внимание при выборе величины разрежения во впускном трубопроводе.

В данной работе величина разрежения во впускном трубопроводе не лимитировалась, а получена исходя из максимально возможного давления на выпуске, при котором не удалось самопроизвольного открытия выпускных клапанов.

Экспериментальные исследования демпфирующих и виброизолирующих свойств пассажирских сидений автобусов

Д-р техн. наук Р. А. АКОПЯН, Б. И. МЫЦЫК

ГСКБ по автобусам

Для оценки влияния колебательных параметров сидений (жесткости, частоты собственных колебаний) на формирование низко- и высокочастотных вертикальных колебаний во Львовском политехническом институте совместно с ГСКБ по автобусам проведены стендовые испытания мягкого и полумягкого пассажирских сидений.

Передняя независимая пневматическая подвеска автобуса ЛАЗ-699 в сборе с колесами устанавливалась под нагрузочную платформу стенда с беговыми барабанами. На платформе непосредственно над упругими элементами подвески были установлены мягкое (жесткость $c_c = 24,5 \text{ кг/см}$, собственная частота $n_c = 200 \text{ кол/мин}$) и полумягкое ($c_c = 36,6 \text{ кг/см}$, $n_c = 244 \text{ кол/мин}$) пассажирские сиденья. На подушке каждого сиденья размещался груз весом 50 кг (соответственно части веса пассажира, приходящейся непосредственно на подушку сиденья) с распределением по площади соответственно удельному давлению $0,12 \text{ кг/см}^2$.

Имитация микропрофиля дорожного покрытия осуществлялась с помощью идеализированных неровностей синусоидального профиля (длина неровности $S = 3100 \text{ мм}$, высота $2q_0 = 35 \text{ мм}$), которые устанавливались на беговые барабаны стенда. Кроме этого, для увеличения частоты внешних возмущений на каждую неровность синусоидального профиля через равные промежутки (775 мм) устанавливались дополнительные неровности полукруглого сечения диаметром 36 мм . Выбор такого «тяжелого» микропрофиля, практически не встречающегося в реальных условиях эксплуатации автобусов, определялся необходимостью создания условий эксперимента, при которых в большей мере проявились бы демпфирующие и виброизолирующие свойства упругих элементов подвески и подушек сидений автобуса.

Эксперимент проводился при следующих колебательных параметрах: статическая нагрузка на переднюю подвеску соответствовала ненагруженному ($Q = 1950 \text{ кг}$) и нагруженному ($Q = 3120 \text{ кг}$) состояниям автобуса; жесткость передней подвески при ненагруженном состоянии автобуса $2c_p = 128$ и $2c_p = 227 \text{ кг/см}$; при нагруженном $2c_p = 181$ и $2c_p = 312 \text{ кг/см}$; жесткость шин соответствовала давлению воздуха $p = 3$, 4 и 5 кг/см^2 .

В качестве единого измерите-

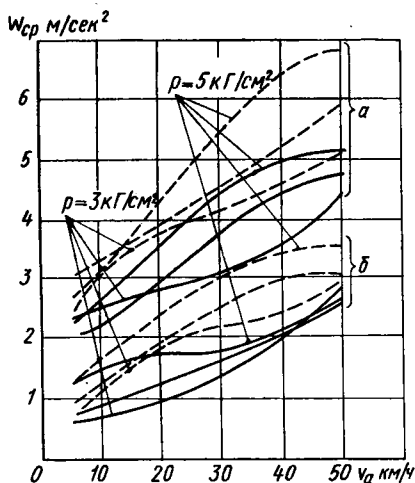


Рис. 1. Зависимость среднеквадратичных низкочастотных ускорений $w_{ср}$ на сиденьях нагруженного автобуса от скорости движения v_a (сплошные линии — $2c_p = 181 \text{ кг/см}$, штриховые $2c_p = 312 \text{ кг/см}$): а — мягкое сиденье; б — полумягкое сиденье

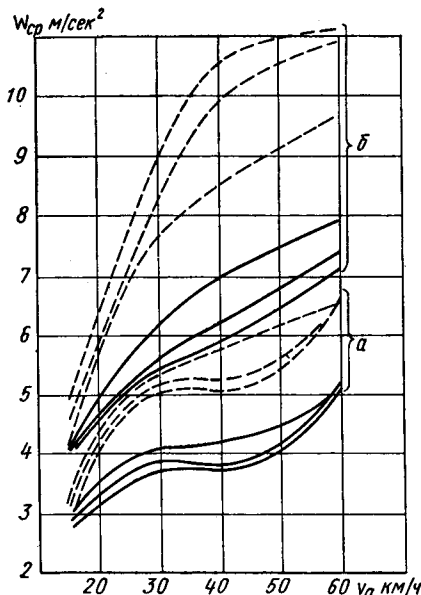


Рис. 2. Зависимость среднеквадратичных низкочастотных ускорений $w_{ср}$ на сиденьях ненагруженного автобуса от скорости движения v_a (сплошные линии — $2c_p = 128 \text{ кг/см}$, штриховые — $2c_p = 312 \text{ кг/см}$): а — мягкое сиденье; б — полумягкое сиденье

ля, характеризующего низко- и высокочастотные вертикальные колебания при различных параметрах автобуса, были приняты среднеквадратичные ускорения, которые измерялись на пассажирских сиденьях, а также на полу платформы непосредственно под сиденьями (подрессоренная масса) и на стойках подвески (неподрессоренная масса). Низкочастотные (в диапазоне $1,3—5,1 \text{ гц}$) вертикальные ускорения измерялись и записывались в виде осциллограмм с помощью комплекта виброизмерительной аппаратуры ВИБ-5МА. Среднеквадратичные значения ускорений определялись на основе статистических методов.

Высокочастотные вертикальные ускорения на каждой исследуемой частоте (в диапазоне $12,5—1000 \text{ гц}$) записывались в виде спектрограмм средних квадратичных значений с помощью электронно-измерительной аппаратуры датской фирмы Брюль и Кьер. Все измерения и записи вертикальных ускорений выполнялись при установившихся режимах движения, соответствовавших окружным скоростям беговых барабанов стенда 15 , 30 , 40 и 60 км/ч .

Результаты проведенных экспериментов показали, что при любых колебательных параметрах и скоростях движения автобуса груз на сиденье, кроме низкочастотных вертикальных колебаний с частотой внешних возмущений, одновременно совершает высокочастотные колебания с частотой до 200 гц и более. Источником высокочастотных колебаний (вибраций) при этом являлись только внешние возмущения от дорожных неровностей, так как при проведении стендовых испытаний влияние работающего двигателя и других агрегатов автобуса было полностью исключено.

Анализ среднеквадратичных низкочастотных ускорений $w_{ср}$, полученных при различных параметрах автобуса (рис. 1, 2), показывает, что с увеличением скорости движения вертикальные ускорения на мягком и полумягком сиденьях возрастают.

Наиболее интенсивный рост ускорений наблюдался в ненагруженном автобусе (рис. 2) с повышенной жесткостью подвески ($2c_p = 227 \text{ кг/см}$), где с увеличением скорости движения от 15 до 60 км/ч среднеквадратичные ускорения на мягком сиденье возрастали от $3,0$ до $6,5 \text{ м/сек}^2$, а на полумягком — от $2,5$ до $8,5 \text{ м/сек}^2$. В нагруженном автобусе (рис. 2) с мягкой подвеской ($2c_p = 128 \text{ кг/см}$), а также в ненагруженном (рис. 1) автобусе, практически независимо от жесткости подвески, при увеличении скорости движения в этом же диапазоне, среднеквадратичные ускорения возрастали менее интенсивно: на мягком сиденье примерно $3,0—5,0 \text{ м/сек}^2$ и на полумягком — $2,5—5,5 \text{ м/сек}^2$.

Характерно, что в ненагруженном автобусе при любой жесткости подвески и шин вертикальные ускорения как на мягком, так и на полумягком сиденьях особенно интенсивно возрастали при увеличении скорости движения от 15 до 30 км/ч . В нагруженном автобусе во всем диапазоне скоростей $15—60 \text{ км/ч}$ ускорения на сиденьях изменялись пропорционально изменению скорости движения.

Как видно из рис. 1, 2, при одних и тех же условиях движения автобуса основное влияние на формирование низкочастотных вертикальных ускорений, передающихся пассажиру через сиденье, оказывают свойства подвески и сиденья и значительно меньше — жесткость шин.

Изменения жесткости подвески особенно заметно сказываются на вертикальных ускорениях на сиденьях при малой статической нагрузке автобуса. С увеличением статической нагрузки разница между ускоре-

ниями на одних и тех же сиденьях при повышенной и пониженной жесткостях подвески уменьшается.

В ненагруженном автобусе с повышенной жесткостью подвески ($2c_p = 227 \text{ кг/см}$) при движении со скоростью 30—60 км/ч среднеквадратичные ускорения на полумягком сиденье были 2—3 м/сек², а на мягком на 1,5 м/сек² выше соответствующих ускорений в автобусе с пониженной жесткостью подвески ($2c_p = 128 \text{ кг/см}$). В нагруженном автобусе при тех же скоростях движения повышение жесткости подвески с 181 до 312 кг/см приводило к увеличению среднеквадратичных ускорений как на мягком, так и на полумягком сиденьях лишь на 0,6—1,2 м/сек².

Влияние изменения жесткости шин на вертикальные ускорения, почти независимо от статической нагрузки автобуса, больше проявляется на полумягком сиденье. С увеличением давления воздуха в шинах от 3 до 5 кг/см² среднеквадратичные ускорения на полумягком сиденье автобуса с подвеской пониженной жесткости при скорости движения 30—60 км/ч увеличивались на 0,5—1,0 м/сек². При тех же условиях в автобусе с повышенной жесткостью подвески наблюдалось увеличение среднеквадратичных ускорений на полумягком сиденье на 0,8—1,8 м/сек².

Мягкое сиденье менее чувствительно к изменениям жесткости шин при любой жесткости подвески и статической нагрузке автобуса. Так, с повышением давления воздуха в шинах от 3 до 5 кг/см² наблюдалось увеличение среднеквадратичных ускорений в ненагруженном автобусе на 0,3—0,5 м/сек² и в нагруженном — на 0,5—0,8 м/сек² только при скоростях движения 30—40 км/ч. При других скоростях движения эти ускорения, как правило, не изменялись.

Сравнение абсолютных значений среднеквадратичных вертикальных ускорений на сиденьях с соответствующими ускорениями поддрессоренной массы непосредственно под сиденьями показывает, что как полумягкие, так и мягкие сиденья с упругими подушками не обладают достаточными демпфирующими свойствами. В некоторых случаях, особенно в автобусе с повышенной жесткостью подвески, вертикальные ускорения на сиденьях даже несколько превосходили ускорения поддрессоренной массы автобуса. Однако при снижении жесткости сиденья с 36,6 до 24,5 кг/см среднеквадратичные ускорения существенно уменьшались: в нагруженном автобусе на 1,5—3,0 м/сек², в ненагруженном автобусе на 1,2—4,0 м/сек² (рис. 1).

В условиях эксперимента как на мягком, так и на полумягком сиденье наблюдались вертикальные ускорения, среднеквадратичная величина которых превосходила 0,10—0,15 м/сек², в основном в диапазоне частот 12,5—200 гц.

Среднеквадратичные значения высокочастотных вертикальных ускорений, зарегистрированные на сиденьях при некоторых параметрах подвески и скорости движения, показаны на рис. 3. Анализируя экспериментальные данные, следует отметить, что в исследуемом диапазоне частот (12,5—200 гц) заметно выделяются отдельные частоты и зоны частот, которым соответствуют максимальные вертикальные ускорения на сиденьях. Такими частотами для полумягкого сиденья являлись 16—20, 40—50 и 160 гц, а для мягкого сиденья — 25, 63 и 160—200 гц. При этом максимальные ускорения на мягком сиденье всегда были в 2—3 раза меньше соответствующих ускорений на полумягком сиденье.

При увеличении скорости движения высокочастотные ускорения на мягком и полумягком сиденьях интенсивно возрастают, особенно в зонах максимальных значений. Исключение представляют отдельные случаи, когда при меньшей скорости движения ускорения в зонах максимальных значений были больше, чем при большей скорости движения (например, на полумягком сиденье в зоне 40—50 гц).

Влияние изменения жесткости подвески и шин на высокочастотные ускорения, воспринимаемые пассажирами на сиденьях, так же, как и влияние скорости движения, больше всего проявляется в зонах частот, которым соответствуют максимальные ускорения. В остальном диапазоне частот ускорения изменяются очень мало и для оценки влияния какого-либо параметра практического значения не имеют.

Изменение жесткости подвески и шин на высокочастотные колебания в зависимости от статической нагрузки на подвеску влияет по-разному.

В ненагруженном автобусе с пониженной жесткостью шин (давление воздуха в шинах 3 кг/см²) с повышением жесткости подвески (от 128 до 227 кг/см) на полумягком сиденье вибрационные ускорения в зонах максимумов при скоростях движения 30—40 км/ч заметно уменьшались, а при скорости 60 км/ч — несколько увеличивались. При этом же увеличении

жесткости подвески в автобусе с повышенной жесткостью шин (давление воздуха в шинах 5 кг/см²) наблюдалось уменьшение ускорений во всем исследуемом диапазоне частот при скорости движения 40 км/ч, а также в зоне частот 12,5—16 гц при скоростях 15 и 60 км/ч и увеличение ускорений с частотой 40 и 160 гц при скорости движения 60 км/ч.

В нагруженном автобусе с пониженной жесткостью шин с повышенным жесткости подвески (от 181 до 312 кг/см) наблюдалось увеличение ускорений с частотой 16 гц (в 2 раза) при скорости движения 40 км/ч, а также с частотой 20 гц (в 2 раза) и 50 гц (в 4 раза) при скорости 60 км/ч. В остальном диапазоне частот и при других скоростях движения ускорения не изменялись.

В том же автобусе с повышенной жесткостью шин увеличение жесткости подвески практически не сказывалось на вибрационных ускорениях и при скорости движения 15 и 40 км/ч. При скоростях движения 30 и 60 км/ч наблюдалось увеличение ускорений с частотой 16—20 и 50 гц. В остальном диапазоне частот ускорения также не изменялись.

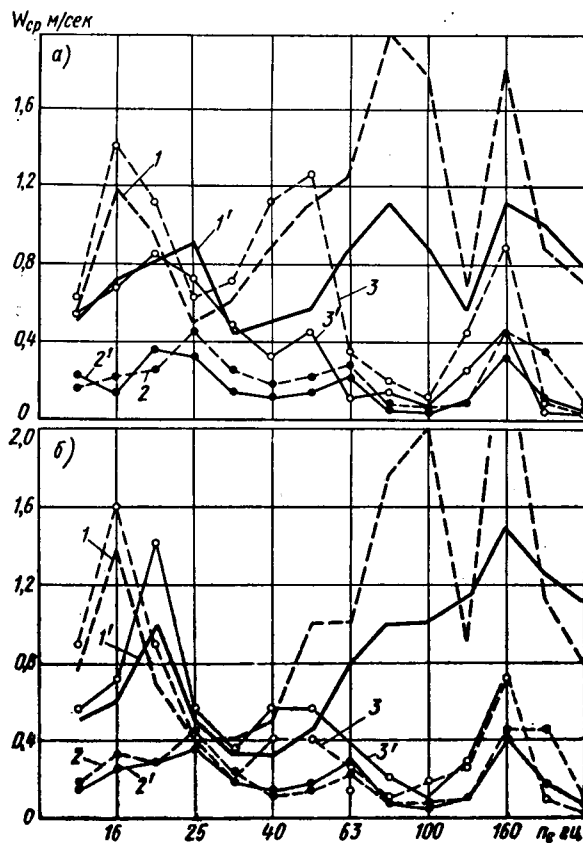


Рис. 3. Среднеквадратичные высокочастотные ускорения на сиденьях автобуса:

а — $v = 40 \text{ км/ч}$, $p = 5 \text{ кг/см}^2$; б — $v = 60 \text{ км/ч}$, $p = 5 \text{ кг/см}^2$;
 1 — ускорения поддрессоренной массы при $Q = 1950 \text{ кг}$, $2c_p = 128 \text{ кг/см}$; 1' — ускорения поддрессоренной массы при $Q = 3120 \text{ кг}$, $2c_p = 312 \text{ кг/см}$; 2 — ускорения на мягком сиденье при $Q = 1950 \text{ кг}$, $2c_p = 128 \text{ кг/см}$; 2' — ускорения на мягком сиденье при $Q = 3120 \text{ кг}$, $2c_p = 312 \text{ кг/см}$; 3 — ускорения на полумягком сиденье при $Q = 1950 \text{ кг}$, $2c_p = 128 \text{ кг/см}$; 3' — ускорения на полумягком сиденье при $Q = 3120 \text{ кг}$, $2c_p = 312 \text{ кг/см}$.

При проведении эксперимента аналогичная непостоянная связь наблюдалась также между жесткостью подвески и высокочастотными ускорениями на мягком сиденье.

В нагруженном автобусе с пониженной жесткостью шин при повышении жесткости подвески наблюдалось значительное уменьшение ускорений с частотой 160—200 гц при всех скоростях движения, с частотой 63 гц — при 15 км/ч и с частотой 25 гц — при 15 и 60 км/ч, а также увеличение ускорений с частотой 25 гц при скорости движения 40 км/ч и с частотой 63 гц — при 40 и 60 км/ч.

В том же автобусе с повышенной жесткостью шин повышение жесткости подвески не оказывало заметного влияния на высокочастотные ускорения при скорости движения 15 км/ч и

приводило к увеличению их (на $0,1-0,3 \text{ м/сек}^2$), в основном в зонах максимальных значений, при скоростях движения $30-60 \text{ км/ч}$.

Влияние изменения жесткости шин на высокочастотные ускорения на сиденьях в зависимости от сочетания других параметров подвески также проявлялось по-разному.

При пониженной жесткости подвески независимо от статической нагрузки и скорости движения с повышением давления воздуха в шинах от 3 до 5 кг/см^2 высокочастотные ускорения на полумягком сиденье увеличивались во всем диапазоне частот. Исключение составляли частота 16 гц , при которой наблюдалось уменьшение ускорений при скорости движения 40 км/ч , а также частота 160 гц , когда при статической нагрузке на подвеску 1950 кг ускорения уменьшались при скорости движения 60 км/ч .

При повышенной жесткости подвески увеличение жесткости шин приводило к возрастанию высокочастотных ускорений с частотами 16 и 50 гц при скорости движения 30 км/ч . При скорости 60 км/ч и статической нагрузке на подвеску 1950 кг на полумягком сиденье ускорения с частотой $16-25 \text{ гц}$ уменьшились, а при нагрузке 3200 кг ускорения с частотой $16-25$ и $45-50 \text{ гц}$ увеличивались. В остальном диапазоне частот и при других скоростях движения высокочастотные ускорения почти не изменялись.

Повышение жесткости шин при подвеске пониженной жесткости и статической нагрузке 3200 кг приводило к незначительному уменьшению высокочастотных ускорений на мягком си-

денье при всех скоростях движения. Некоторое увеличение ускорений наблюдалось только на частотах 20 и 63 гц при скорости движения 30 км/ч и на частоте 20 гц при скорости 60 км/ч . При повышенной жесткости подвески увеличение жесткости шин на высокочастотные ускорения на мягком сиденье заметного влияния не оказывало.

При всех изменениях жесткостей подвески и шин ускорения во всем диапазоне частот на мягком сиденье изменялись незначительно (значения среднеквадратичных ускорений изменялись не более чем на $0,1 \text{ м/сек}^2$). В тех же условиях среднеквадратичные ускорения на полумягком сиденье изменялись на $0,5-0,7 \text{ м/сек}^2$.

Анализ экспериментальных данных показывает, что низкочастотные вертикальные ускорения, передающиеся пассажиру на сиденье, в конкретных дорожных условиях определяются колебательными параметрами автобуса и сидений. С уменьшением жесткостей подвески, шин и сидений, а также с увеличением статической нагрузки на подвеску в условиях эксперимента, низкочастотные вертикальные ускорения, как правило, уменьшаются.

В отличие от низкочастотных ускорений в изменении высокочастотных вертикальных ускорений в диапазоне $12,5-200 \text{ гц}$ при изменении какого-либо колебательного параметра автобуса определенная закономерность не наблюдается. В тех же условиях эксперимента изменение жесткости сиденья сопровождается однозначным изменением величины вертикальных ускорений во всем диапазоне частот при любом соотношении колебательных параметров автобуса.

УДК 656.13

Влияние эксплуатационных условий на качество конструкции автомобилей

Канд. техн. наук П. Л. БРАЙЛЬЧУК

Таджикский политехнический институт

ПРИ РАЗРАБОТКЕ методики оценки эксплуатационных условий исходными предпосылками приняты основные положения теории эксплуатационных свойств и теории надежности, сформулированные А. Н. Островцевым [1, 2].

Качество конструкции автомобиля объединяет все виды его оценки и определяется совокупностью его свойств. Каждое свойство имеет свои критерии и измерители. Переход от оценки свойств при использовании их критериев и измерителей к оценке качества связан с раскрытием цепочки причинно-следственной связи, формирующей показатели качества.

С позиции поставленной задачи необходимо вскрыть связь измерителей свойств с критериями и измерителями эксплуатационных условий. Только в случае установления количественной причинно-следственной связи будет получена возможность оценивать влияние эксплуатационных условий на качество конструкций, прогнозировать показатели качества на стадии проектирования, контролировать их в эксплуатации, управлять ими в процессе совершенствования конструкции.

Свойства автомобильных конструкций можно разделить на две группы:

I — эксплуатационные свойства, от которых зависит выполнение конструкцией ее рабочих функций (производительность, удовлетворение социальных требований и др.);

II — свойства, вызывающие нарушение рабочих функций конструкции, которые формируют эксплуатационную надежность.

Свойства, определяющие эксплуатационную надежность, относятся не только к автомобилю, но и к агрегатам, узлам и деталям, тогда как эксплуатационные свойства относятся только к автомобилю в целом. Отсюда коренное отличие и в методике оценки свойств этих групп.

В настоящее время опубликовано достаточно много работ, посвященных вопросам оценки эксплуатационных свойств и надежности, однако в большинстве своем эта оценка выполнялась без учета эксплуатационных условий. Рассмотрим некоторые вопросы оценки надежности. Надежность формируется следующими четырьмя группами свойств, которые обуславливают конструкцию:

1 — прочность и долговечность;
2 — стабильность и безотказность рабочих процессов в функциональных системах автомобиля;

3 — стабильность физико-механических свойств конструктивных материалов;

4 — дефектность конструкции, связанная с нарушением производственного процесса и конструктивными недостатками.

Оценить влияние эксплуатационных условий на надежность конструкции можно методом математической статистики и методом «худшего случая».

Каждая функциональная система автомобиля обладает диапазоном своих потенциальных возможностей. Эксплуатационные факторы могут создать такие условия работы, при которых система не в состоянии выполнить свои рабочие функции. Проверить это можно путем испытания конструкции в условиях, которые создают «нанхудший случай» ее работы. Такой способ проверки назовем методом «худшего случая».

Оба эти метода не исключают, а дополняют друг друга. Так, если методом математической статистики можно оценить влияние условий эксплуатации в основном на группы свойств I и 4, то метод «худшего случая» позволяет выявить влияние этих условий на группы свойств 2 и 3. Таким образом, совместное применение этих методов позволит дать всеобъемлющую оценку влияния эксплуатационных условий на качество конструкции, определяемое свойствами надежности.

В 1966 г. кафедра «Автомобильный транспорт» Таджикского политехнического института совместно с Московским автозаводом им. Лихачева и Горьковским автозаводом организовали в г. Ош Киргизской ССР и г. Хорого Таджикской ССР опорные пункты для эксплуатационных испытаний автомобилей, работающих на высокогорной автомобильной трассе Ош—Хорог. На испытания были представлены 50 автомобилей ЗИЛ-130 и 43 автомобиля ГАЗ-53А, подконтрольная эксплуатация которых началась с момента поступления в автохозяйство.

Накопленная информация обрабатывалась методом математической статистики. Сопоставление результатов исследований с данными испытаний этих же моделей машин в Экспериментально-производственном автомобильном хозяйстве (ЭПАХ) г. Москвы позволило не только дать сравнительную оценку надежности автомобилей, но и выявить элементы конструкций, надежность которых определяется спецификой условий эксплуатации. В табл. 1 приведен перечень деталей и узлов автомобиля ЗИЛ-130, проектирование и изготовление которых должно вестись с учетом специфики эксплуатации в горных усло-

виях. Таким образом, исследования с применением метода математической статистики позволили установить влияние условий эксплуатации на качество конструкции, которое определяется группами свойств 1 и 4 надежности.

Таблица 1

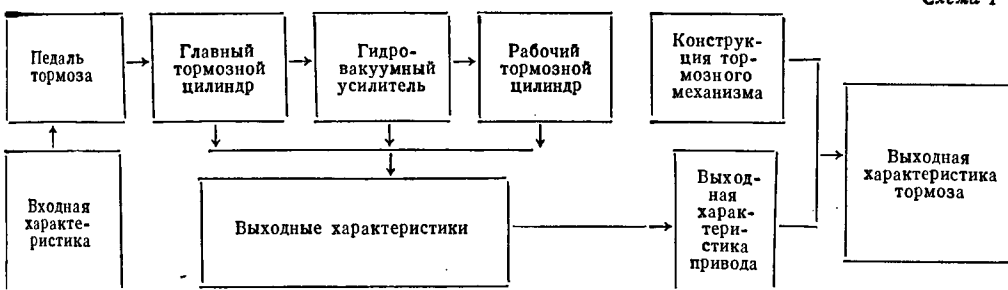
Наименование деталей и узлов	Дополнительные нагрузки, возникающие при эксплуатации в горных условиях
Крышка распределительных шестерен Кронштейн передней опоры двигателя Картер заднего моста	От осевых сил при торможении двигателем на спусках
Узлы рамы (лонжероны, поперечины) Передние и задние рессоры Амортизаторы Поворотный кулак Тормозные барабаны	От боковых сил при движении на извилистых дорогах От неровностей дороги типа «гребенки» и боковых сил, вызывающих перекосы От боковых сил на поворотах От тепловой напряженности на спусках

Однако этого недостаточно, если дополнительно не исследовать конструкцию методом «худшего случая».

В процессе сбора статистического материала получены данные по среднему пробегу автомобилей ГАЗ-53А до замены тормозных накладок задних колес; при эксплуатации автомобилей в Москве и области этот пробег составил 30—35 тыс. км, а в высокогорных условиях Памира — 60—65 тыс. км. Как следует из этих данных, средний пробег автомобиля до замены накладок в высокогорных условиях эксплуатации в 2 раза выше, чем в городских.

Рассмотрим надежность этой системы в тех же условиях по группе 2 свойств, т. е. по безотказности рабочих процессов. Чтобы оценить надежность, применим метод «худшего случая». Для этого прежде всего необходимо знать потенциально-способный диапазон надежной работы конструкции. Сопоставление максимальных нагрузок, полученных в данных условиях эксплуатации с установленным диапазоном, позволит оценить качество конструкции по этой группе свойств.

На схеме 1 показана взаимосвязь выходных характеристик элементов конструкции с выходной характеристикой системы в целом, определяющих диапазон ее надежной работы. Рассмотрим выходную характеристику рабочего тормозного цилиндра, которая обуславливает безотказность рабочих процессов гидропривода. Для проведения экспериментов создана специальная установка, позволяющая исследовать физические процессы, протекающие в элементах тормозного привода и выявить факторы, по причине которых происходят отказы привода.



Прозрачные главный и рабочий тормозные цилиндры давали возможность наблюдать за процессами, протекающими в системе привода при высоких температурах и пониженной плотности воздуха, а также вести их киносъемку. Изучение кадров киносъемки позволило не только выявить критерий, определяющий надежность привода, установить его измерители, но и вскрыть активные факторы, влияющие на него.

В качестве измерителя надежности привода принята температура начала кипения $T_{н.к}$ жидкости. Активными факторами, формирующими выходную характеристику, являются остаточное давление $p_{ост}$ в системе гидропривода и атмосферное давление в случае разгерметизации системы.

На рис. 1, а, б приведены выходные характеристики измерителя в функции указанных выше факторов для тормозной жидкости БСК, которой заполнены системы подконтрольных автомобилей. Чтобы установить границы диапазона надежной работы привода, необходимо знать предельные значения ос-

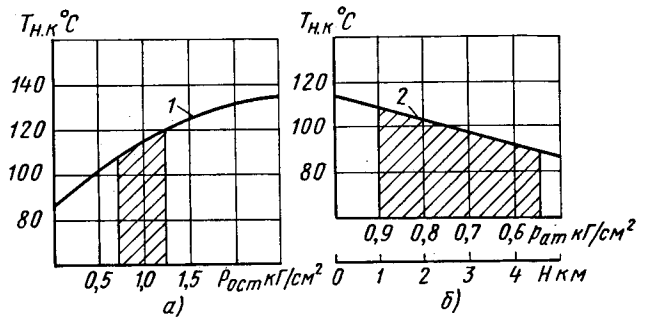


Рис. 1. Зависимость температуры начала кипения тормозной жидкости от остаточных (а) и атмосферных (б) давлений:

1 — диапазон, обеспечиваемый заводом; 2 — диапазон эксплуатационных условий

таточных $p_{ост}$ и атмосферных давлений $p_{атм}$. Согласно техническим условиям Горьковского автозавода остаточные давления в системе колеблются в пределах 0,5—1,2 кг/см². При условии эксплуатации автомобилей на высокогорной автомобильной трассе Ош—Хорог автомобили работают в диапазоне высот 1000—4800 м. В соответствии с этим на рис. 1 выделены диапазоны надежной работы привода по указанному измерителю.

В табл. 2 приведены данные исследования температур в тормозных механизмах автомобиля ГАЗ-53А на спусках с наиболее сложных перевалов автомобильной трассы Ош—Хорог.

Таблица 2

Наименование перевала	Длина спуска в км	Средний уклон в %	Максимальная температура в граничной зоне трения тормозов задних колес в °С	Максимальная температура жидкости в рабочих тормозных цилиндрах задних колес в °С
Чигир-Чик	12,5	6,3	400	125
Ак-Байтал	6,5	6,0	285	125
Талдык	6,5	8,5	358	125

1 Температура жидкости не поднималась выше точки ее кипения. Тепло, подводимое к жидкости, расходовалось на парообразование.

Схема 1

Из таблицы следует, что температура жидкости в рабочих тормозных цилиндрах лежит за пределами диапазона надежной работы привода по этому признаку. В некоторых случаях при неправильном использовании тормозами остаточное давление в рабочем тормозном цилиндре падает до нуля, что приводит к разгерметизации системы. Тогда вступает в силу фактор высоты, т. е. температура вскипания жидкости зависит от высоты, на которой произошла разгерметизация системы (рис. 1, б). Следовательно, для обеспечения достаточной надежности тормозной системы по группе 2 свойств в высокогорных условиях тормозную систему нужно эксплуатировать с жидкостями, имеющими более высокие температуры кипения.

Исследуем надежность системы по группе 3 свойств, т. е. по стабильности физико-механических свойств конструктивных материалов. Для оценки этой группы свойств рассмотрим зависимость тормозного пути от температуры фрикционных материалов в зоне трения.

При движении автомобиля на спусках в результате длительных торможений в граничной зоне трения тормозных механизмов возникают высокие температуры, которые нарушают стабильность свойств конструктивных материалов фрикционных пар. А это снижает коэффициент трения, изменяет упругую характеристику тормозного барабана, что влечет за собой ухудшение эффективности торможения. Если принять эффек-

тивность торможения как критерий надежности конструкции по группе 3 свойств, то в качестве его измерителя следует взять тормозной путь S (или замедление), а активными фактором, формирующим выходную характеристику измерителя, будет температура в граничной зоне трения. На рис. 2 приведена указанная характеристика для тормозных механизмов автомобиля ГАЗ-53А.

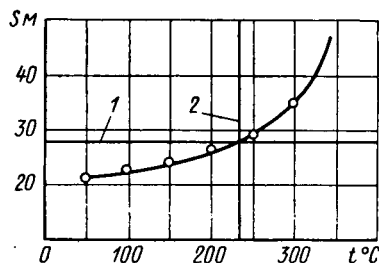


Рис. 2. Зависимость тормозного пути от температуры в граничной зоне трения

Для установления границ диапазона надежной работы тормозов по эффективности торможения использованы условия международных требований, утвержденные ЕЭК ООН.

На рис. 2 нанесены границы допустимых увеличений тормозного пути 1 и температуры 2 после нагревания тормозов в процессе испытаний типа II. Анализируя графики на рис. 2 и данные табл. 2, можно сделать вывод, что для обеспечения высокой надежности тормозов автомобиля ГАЗ-53А по группе 3 свойств в горных условиях необходимо применение дополнительного тормоза-замедлителя. Такой тормоз разработан, а его внедрение позволило на спусках с наиболее тяжелых перевалов поддерживать температурный режим тормозов в границах установленного предела.

Приведенные примеры позволяют сделать вывод, что качество конструкций автомобилей в значительной мере зависит от условий их эксплуатации. Для учета влияния этих условий на стадии проектирования конструкции возникает необходимость количественной их оценки по свойствам формировать показатели качества.

При разработке такой методики должны учитываться первоначальные нарушения рабочих функций, т. е. при каких условиях и с какой интенсивностью нарастает процесс тех или иных явлений, приводящих к нарушению нормальной работы конструкции: например, условия и интенсивность, с которой происходит снижение мощности двигателя, или условия и интенсивность процесса аккумуляции тепла и его переноса от деталей к тормозной жидкости, приводящего к образованию газовой среды в ней и, как следствие, к отказам привода.

Анализируя факторы, влияющие на связь измерителей эксплуатационных свойств и измерителей надежности, при эксплуатации автомобилей в различных условиях без каких-либо конструктивных изменений потенциально свойственный конструктивному диапазону ее надежной работы остается всегда без изменения. Группа факторов, формирующих этот диапазон, не является активной.

Если отнести к самостоятельному рассмотрению факторы, формирующие эксплуатационные воздействия, то с точки зрения поставленной задачи среди активных внешних факторов наибольшего внимания заслуживает внешняя среда, объединяющая собой дорожные и климатические условия.

Внешняя среда оказывает существенное влияние на измерители эксплуатационных свойств, а следовательно, на показатели качества конструкции. В основном она влияет на выходные характеристики агрегатов и систем и формирует диапазон измерителей потенциальных свойств, определяющих эксплуатационные качества. Так же она формирует нагрузочные режимы систем и агрегатов, обуславливает состояние их рабочей среды, физико-химических свойств конструктивных материалов, активно воздействует на показатели качества конструкции, определяемые свойствами надежности.

Анализируя существующие классификации внешней среды, которые построены на основе ее оценочных показателей, можно констатировать, что:

- 1) до настоящего времени нет единой классификации внешней среды, которая отвечала бы требованиям поставленной задачи;
- 2) в большинстве своем предлагаемые классификации предусматривают оценку дорожных условий без связи с климатом;
- 3) оценка дорожных условий осуществляется не геометрическими параметрами дорог, а косвенно, т. е. по нагруженности узлов, агрегатов и систем отдельных автомобилей; такой подход дает возможность оценить режим работы и нагруженность

определенных конструкций, но затрудняет использование этого материала при проектировании новых автомобилей;

4) существующие классификации эксплуатационных условий по их техническому совершенству и назначению не дают полного ответа на вопросы об их воздействии на эксплуатационные свойства автомобиля, определяющие его качество; затрудняют рассмотрение конструкции во взаимной связи системы внешней среда — водитель — автомобиль.

Указанные выше недостатки в характеристике дорожных и климатических условий не позволяют правильно оценивать качество автомобилей в различных условиях эксплуатации. Возникает необходимость иного подхода к оценке дорожных и климатических условий. На схеме 2 показана взаимосвязь критериев внешней среды с измерителями и формирующими их активными факторами. Схема позволяет системно подойти к разработке методики количественной оценки внешней среды. Каждый из критериев должен иметь свой измеритель, принятый на основе исследования его влияния на эксплуатационные качества автомобиля. Отсюда возникает необходимость выбора измерителя для каждого критерия внешней среды, разработки их экспериментального определения и математической формулировки.

Рассмотрим в качестве примера критерий — сложность дороги в плане. Активными факторами, формирующими измеритель, являются длина кривых на поворотах и их кривизна. Предлагается измерителем критерия принять коэффициент извилистости дороги J . Согласно проведенным исследованиям коэффициент извилистости прямо пропорционален суммарному углу поворотов или суммарному пути, проходимому по кривым, и обратно пропорционален средней кривизне дороги на данном участке, т. е. коэффициент извилистости представляет собой отношение пути, проходимого по кривой, к проведенному радиусу на единицу длины. Его математическое выражение:

$$J = \frac{\sum \alpha_{пов}}{57,3L} \quad \text{или} \quad J = \frac{\sum l_{кр}}{R_{пр} L},$$

где $\sum \alpha_{пов}$ — сумма всех углов поворотов на данном участке в град;

$\sum l_{кр}$ — суммарный путь, проходимый автомобилем по кривой на данном участке, в м;

L — длина участка в км;

$R_{пр}$ — приведенный радиус, подсчитываемый по формуле

$$R_{пр} = \frac{\sum l_{кр} 180^\circ}{\pi \sum \alpha_{пов}},$$

где $\sum l_{кр}$ — сумма кривых на данном участке в м.

В соответствии с разработанным измерителем предлагается следующая классификация дорог по критерию «сложность в плане» (табл. 3).

Рассмотрим примеры практического применения предложенного измерителя при оценке качества конструкции. На рис. 3 показана зависимость скорости движения от степени сложности дороги в плане, который построен по экспериментальным данным. Как видно из графика, среднетехническая скорость движения автомобилей подчиняется линейной зависимости от J , т. е. $v_a = 59 + 1,5J$ км/ч.

Зависимость получена по многочисленным наблюдениям за движением грузовых автомобилей различных моделей на участках дорог определенной извилистости.

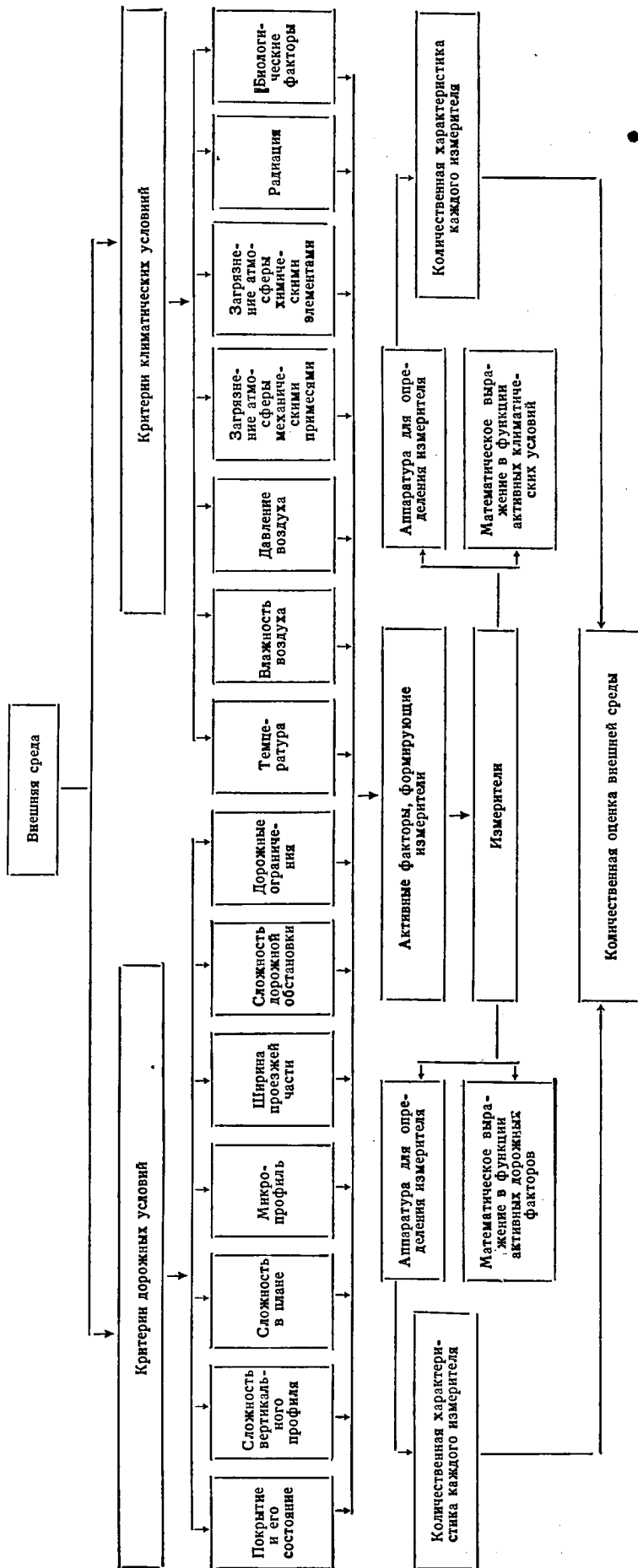
Таким образом, имея характеристику дороги по критерию «сложность в плане», можно вводить поправки при расчетах среднетехнических скоростей, как одного из оценочных показателей эксплуатационных качеств автомобилей.

Рассмотрим возможность применения коэффициента извилистости при оценке долговечности. На рис. 4 показана зависимость коэффициента поперечной силы μ от коэффициента извилистости J .

Таблица 3

Категория дорог	J
I	0—3
II	3—6
III	6—9
IV	9—12
V	Более 12

Схема 2



Как показали исследования, величина μ постоянна почти для всех типов грузовых автомобилей и зависит только от величины J . Это дает возможность определять напряжения во всех деталях автомобилей, которые зависят от действия боковой

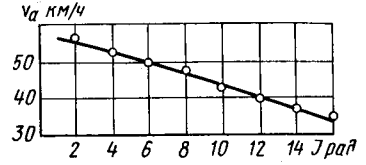


Рис. 3. Зависимость скорости движения автомобиля от степени сложности дороги

силы при прохождении автомобилем отдельных кривых или извилистых дорог. На рис. 5 показана зависимость срока службы поворотного кулака автомобиля ЗИЛ-130 от коэффициента извилисто-

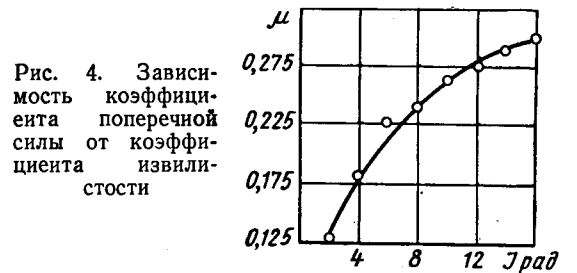


Рис. 4. Зависимость коэффициента поперечной силы от коэффициента извилистости

сти дороги. Как следует из графика, удовлетворительная надежность поворотного кулака обеспечивается только при эксплуатации на дорогах с приведенной извилистостью менее 6. Теоретические расчеты подтверждаются в практике эксплуатации.

Предложенный измеритель позволяет не только оценить качество по воздействию критерия дорож-

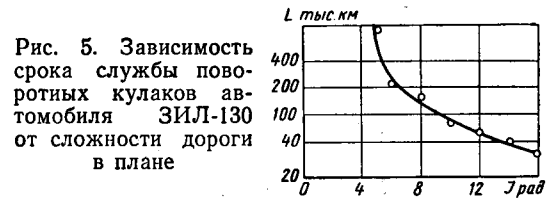


Рис. 5. Зависимость срока службы поворотных кулаков автомобиля ЗИЛ-130 от сложности дороги в плане

ных условий на конструкцию, вскрыть ее слабые места, но и разработать мероприятия по их устранению. Автохозяйства, где эксплуатировались автомобили, получили рекомендации по срокам принудительной замены поворотных кулаков с учетом работы автомобилей на дорогах повышенной сложности в плане. Московский автозавод им. Лихачева внедрил дополнительную операцию в технологическом процессе изготовления кулаков, которая изменила их прочность и повысила долговечность.

Таким образом, оценка влияния дорожных и климатических условий на качество автомобильных конструкций должна выполняться одновременно двумя методами: методом математической статистики и «худшего случая». Достаточно полное качество конструкции может быть оценено только с учетом условий, в которых она будет эксплуатироваться. Предлагаемая методика оценки внешней среды (дорожных и климатических условий) позволит правильно подойти к оценке качества изделий автомобильной промышленности в различных условиях эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Островцев А. Н. «Автомобильный транспорт», 1970, № 11.
2. Островцев А. Н. «Автомобильная промышленность», 1971, № 12.

Методика построения и исследования тормозных характеристик автомобиля

Канд. техн. наук **Б. Б. ГЕНБОМ**, канд. техн. наук **В. А. ДЕМЬЯНЮК**, **Е. В. ОСЕПЧУГОВ**
 Львовский политехнический институт, Московский автозавод им. Лихачева

В СВЯЗИ с повышением требований к тормозным свойствам автомобилей желательно располагать методом построения статистических и динамических тормозных характеристик, исследование которых позволило бы:

1) оценивать степень соответствия выходных параметров тормозных систем проектируемых автомобилей современным требованиям и корректировать предварительно принятые конструктивные решения в направлении оптимизации процесса торможения;

2) сравнивать различные автомобили между собой по комплексу параметров, определяющих эффективность торможения, протекание процесса с точки зрения устойчивости движения, надежность тормозной системы и др.;

3) оценивать влияние изменения характеристик отдельных элементов тормозной системы на комплекс параметров, определяющих динамику торможения.

Рассмотрим методику построения указанных характеристик, базирующуюся на работах [1—3].

Известно, что удельная тормозная сила может определяться из выражения

$$\gamma_{\tau} = \frac{P_{\tau}}{G_a} \tag{1}$$

Если автомобиль двухосный, то

$$\gamma_{\tau} = \frac{P_{\tau 1} + P_{\tau 2}}{G_a} = \frac{M_{\tau 1} + M_{\tau 2}}{r_d G_a} \tag{2}$$

где P_{τ} — суммарная тормозная сила;

$P_{\tau 1}$ и $P_{\tau 2}$ — передняя и задняя осевые тормозные силы;

$M_{\tau 1}$ и $M_{\tau 2}$ — тормозные моменты, создаваемые соответственно тормозными механизмами колес передней и задней осей;

G_a — вес автомобиля;

r_d — динамический радиус колеса.

С учетом известных зависимостей, связывающих динамические осевые веса с определяющими их факторами, формулы для удельных осевых тормозных сил $\gamma_{\tau 1}$ и $\gamma_{\tau 2}$ [3] запишутся в следующем виде:

$$\gamma_{\tau 1} = \frac{P_{\tau 1}}{G_{d1}} = \frac{2LM_{\tau 1}}{r_d (b - \gamma_{\tau} h_d) G_a};$$

$$\gamma_{\tau 2} = \frac{P_{\tau 2}}{G_{d2}} = \frac{2LM_{\tau 2}}{r_d (a - \gamma_{\tau} h_d) G_a} \tag{3}$$

где a и b — расстояния от центра тяжести автомобиля соответственно до передней и задней осей;

h_d — высота центра тяжести.

Для определения γ_{τ} , $\gamma_{\tau 1}$, $\gamma_{\tau 2}$ при любом значении усилия на педали $P_{пед}$ или в любой момент времени неустановившейся стадии процесса необходимо располагать зависимостями $M_{\tau} = M_{\tau}(P_{пед})$ и $M_{\tau} = M_{\tau}(t)$. Общая формула для определения тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, имеет вид

$$M_{\tau} = K_9 (P_1 + P_2) r_6 \tag{4}$$

где K_9 — коэффициент эффективности;

P_1 и P_2 — приводные силы, действующие на колодки;

r_6 — радиус барабана.

Коэффициент эффективности K_9 зависит от типа и параметров тормозного механизма. Если тормозной механизм выполнен по одной из схем, приведенных на рис. 1, то с высокой степенью точности значения K_9 можно определить по формулам:

схема *a*

$$K_9 = \frac{\mu h}{c' u_1};$$

схема *б*

$$K_9 = \frac{\mu h u_1}{c' (u_1^2 - \mu^2 L_1^2)};$$

$$u_1 = \frac{\cos \beta_1}{2 \cos \sigma_1} \left(\frac{\beta_1}{\sin \beta_1} + \cos 2\sigma_1 \right);$$

$$L_1 = \frac{r_6}{c'} - \mu \cos \frac{\beta_1}{2} \sin \sigma_1,$$

где σ_1 — угол несимметричности накладки самопримной колодки [4].

Формула для суммы приводных сил, реализуемых для создания тормозного момента, имеет вид

$$P_1 + P_2 = \eta_{т.м} i F p \tag{5}$$

где $\eta_{т.м}$ — механический к.п.д. тормозного механизма, учитывающий потери на преодоление сопротивления трения и пружин [5];

i — передаточное число механизма, передающего усилие от силового устройства к колодкам;

F — активная площадь диафрагмы тормозной камеры;

p — давление рабочего тела.

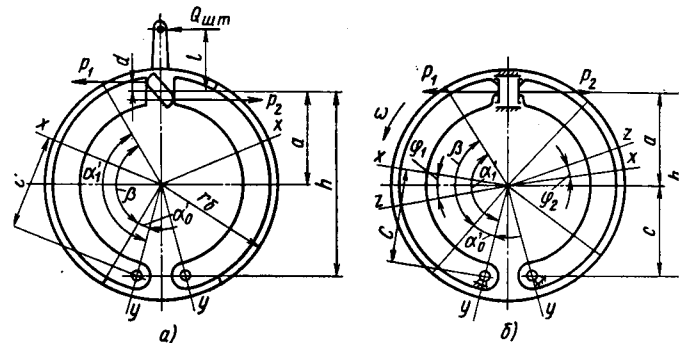


Рис. 1. Схемы тормозных механизмов без самоусиления (а) и с малым самоусилением (б)

Если усилие, развиваемое силовым устройством, передается на колодки непосредственно, то $i=1$. Для тормозного механизма с кулачковым приводом колодок $i = \frac{l}{d}$. В случае, когда для привода колодок применен клиновой механизм с углом скоса клина α , $i = \frac{1}{\tan \alpha}$.

На основании работ [4 и 5] формулы для определения тормозных моментов, создаваемых тормозными механизмами переднего и заднего колес, запишутся в следующем виде:

$$M_{\tau 1} = \eta_{т.м1} K_{91} A_1 P_1;$$

$$M_{\tau 2} = \eta_{т.м2} K_{92} A_2 P_2, \tag{6}$$

где $A_1 = i_1 r_6 F_1$ и $A_2 = i_2 r_6 F_2$.

Для определения давления рабочего тела при любом значении усилия на педали управления основной тормозной системы можно воспользоваться статическими характеристиками элементов привода, примеры которых приведены на рис. 2. Если заданы динамические характеристики привода, т. е. зависимости $p = p(t)$, то можно определить тормозные моменты в любой момент неустановившейся стадии процесса торможения.

Подставляя значения $M_{т1}$ и $M_{т2}$ в равенства (2) и (3) и произведя несложные преобразования, можно получить формулы (6), позволяющие определить удельные тормозные силы при торможении без блокирования колес (см. таблицу). Процесс экстренного торможения двухосного автомобиля может быть разбит на три фазы [2]: движение с незаблокированными колесами, движение с заблокированными колесами одной из осей; движение со всеми заблокированными колесами.

Если действительный коэффициент распределения суммарной тормозной силы β_d больше оптимального β_0 , то первыми блокируются передние колеса. В этом случае

$$P_{т1} = \xi_1 \varphi G_{д1} = \xi_1 \varphi \frac{G_a}{L} (b + \gamma_{т} h_d);$$

$$P_{т2} = \frac{2}{r_d} \gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 P_2,$$

(7)

где ξ_1 — коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента сцепления φ при блокировании колеса.

При $\beta_d < \beta_0$ первыми блокируются колеса задней оси и осевые тормозные силы определяются из выражений

$$P_{т1} = \frac{2}{r_d} \gamma_{т.м} K_{э1} A_1 P_1;$$

$$P_{т2} = \xi_1 \varphi G_{д2} = \xi_1 \varphi \frac{G_a}{L} (a - \gamma_{т} h_d).$$

(7')

С учетом зависимостей (7) и (7') получим формулы (8) и (8') для удельных тормозных сил (см. таблицу).

Для третьей фазы процесса

$$\gamma_{т} = \gamma_{т1} = \gamma_{т2} = \xi_1 \varphi. \quad (9)$$

Предположим, что на все колеса установлены противоблокочные устройства. В случае приближения тормозных моментов к предельным по условию сцепления значениям срабатывают эти устройства и тормозной момент начинает

Формулы для определения общей и осевых удельных тормозных сил

Тормозные колеса	Наличие регулятора давления	Наличие противоблокочных устройств	Фазы	$\gamma_{т} = \frac{\sum P_{т}}{G_a}$	$\gamma_{т1} = \frac{P_{т1}}{G_{д1}}$	$\gamma_{т2} = \frac{P_{т2}}{G_{д2}}$	№ формулы
+	-	-	1	$\gamma_{т} = \frac{2(\gamma_{т.м1} K_{э1} A_1 P_1 + \gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 P_2)}{r_d G_a}$	$\gamma_{т1} = \frac{2\gamma_{т.м1} K_{э1} A_1 P_1}{r_d b G_a + 2h_d (\gamma_{т.м1} K_{э1} A_1 P_1 + \gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 P_2)}$	$\gamma_{т2} = \frac{2\gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 P_2}{r_d a G_a - 2h_d (\gamma_{т.м1} K_{э1} A_1 P_1 + \gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 P_2)}$	6'
+	-	-	2 при $\beta_d > \beta_0$	$\gamma_{т} = \frac{\xi_1 \varphi r_d + b G_a + 2\gamma_{т.м2} K_{э2} L A_2 P_2}{r_d G_a (L - \xi_1 \varphi h_d)}$	$\gamma_{т1} = \xi_1 \varphi$	$\gamma_{т2} = \frac{2\gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 (L - \xi_1 \varphi h_d) P_2}{r_d G_a (a - \xi_1 \varphi h_d) - 2h_d \gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 P_2}$	8
+	-	-	2 при $\beta_d < \beta_0$	$\gamma_{т} = \frac{\xi_1 \varphi r_d G_a + 2\gamma_{т.м1} K_{э1} L A_1 P_1}{r_d G_a (L + \xi_1 \varphi h_d)}$	$\gamma_{т1} = \frac{2\gamma_{т.м1} K_{э1} A_1 (L + \xi_1 \varphi h_d) P_1}{r_d G_a (b + \xi_1 \varphi h_d) + 2h_d \gamma_{т.м1} K_{э1} A_1 P_1}$	$\gamma_{т2} = \xi_1 \varphi$	8'
+	-	+	3	$\gamma_{т} = \gamma_{т1} = \gamma_{т2} = \xi_1 \varphi$	-	-	-
+	-	+	1-3*	-	-	-	-
+	+	-	1	$\gamma_{т} = \gamma_{т1} = \gamma_{т2} = \frac{2(\gamma_{т.м1} K_{э1} A_1 P_1 + \gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 P_2)}{r_d G_a}$	-	-	9
+	+	-	2	$\gamma_{т} = \gamma_{т1} = \gamma_{т2} = \xi_1 \varphi$	-	-	-
+	-	-	1	$\gamma_{т} = \frac{2\gamma_{т.м1} K_{э1} A_1 P_1}{r_d G_a}$	$\gamma_{т1} = \frac{2\gamma_{т.м1} L K_{э1} A_1 P_1}{r_d b G_a + 2\gamma_{т.м1} h_d K_{э1} A_1 P_1}$	$\gamma_{т2} = 0$	10
+	-	-	2	$\gamma_{т} = \frac{\xi_1 \varphi b}{L - \xi_1 \varphi h_d}$	$\gamma_{т1} = \xi_1 \varphi$	$\gamma_{т2} = 0$	-
-	-	-	1	$\gamma_{т} = \frac{2\gamma_{т.м2} K_{э2} A_2 P_2}{r_d G_a}$	$\gamma_{т1} = 0$	$\gamma_{т2} = \frac{2\gamma_{т.м2} L K_{э2} A_2 P_2}{r_d a G_a - 2\gamma_{т.м2} h_d K_{э2} A_2 P_2}$	10'
-	-	-	2	$\gamma_{т} = \frac{\xi_1 \varphi a}{L + \xi_1 \varphi h_d}$	$\gamma_{т1} = 0$	$\gamma_{т2} = \xi_1 \varphi$	-

* формулы (6) — (8) с заменой коэффициента ξ_1 на коэффициент ξ_2 .

колебаться около некоторого среднего значения. Критерием эффективности такого импульсного торможения является отношение

$$\xi_2 = \frac{M_{\tau \text{ ср}}}{M_{\tau \text{ max}}}$$

тормозных сил при наличии противоблокировочных устройств необходимо в формулах (8) и (8') заменить коэффициент ξ_1 на коэффициент ξ_2 . Если в тормозной привод введен регулятор,

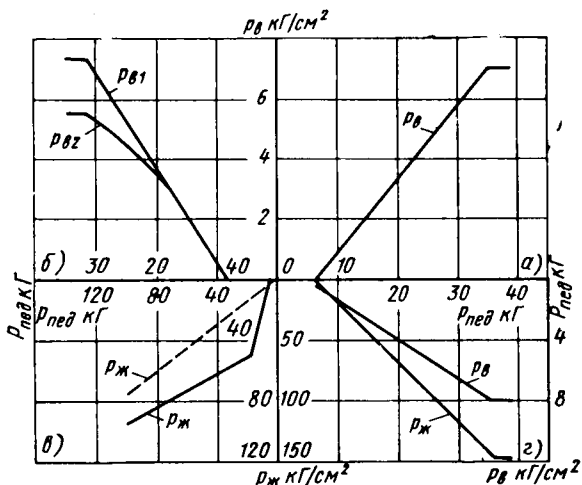


Рис. 2. Статические характеристики элементов тормозного привода:

а — тормозного крана; б — системы тормозной кран — регулятор, включенный в заднюю ветвь; в — системы главный цилиндр — гидраввакуумный усилитель; г — пневмогидравлический цилиндр (штриховая линия — при отсутствии вакуума или давления воздуха)

обеспечивающий оптимальное распределение суммарной тормозной силы, то процесс торможения двухфазный и формулы для определения удельных тормозных сил принимают вид формулы (9).

На рис. 3 приведены графики зависимостей $\gamma_{\tau} = \gamma_{\tau}(P_{\text{пед}})$; $\gamma_{\tau 1} = \gamma_{\tau 1}(P_{\text{пед}})$ и $\gamma_{\tau 2} = \gamma_{\tau 2}(P_{\text{пед}})$ для различных вариантов тормозной системы. Располагая этими графиками, можно оценить эффективность тормозной системы при различных усилиях на педали (1—3 — фазы). Для определения возможности и последовательности блокирования колес на оси удельных тормозных сил откладывается заданное значение коэффициента сцепления и через полученную точку проводится линия, параллельная оси абсцисс. Абсцисса первой точки пересечения этой линии с графиками изменения осевых удельных тормозных сил по усилию на педали или во времени определяет, колеса какой из осей блокируются первыми и при каком усилии на педали или в какой момент времени неустановившейся стадии процесса происходит блокирование.

Одним из направлений совершенствования конструкций автомобилей является повышение легкости управления и обеспечение такой чувствительности к управлению, при которой водитель сможет наиболее точно корректировать направление и скорость движения. К измерителям этих свойств относятся:

- 1) усилие, которое необходимо приложить к педали для получения удельной тормозной силы, соответствующей максимальной замедлению, регламентируемому стандартом или отраслевой нормалью;
- 2) отношение приращения удельной тормозной силы к приращению усилия на педали.

Рассматриваемые графики позволяют оценить тормозную систему и с этих позиций.

В настоящее время все автомобили имеют разделенный привод, причем остаточная эффективность относится к числу регламентируемых параметров. Если разделение осуществлено по осям, то при выходе из строя одной из ветвей удельные тормозные силы определяются по формуле (10) или (10').

Отношение удельных энергонагруженностей тормозных механизмов колес разных осей значительно влияет на стабильность

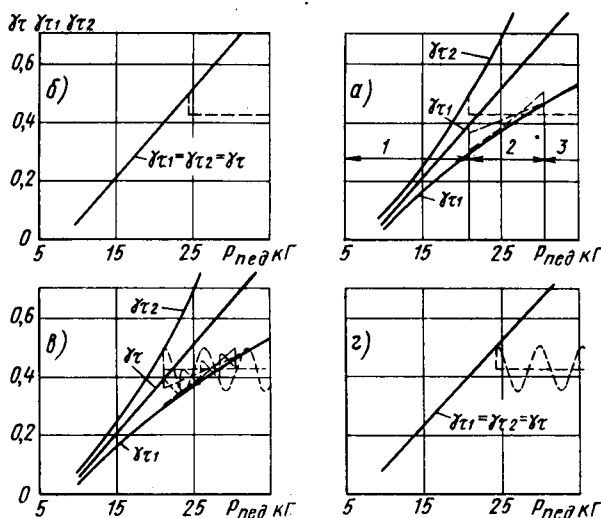


Рис. 3. Тормозные характеристики автобуса ЛиАЗ-677:

а — без регулятора и противоблокировочных устройств; б — с идеальным регулятором; в — с противоблокировочным устройством; г — с противоблокировочным устройством и идеальным регулятором

отношения удельных тормозных сил. В работе [5] было показано, что

$$\frac{e_3}{e_n} = \frac{(1 - \beta_d) \beta_F}{\beta_d (1 - \beta_F)}$$

где e_n и e_3 — удельные энергонагруженности тормозных механизмов соответственно передних и задних колес;

β_F — коэффициент распределения площади фрикционных накладок.

Коэффициент распределения суммарной тормозной силы

$$\beta_d = \frac{P_{\tau 1}}{P_{\tau}} = \frac{b + \gamma_{\tau} h_d}{L} \cdot \frac{\gamma'_{\tau}}{\gamma_{\tau}} = \beta_0 \frac{\gamma_{\tau 1}}{\gamma_{\tau}}$$

где $\beta_0 = \frac{b + \gamma_{\tau} h_d}{L}$ — оптимальный коэффициент распределения суммарной тормозной силы.

Формулы (11) и (12) позволяют построить графики, иллюстрирующие зависимость β_d и $\frac{e_3}{e_n}$ от удельной тормозной силы, а следовательно, от усилия на педали.

Зависимости $\gamma_{\tau}(P_{\text{пед}})$, $\gamma_{\tau 1}(P_{\text{пед}})$ и $\gamma_{\tau 2}(P_{\text{пед}})$ совместно с зависимостями $\beta_d(\gamma_{\tau})$ и $\frac{e_3}{e_n}(\gamma_{\tau})$ представляют собой статическую тормозную характеристику автомобиля, а зависимости $\gamma_{\tau}(t)$, $\gamma_{\tau 1}(t)$ и $\gamma_{\tau 2}(t)$ совместно с зависимостями $\beta_d(\gamma_{\tau})$ и $\frac{e_3}{e_n}(\gamma_{\tau})$ — динамическую тормозную характеристику автомобиля.

На рис. 4 приведены статические тормозные характеристики автобуса ЛиАЗ-677. Анализируя такие характеристики, можно оценить:

- 1) номинальную эффективность тормозной системы, измерителем которой является номинальная удельная тормозная сила $\gamma_{\tau н}$ (удельная тормозная сила при регламентируемом давлении рабочего тела);
- 2) возможность и последовательность блокирования колес при любом значении коэффициента сцепления с выделением диапазона значений усилия на педали, в пределах которого автомобиль движется с заблокированными колесами одной из осей;

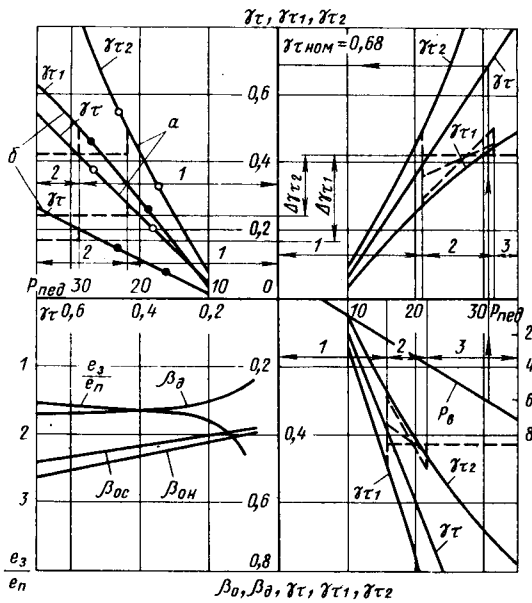


Рис. 4. Статические тормозные характеристики автобуса ЛиАЗ-677:

а — торможение тормозными механизмами колес задней оси; б — торможение тормозными механизмами колес передней оси

3) степень снижения эффективности торможения при выходе из строя одной из ветвей, измерителем которой является коэффициент K_τ , определяемый из выражений:

при торможении только задними тормозными механизмами

$$K_\tau = 1 - \frac{\Delta\gamma_{\tau 1}}{\gamma_\tau}$$

при торможении только передними тормозными механизмами

$$K_\tau = 1 - \frac{\Delta\gamma_{\tau 2}}{\gamma_\tau}$$

4) легкость управления, измерителем которой является усилие на педали, соответствующее регламентированному замедлению;

5) чувствительность к управлению, измерителем которой является отношение $\frac{\Delta\gamma_\tau}{\Delta P_{\text{пед}}}$;

6) отношение удельных энергонагруженностей тормозных механизмов, влияющее на стабильность выходных показателей тормозной системы.

Опыт, накопленный нами, показывает, что путем построения и анализа тормозных характеристик можно выявить влияние различных факторов на выходные показатели тормозных систем и сравнивать различные автомобили по комплексу параметров, значительно влияющих на динамику торможения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. Развитие конструкций автомобилей. Вып. 10. Машгиз, 1952.
2. Гредескул А. Б. и др. Исследование динамики торможения автомобиля. Харьков. Изд-во Харьковского университета, 1962.
3. Генбом Б. Б. и др. Труды ГСКБ по автобусам. Вып. 2. Львов, 1970.
4. Генбом Б. Б. и др. «Автомобильная промышленность», 1971, № 4.
5. Генбом Б. Б. и др. «Автомобильная промышленность», 1969, № 5.

УДК 629.113.011

Регулирование крутильной жесткости рам автомобиля

Кандидаты техн. наук М. Н. ЗАКС, В. Н. БЕЛОКУРОВ

Мытищинский машиностроительный завод, Завод-втуз при Московском автозаводе им. Лихачева

КОНСТРУКТИВНАЯ схема узла прямоугольной рамы из тонкостенных открытых профилей, названная «мягким узлом», при которой стержни рамы работают в условиях чистого кручения, а жесткость самой рамы при кручении в несколько раз уменьшилась по сравнению с жесткостью рамы с обычной конструкцией узла, рассмотрена в работе [1]. Малая жесткость рамы желательна при работе в условиях вынужденных деформаций, вследствие чего уменьшается ее напряженное состояние. Однако малая жесткость рамы не всегда удовлетворяет конструкцию автомобильной несущей системы в целом, так как может произойти перегрузка агрегатов, установленных на раме, или соединительных элементов, прикрепляющих агрегаты к раме. Поэтому необходимо при проектировании или доводке рамы иметь возможность регулировать ее жесткость.

Рассмотрим влияние на жесткость прямоугольной рамы поворота профиля двутавровой поперечины относительно ее продольной оси. При вертикально расположенных полках поперечины образуется «мягкий узел», когда мера деформации продольной балки $\chi_{\text{л}}$ в узле имеет зависимость с мерой деформации концевого сечения поперечины [1]:

$$\chi_{\text{л}} = -\chi_{\text{п}} \quad (1)$$

Повернем на некоторый угол α профиль поперечины (рис. 1). Примем, что центр профиля концевого сечения лежит на оси симметрии стенки продольной балки, и этот центр примем за начало левосторонней системы координат $Oxyz$, причем ось z направим вдоль рассматриваемой балки.

Для двух близлежащих точек полка концевого сечения поперечины можно записать условие неразрывности перемещений этого сечения и стенки продольной балки, выраженное в равенстве продольных перемещений точек сечения поперечины $u_{\text{п}}$ и поперечных перемещений стенки продольной балки $w_{\text{л}}$ [1].

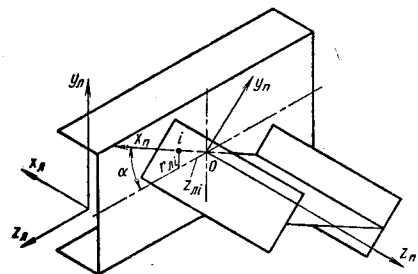


Рис. 1. Узел рамы с повернутой поперечной

Осуществив необходимые преобразования, аналогичные проведенным в работе [1], с учетом геометрических особенностей

рассматриваемого узла и при условии недеформируемости контура поперечины, получим зависимость между χ_{II} и χ_{II} в узле:

$$\chi_{II} = -\chi_{II} \cos 2\alpha. \quad (2)$$

При $\alpha=0$ получим зависимость (1), а при $\alpha=90^\circ$ — равенство мер деформации лонжерона и поперечины при обычной конструктивной схеме узла [2].

Рассмотрим условие неразрывности перемещений между стенкой поперечины и стенкой лонжерона. Запишем это условие для произвольной точки i стенки поперечины (рис. 1)

$$v_{II}(z) - \xi'_{II}(z) x_{Pi} = -\xi_{Li}(z) + \varphi_{Li}(z) r_{Li}, \quad (3)$$

где $v(z)$ — продольные перемещения точки сечения, служащей началом отсчета секториальной координаты;
 $\xi(z)$ — проекция перемещения центра изгиба сечения на ось координат Ox ;

$\varphi(z)$ — угол поворота рассматриваемого сечения относительно центра изгиба;

r — расстояние по вертикали от центра изгиба сечения до рассматриваемой точки.

Для центра профиля (точка O)

$$v_{II} = -\xi_{II}.$$

Вследствие недеформируемости контура поперечины

$$\xi_{Li} = \xi_{II} + \xi'_d z_{Li}; \quad \varphi_{Li} = \varphi_{II} - \chi_{II} z_{Li}; \quad \xi'_d = \text{const},$$

а из геометрических соотношений

$$r_{Li} = z_{Li} \operatorname{tg} \alpha \text{ и } z_{Li} = x_{Pi} \cos \alpha.$$

Эти зависимости подставим в уравнение (3), и после небольших преобразований получим

$$\xi'_d = \xi'_d \cos \alpha - \varphi_{II} \sin \alpha + 0,5 \chi_{II} x_{Pi} \sin 2\alpha. \quad (4)$$

Поскольку все члены этого уравнения, кроме последнего, постоянны для узла, а последний член — величина переменная, зависящая от x_{Pi} , то условие неразрывности может соблюдаться только тогда, когда последний член равен нулю.

Это условие выполняется при $\alpha=0$ или $\alpha=90^\circ$. Такое расположение поперечины уже было рассмотрено в работах [1 и 2]. Это условие также выполняется при $\chi_{II}=0$, а согласно равенству (2) и при $\chi_{II}=0$.

В результате проведенного анализа выявлено, что при углах поворота профиля поперечины, отличных от $\alpha=0$ и $\alpha=90^\circ$, в узле происходит полное запрещение деформации концевых сечений поперечины и лонжерона. Полученный вывод справедлив только при абсолютной недеформируемости контура лонжерона и поперечины.

При небольших значениях угла α за счет местной деформации контура лонжерона узел останется «мягким», жесткость рамы при кручении изменится незначительно. Только в этом случае в зоне местных деформаций контура могут возникнуть значительные напряжения.

Большой поворот профиля поперечины приведет к заметному увеличению жесткости рамы, но в этом случае в зоне местных деформаций контура могут возникнуть высокие значения напряжений, которые приведут к усталостным разрушениям. Поэтому к вопросу увеличения жесткости рамы при кручении за счет поворота профиля поперечины нужно подходить очень осторожно. По мнению авторов, этот способ мало эффективен.

Для подтверждения проведенного анализа испытаны на кручение четыре рамы, у которых размеры продольных и поперечных балок одинаковые. Длина поперечин составляла 600 мм, а длина участков продольной балки между осями поперечин — 710 мм. Размеры профиля продольных балок и профиля поперечин также во всех рамах были одинаковы.

Рамы отличались только положением поперечины относительно осей продольных балок, т. е. углом α (рис. 2).

Для рамы варианта 1 — $\alpha=90^\circ$, варианта 2 — $\alpha=0$, варианта 3 — $\alpha=15^\circ$ и варианта 4 — $\alpha=45^\circ$.

Продольные балки имели Z-образный профиль размером 160×60×5 мм, а поперечины — П-образный размером 100×110×5 мм. Все рамы закручивались моментом $M_{кр} = 2400 \text{ кгсм}$. При этом измерялись угол закручивания рамы на

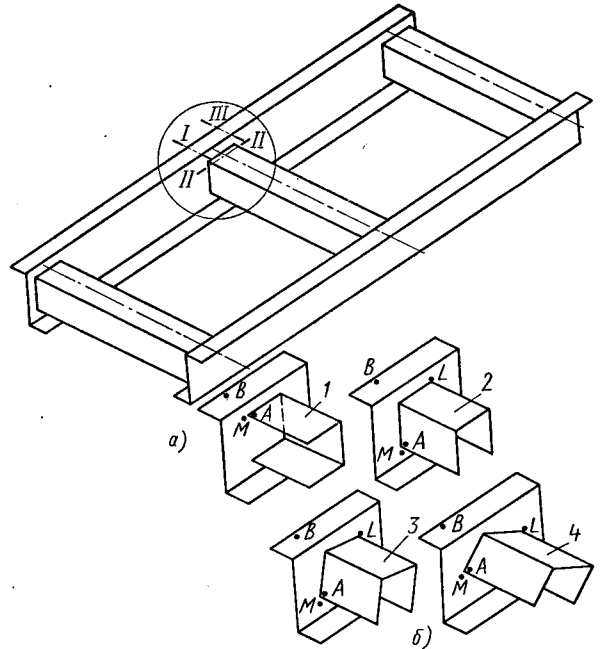


Рис. 2. Варианты конструкции экспериментальной рамы:

а — конструктивная схема; б — варианты узлов (цифры 1—4 соответствуют номерам вариантов)

ее длине 1420 мм, напряжения в сечениях продольной (I—I и III—III) и поперечной (II—II) балок в районе среднего узла и местные напряжения в стенке продольной балки в среднем узле (точки M и L).

Сечение II—II расположено на расстоянии 12—15 мм от стенки продольной балки, а сечения I—I и III—III — на расстоянии 10—12 мм от границ узла (рис. 2).

Розетки (точки M и L) устанавливались с обеих сторон стенки продольной балки на расстоянии примерно 15 мм от

Варианты	Жесткость С рамы при кручении в кг/м/град	Соотношение жесткостей	Расчетная жесткость рамы в кг/м/град и коэффициент связи i^*	Напряжения $\sigma_{\omega} \pm \sigma_{из}$ в кг/см ²		Главные напряжения в стенке продольной балки $\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3$ в кг/см ²	
				в поперечине (точка А)	в продольной балке (точка В)	Точка М	Точка L
1	25,3	1	64,9 0,45	-360±240	145±140	$\sigma_2 = -225; \sigma_3 = -795$ $\sigma_1 = 940; \sigma_2 = 360$	$\sigma_1 = 640; \sigma_2 = 210$ $\sigma_2 = -200; \sigma_3 = -540$
2	4,86	$\frac{C_1}{C_2} = 5,2$	4,22	-15±210	45±10	$\sigma_1 = 25; \sigma_3 = -25$ $\sigma_1 = 60; \sigma_2 = 40$	$\sigma_2 = -30; \sigma_3 = -100$ $\sigma_1 = 70; \sigma_2 = 0$
3	5,05	$\frac{C_1}{C_3} = 5,0$	4,22	-30±200	30±10	$\sigma_1 = 25; \sigma_3 = -35$ $\sigma_1 = 50; \sigma_2 = 5$	$\sigma_1 = 30; \sigma_3 = -95$ $\sigma_1 = 90; \sigma_3 = -35$
4	12,25	$\frac{C_1}{C_4} = 2,06$	67,6 0,15	-115±180	90±20	$\sigma_2 = -20; \sigma_3 = -220$ $\sigma_1 = 195; \sigma_2 = 50$	$\sigma_2 = -215; \sigma_3 = -505$ $\sigma_1 = 530; \sigma_2 = 200$
5**	101,5	$\frac{C_1}{C_5} = 0,25$	104,2	100±280	100±80	$\sigma_1 = 30; \sigma_3 = -260$	$\sigma_2 = -20; \sigma_3 = -220$

* Значения i приведены в знаменателе.
 ** Касательные напряжения τ в поперечине равны 180 кг/см².
 Нормальные напряжения в точке К (рис. 4) равны -765±80 кг/см².

края полки или угла профиля до центра розетки (база тензодатчиков 10 мм).

Результаты измерений приведены в таблице (варианты 1—4). Соотношение жесткостей рам определялось по отношению варианта 1 (обычная конструкция узла) к остальным вариантам. Расчетные жесткости рам вариантов 2 и 3 определялись при условии работы каждого стержня на чистое кручение.

Расчетная жесткость рамы варианта 1 определялась при условии равенства мер деформации в узле ($\chi_{пр} = \chi_{поп}$), а расчетная жесткость рамы варианта 4 определялась при условии полного запрещения деформации в узлах ($\chi_{пр} = \chi_{поп} = 0$). Эти величины представлены в числителе.

Вследствие местной деформации стенки продольной балки из своей плоскости жесткость узла уменьшается и возникают дополнительные деформации концевых сечений стержней, сходящихся к узлу. Эти изменения, снижающие жесткость всей рамы, учитываются коэффициентом связи i .

Сравнивая расчетные значения жесткости рамы, подсчитанные при заданной величине коэффициента i по формулам и уравнениям работы [3], с экспериментальными значениями жесткости, можно определить необходимое значение i .

Для точек А и В напряжения измерены в сечениях I—I, II—II и III—III. Бралось средние значения напряжений на обеих полках профиля и показаний сечений I—I и III—III. Нормальные напряжения в каждой точке измерялись как на наружном, так и на внутреннем волокнах полки, и по ним определялись бимоментные напряжения и напряжения от местного изгиба полки $\sigma_{\omega} \pm \sigma_{из}$.

Знаки средних значений напряжений определялись знаками напряжений в точках А (сечение II—II) и В (сечение I—I), приведенных на рис. 2.

В таблице представлены средние значения измеренных напряжений, приведенные к одному углу закручивания — углу закручивания рамы варианта 1.

По данным розеток в точках М и L определялись главные напряжения $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. Измерения осуществлялись с обеих сторон стенки.

В числителе приведены значения главных напряжений на внутренней стороне стенки, а в знаменателе — на наружной стороне. Все величины напряжений приведены к одному углу закручивания рам — рамы варианта 1.

Анализ данных таблицы показывает, что при повороте профиля поперечины увеличивается жесткость рам, одновременно увеличивается и напряженное состояние узла, особенно изгиб стенки продольной балки. Вследствие этого изгиба расчетные жесткости рам вариантов 4 и 1 в несколько раз отличаются от действительных, величина коэффициента связи i значительно меньше единицы. За счет большего влияния изгиба стенки действительная жесткость рамы варианта 4 меньше жесткости рамы варианта 1, при этом напряжения в стенке продольной балки варианта 4 значительно выше, чем в поперечине, т. е. стенка стала самым напряженным местом узла. По сравнению с вариантом 2 (самая мягкая рама) максимальные напряжения в стенке продольной балки варианта 4 увеличились более чем в 5 раз, а жесткость при кручении увеличилась только в 2,5 раза. Следовательно, такой метод увеличения жесткости рам малоэффективен.

Небольшой поворот профиля поперечины (вариант 3) практически не сказался ни на жесткости рамы, ни на ее напряженном состоянии.

Выл предложен другой способ увеличения жесткости рам при кручении, связанный с увеличением жесткости только поперечин путем закрытия контура на определенном участке поперечины. В зоне соединения с продольными балками поперечина обязательно должна иметь открытый контур, а узел — схему «мягкого узла».

Поскольку при кручении рамы малонапряженной зоной обычно является средняя часть поперечины, то закрытый участок целесообразно иметь в этой зоне. Закрытый участок многократно повышает жесткость поперечины, а следовательно, и всей рамы. Такие участки можно создать во всех поперечинах или в части из них в зависимости от необходимости увеличения жесткости рамы. Естественно, что в месте перехода открытого участка поперечины к закрытому возникнут значительные бимоментные напряжения, поэтому этот переход должен быть плавным, чтобы уменьшить концентрацию напряжений.

Жесткость поперечины с закрытым участком в средней части (рис. 3) можно приближенно определить по следующей

формуле, считая, что в узлах рамы бимомент равен нулю, а на границе закрытого участка мера деформации равна нулю:

$$C_{поп} = \frac{1}{\frac{n}{G\bar{J}_{кр}} + \frac{2l^3}{EJ_{\omega}} \left(\frac{1}{d} + \frac{g^2}{e} \right)}, \quad (5)$$

где n — длина закрытого участка с моментом инерции при кручении $\bar{J}_{кр}$;

l — длина открытого участка с секторальным моментом инерции;

d, e, g — коэффициенты, зависящие от величины изгибно-крутильной характеристики открытого участка k [2].

Поскольку длина открытого участка получается обычно небольшой, то величина $k \leq 0,5$.

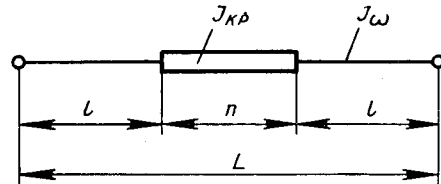


Рис. 3. Расчетная схема поперечины с закрытым участком

Тогда формулу (5) можно упростить:

$$C_{поп} = \frac{1}{\frac{n}{G\bar{J}_{кр}} + \frac{2l^3}{3EJ_{\omega}}}. \quad (6)$$

Приведенный момент инерции всей поперечины при кручении

$$J_{пр} = \frac{L}{\frac{n}{\bar{J}_{кр}} + \frac{l^3}{3,75J_{\omega}}}, \quad (7)$$

где $L = 2l + n$ — длина поперечины.

Для изучения рассмотренного вопроса среднюю часть всех поперечин рамы варианта 2 закрыли пластинками, превратив одну треть длины поперечины в закрытый участок (рис. 4). Новая рама (вариант 5) также закручивалась крутящим моментом $M_{кр} = 2400$ кгс.м. Жесткость рамы и ее напряженное

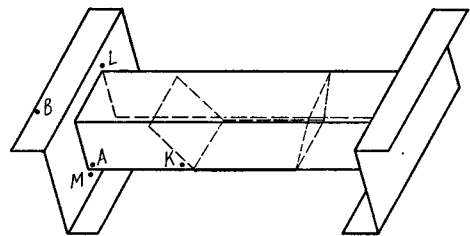


Рис. 4. Конструктивная схема поперечины экспериментальной рамы с закрытым участком (вариант 5)

состояние около среднего узла (аналогично предыдущим рамам) и в месте перехода к закрытому участку (рис. 4, точка К) приведены в таблице.

Дополнительно измерялись с помощью розетки тензодатчиков касательные напряжения τ в закрытом участке. Напряжения в стенке продольной балки (точки М и L) измерялись только на внутренней стороне. Сечение по точке К находилось на расстоянии 20 мм от края замыкающей пластины. Значения напряжений, представленные в таблице, приведены к углу закручивания рамы варианта 1. Жесткость поперечин рассчитывалась по формуле (6) при $n = 200$ мм, а жесткость продольных балок принималась равной жесткости при чистом кручении.

Жесткость новой рамы оказалась в 4 раза больше, чем жесткость рамы варианта 1, и в 21 раз, чем рамы варианта 2,

Наибольшие напряжения возникли в поперечине около закрытого участка (точка K). Район узла менее напряженный, чем в раме варианта 1, несмотря на большую жесткость новой рамы.

Таким образом, введение в среднюю часть поперечин рамы с «мягкими» узлами закрытого участка позволило в несколько раз увеличить ее жесткость. При этом поперечная и продольная балки в районе узла остались относительно мало напряженными.

Повысить жесткость средней части поперечин при кручении можно не только созданием закрытого участка, но и другими видами противокрутильных связей, например, предложенными в работах [4 и 5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Закс М. Н., Белокуров В. Н. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.
2. Закс М. Н. «Автомобильная промышленность», 1964, № 4.
3. Акимов А. Г., Закс М. Н., Мелик-Саркисянц А. С. Саморазружающийся автотранспорт. Изд-во «Машиностроение», 1965.
4. Хертель Г. Тонкостенные конструкции. Изд-во «Машиностроение», 1965.
5. Реут В. И. «Известия АН СССР. Отделение технических наук», 1956, № 9.

УДК 629.118.7

Методика расчета крестообразной сцепки автопоезда при криволинейном движении

В. И. ПРИХОДЬКО

Кременчугский автозавод

В ОПРОСУ расчета крестообразной сцепки и вписываемости автопоездов при криволинейном движении посвящен ряд работ [1—3].

Наиболее полным в настоящее время следует признать метод расчета, предложенный В. П. Ляхно [2], справедливый, однако, для случая, когда оси шкворня дышла и балансирной тележки совпадают.

При проектировании перспективного длиннобазного автопоезда на Кременчугском автозаводе были выведены уравнения, позволяющие рассчитывать крестообразные сцепки с любым взаимным расположением звеньев. Такая сцепка должна обеспечить определенность траектории движения роспуска, что достигается постоянным натяжением управляющих тросов. При движении автопоезда по прямой смещение в плане продольных осей тягача и прицепа должно отсутствовать, т. е. $\Delta R=0$ при $R_2=R_3=\infty$. Во время движения на повороте смещение траекторий середин осей балансирных тележек прицепа и тягача должно быть минимальным и положительным, т. е. траектории движения прицепа необходимо отклоняться по отношению к траектории движения балансирной тележки тягача во внешнюю сторону. Смещение продольной оси тележки прицепа при этом не должно превышать величину смещения середины передней оси тягача.

Рассмотрим кинематику установившегося кругового движения автопоезда при следующих допущениях:

1. Боковой увод и проскальзывание эластичных шин не учитывается в связи с небольшими скоростями на повороте.
2. Мгновенный центр поворота автопоезда лежит в точке пересечения поперечных осей балансирных тележек тягача и прицепа.
3. Длина тросов крестообразной сцепки постоянна.
4. База крестообразной сцепки L может меняться в известных пределах.
5. Зазоры в шарнирах крепления дышла и тросов отсутствуют.

Шарнирное соединение тягача с дышлом прицепа расположено на расстоянии c от середины балансирной тележки. Примем c положительным, если шарнир находится за балансирной тележкой, и отрицательным — если смещен вперед по отношению к оси балансира (рис. 1).

Расстояние между точками крепления тяговых тросов крестообразной сцепки DF обозначим b_1 и назовем шириной тяговой балки тягача. Смещение h тяговой балки тягача положительно, если балка находится за шарниром автомобиля и дышла, и отрицательно — если впереди него.

Расстояние d на прицепе от шкворня дышла до поперечной оси балансирной тележки положительно, если шкворень расположен за осью тележки, и отрицательно — если перед ней. Смещение f тяговой балки шириной b_2 положительно, если она расположена спереди по отношению к поперечной оси балансирной тележки прицепа, и отрицательно — если сзади.

Из рис. 1 с учетом сделанных допущений можно вывести уравнение для определения смещения траектории прицепа-роспуска

$$\Delta R = R_3 - R_2, \quad (1)$$

$$\Delta R = \frac{1}{\sin \alpha} [a (\cos \beta - \cos \gamma) + (c + h - f) (1 - \cos \alpha)], \quad (2)$$

где

$$a = \sqrt{(L_0 - h - d - f)^2 + 0,25 (b_1 + b_2)^2 - 0,25 (b_1 \cos \beta + b_2 \cos \gamma)^2}. \quad (3)$$

Поскольку из уравнения (2) непосредственно не следует, при каких значениях параметров крестообразной сцепки сме-

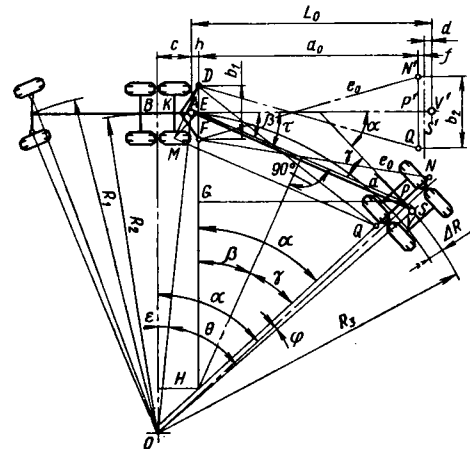


Рис. 1. Схема расчета крестообразной сцепки автопоезда для случая $\Delta R \neq 0$, $\Delta L \neq 0$ и c, h, d, f больше нуля

шение ΔR отсутствует, необходимо найти зависимости между параметрами крестообразной сцепки

$$\gamma = \alpha - \beta. \quad (4)$$

Из треугольника DEM (рис. 1) имеем

$$0,5 b_1 \sin \beta = 0,5 b_2 \sin \gamma, \quad (5)$$

подставив уравнение (4) в выражение (5), получим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b_2 \sin \alpha}{b_1 + b_2 \cos \alpha}. \quad (6)$$

При прямолинейном движении база крестообразной сцепки

$$L_0 = a_0 + h + d + f, \quad (7)$$

во время поворота

$$L = \frac{1}{\cos \tau} [h + a \cos \beta + (f + d) \cos \alpha]. \quad (8)$$

Угол поворота дышла

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{a \sin \beta + (f + d) \sin \alpha}{h + a \cos \beta + (f + d) \cos \alpha}. \quad (9)$$

Обозначив расчетный радиус поворота тягача и прицепа соответственно R_{2p} и R_{3p} , при которых смещение траектории прицепа равно ΔR_p , изменение базы крестообразной сцепки $\Delta L = 0$ и расстояние между тяговыми балками автомобиля и прицепа равно a_p , находим из уравнения (3) ширину b_1 тяговой балки тягача с учетом, что $a = a_p$:

$$b_1 = \frac{a_p^2 - a_0^2}{0,5 b_2 (1 - \cos \alpha)}, \quad (10)$$

где

$$a_p^2 = (R_{3p} \sin \alpha - c - h - f \cos \alpha)^2 + (R_{2p} - R_{3p} \cos \alpha - f \sin \alpha)^2. \quad (11)$$

Угол поворота балансирных тележек тягача и прицепа

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{c}{R_{2p}} + \operatorname{arccos} \frac{R_{2p}^2 + c^2 + R_{3p}^2 + d^2 - L_0^2}{2 \sqrt{(R_{2p}^2 + c^2)(R_{3p}^2 + d^2)}} - \operatorname{arctg} \frac{d}{R_{3p}}. \quad (12)$$

Так как в уравнение (10) входит смещение тяговой балки тягача h в скрытом виде через уравнения (7) и (11), которое также является неизвестной величиной, то найдем второе уравнение для определения b_1 . Определим угол β через R_{2p} и R_{3p} :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{R_{2p} - R_{3p} \cos \alpha - f \sin \alpha}{R_{2p} \sin \alpha - c - h - f \cos \alpha}. \quad (13)$$

Приравняв правые части уравнения (7) и (14) и решая их относительно b_1 , получим

$$b_1 = b_2 \frac{R_{3p} - R_{2p} \cos \alpha - (c + h) \sin \alpha}{R_{2p} - R_{3p} \cos \alpha - f \sin \alpha}. \quad (14)$$

Решая уравнения (11) и (15) с учетом выражений (8) и (12), производя преобразования, получим формулу для определения смещения тяговой балки тягача

$$h = \frac{AB - CD}{ED + AF}, \quad (15)$$

где $A = b_2^2 (1 - \cos \alpha)$;

$$B = R_{3p} - R_{2p} \cos \alpha - c \sin \alpha;$$

$$C = 4(c \cos \alpha - d - R_{2p} \sin \alpha + L_0)(f + d);$$

$$D = R_{2p} - R_{3p} \cos \alpha - f \sin \alpha;$$

$$E = 4[c + L_0 - R_{3p} \sin \alpha - f(1 - \cos \alpha) - d]; \quad F = \sin \alpha.$$

Задаваясь радиусами поворота тягача R_{2p} и прицепа R_{3p} , шириной тяговой балки b_2 , ее расположением f и положением шкворня дышла на роспуске d , по заданным параметрам автопоезда c и L_0 можно определить, используя формулу (12), угол α , по формуле (15) — смещение h и по формуле (14) — ширину b_1 тяговой балки тягача.

Методика определения смещений ΔR траектории прицепа при промежуточных значениях угла α поворота продольной оси прицепа заключается в том, что, задаваясь значением α , определяют из выражений (6) и (4) углы β и γ . Подставляя последние в выражения (3) и (2), определяем a и ΔR .

В соответствии с предложенной методикой были рассчитаны параметры крестообразной сцепки и построены кривые. Ана-

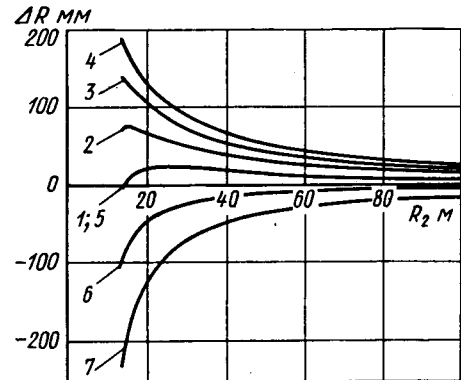


Рис. 2. Влияние изменения длины дышла L_0 и b_1 на смещение колеи прицепа относительно тягача ΔR при различных параметрах:

1, 2, 3, 4 — $h = 243$ мм, $b_1 = 1470$ мм, $b_2 = 2000$ мм, $c = 1525$ мм, $d = -150$ мм, $f = 100$ мм; 5, 6, 7 — $h = 256$ мм, $b_1 = 1340$ мм, $b_2 = 2000$ мм, $c = 1525$ мм, $d = -150$ мм, $f = 100$ мм (для кривых 1 и 7 — $L = 10150$ мм, для 2 и 6 — $L = 9150$ мм, для 3 и 5 — $L = 8150$ мм, для 4 — $L = 7150$ мм)

лиз кривых, изображенных на рис. 2, показывает, что, поскольку расстояние между тележками тягача и прицепа меняется в пределах от 9 до 12 м, за проектный вариант следует принять расчетные параметры h и b_1 , соответствующие наибольшей базе — 12 м. Тогда смещение ΔR будет положительным и ширина габаритного коридора при повороте определится траекторией движения тягача.

Предложенная методика проверена экспериментом на масштабном макете и подтвердила правильность сделанных допущений. Результаты расчета использованы при проектировании семейства перспективных длиннобазных автопоездов Кременчугского автозавода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коган Ю. А. «Автомобиль», 1951, № 9.
2. Лахно В. П., Лахно Р. П. Автомобильные лесовозные поезда. Гослесбумиздат, 1962.
3. Шиклов Е. «Автомобиль», 1953, № 2.

Стенд для экспериментального исследования рулевого привода

Д-р техн. наук В. А. ИЛАРИОНОВ, Ц. П. МЕРДЖАНОВА, П. З. ДАНЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт, Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт по электро- и мотокарам (Народная Республика Болгария)

В НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОМ и проектно-конструкторском институте по электро- и мотокарам развернуты работы по исследованию и перспективному проектированию автопогрузчиков. Рассмотрим результаты экспериментальных испытаний рулевого привода.

У порожнего погрузчика центр тяжести расположен выше опорной плоскости и ближе к управляемому мосту. У нагруженного погрузчика в транспортном положении центр тяжести расположен дальше от управляемого моста. Благодаря этому сильно меняется значение вертикальных реакций дороги, действующих на колеса управляемого и ведущего мостов.

Величина вертикальных реакций в порожнем и нагруженном состоянии погрузчика изменяется. У автомобилей это соотношение составляет 1,5—2. Перегрузка управляемого моста затрудняет управление погрузчиком, предъявляет повышенные требования к прочности и надежности рулевого привода. У всех погрузчиков (кроме специальных) управляемым является задний мост, что усложняет проектирование и компоновку рулевого привода вследствие большого расстояния от места водителя до управляемого моста. Пространство между ними занято другими агрегатами, поэтому продольная рулевая тяга оформляется в виде пространственного механизма, расположенного в двух плоскостях.

Требование высокой маневренности, предъявляемое к автопогрузчикам, диктует им также необходимость двигаться с минимальными радиусами поворота (менее 1 м). Для выполнения этого условия углы поворота управляемых колес должны составлять 85° по сравнению с 30—35° у автомобиля.

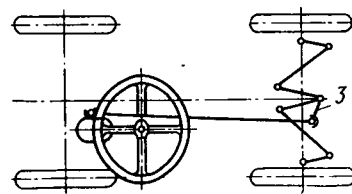
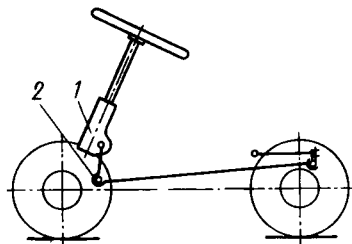


Рис. 1. Схема рулевого привода погрузчика

Кинематический анализ трапеции показал, что ее работа описывается сложными уравнениями, непосредственное использование которых для выбора оптимальных размеров звеньев затруднено.

Для экспериментального исследования рулевого управления погрузчиков и других колесных транспортных средств был спроектирован и построен стенд со следующими данными:

Грузоподъемность в т	~2
Расстояние между поворотными дисками в мм:	
минимальное	455
максимальное	2000
Цена деления шкалы в град	0,25

За критерии качества рулевого привода принята зависимость между углами поворота внутреннего α и внешнего β (по отношению к центру поворота) управляемых колес

$$\beta = \beta(\alpha).$$

Общий вид стенда показан на рис. 2. В комплект оборудования входят: станина 1, две поворотные площадки 2, токовыпрямители 3 и 4, осциллоскоп 5 и блок потенциометров с тахогенератором 6. На поворотные площадки диаметром 400 мм устанавливаются управляемые колеса исследуемого автомобиля.

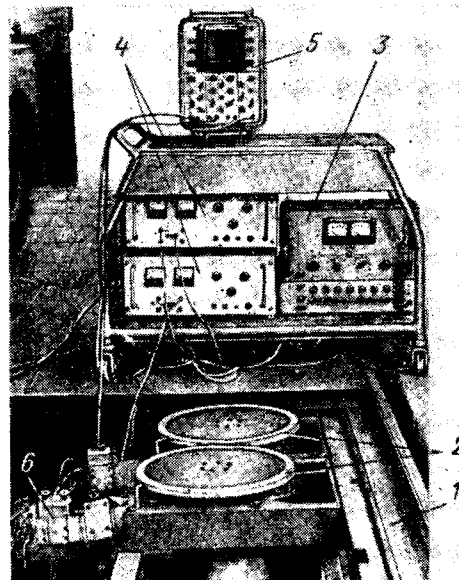


Рис. 2. Общий вид стенда

Каждая поворотная площадка (рис. 3) состоит из диска 1, который соединен с тензоталом 2 с наклеенными на его цилиндрическую поверхность проволочными датчиками для измерения момента электрического тормоза 3, который прикреплен к нижнему фланцу тензотала болтами. Неподвижные диски электромагнитного тормоза соединены с крышкой 4 при помощи нижней части корпуса диска.

Под диском 1 прикреплены также цилиндрические коробки 5 и 6, между которыми установлены подшипники качения 7. К верхней коробке 6 приварены по две несущие балки 8. К нижней балке приварены по две несущие оси с колесами 9. Каждое колесо представляет собой подшипник качения с устройством для регулирования зазора и подачи смазки. Вся эта система составляет верхнюю плоскость продольно (по отношению к продольной оси испытуемой машины) движущейся каретки. Опорными поверхностями колес 9 служат две балки корытного профиля 10, к каждой из которых приварены по две оси с колесами, такого же типа, как колесо 9, что дает возможность поперечно смещать нижнюю каретку.

Поскольку каждый диск может поворачиваться вокруг вертикальной оси, вся система имеет три степени свободы. На цилиндрической поверхности диска 1 нанесена градуированная

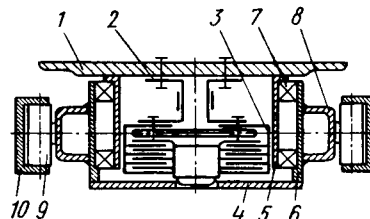


Рис. 3. Схема поворотной площадки

шкала для отсчета углового перемещения управляемых колес погрузчика.

В качестве объекта стендовых испытаний был избран серийно выпускаемый автопогрузчик модели БВ 2733 с основными техническими данными:

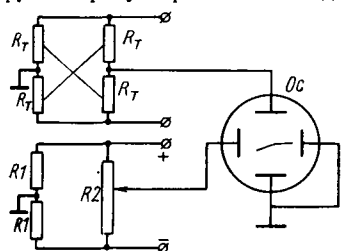
Грузоподъемность в т	3,2
База в мм	1670
Колеса управляемых колес в мм	707
Скорость движения в км/ч	20
Максимальный угол α поворота внутреннего (по отношению к центру поворота) управляемого колеса в град	83

Испытаниям предшествовали предварительные работы с целью наладки стенда и уточнения методики обработки материалов.

Испытуемый погрузчик двигался к стенду собственным ходом, затем с помощью другого погрузчика управляемый мост поднимали на высоту 50—100 мм и медленно опускали управляемые колеса на диски. Управляемые колеса устанавливали в нейтральном положении и фиксировали шкалы на нулевых делениях. Оператор-водитель поворачивал медленно рулевое колесо. Второй оператор, находящийся у стенда, измерял угол поворота внешнего колеса, фиксируя его по показаниям поворотных площадок через каждые 5° угла поворота внутреннего колеса. Потом управляемые колеса возвращали в нейтральное положение и измерение повторяли при движении в обратном направлении.

Кроме визуального наблюдения, углы поворота колес измерялись также при помощи осциллоскопа. Для этого поворотные площадки стенда были связаны нерастяжимыми нитями с потенциометрами, соединенными в мостовую схему, выходной сигнал от которой поступал в осциллоскоп. Применение «запоминающего» осциллоскопа с большим периодом остаточного свечения экрана позволяет наблюдать исследуемую зависимость во всем диапазоне углов поворота.

При измерении момента трения для получения стабильных результатов необходимо было прикладывать к рулевому колесу погрузчика момент определенной величины. Поэтому во время испытаний рулевое колесо поворачивали не вручную, а при помощи электродвигателя, соединенного с рулевым колесом погрузчика редуктором. На выходном валу редуктора наклеены



четыре тензодатчика R_m (рис. 4), образующие мостовую схему. Потенциометры R_1 и R_2 служат для определения угла поворота внутреннего колеса α . Таким об-

Рис. 4. Схема соединения для определения зависимости $M_{p.y} = f(\alpha)$

разом, сигналы, поступающие к усилителю (горизонтальному) осциллоскопа Os давали после преобразования на экране изображение функции $M_{p.y} = f(\alpha)$.

Величина момента $M_{ш}$, создаваемого электротормозом стенда, измерялась тензодатчиками на валу стенда, сигнал от которых, поступая на вертикальный усилитель осциллоскопа, позволял определять величину снимаемого момента $M_{ш}$ также в функции угла α . Сопоставляя значения моментов $M_{p.y}$ и $M_{ш}$, определяли величины момента трения и к.п.д. рулевого управления.

Результаты записываются в типовые карты эксперимента. Эксперимент повторялся не меньше 5 раз. Результаты измерений берутся по среднему арифметическому значению и изображаются графически. Примерный вид графика приведен на рис. 5.

Теоретическое соотношение углов поворота внутреннего α и внешнего β колес определялось по известной формуле

$$\operatorname{ctg} \beta = \operatorname{ctg} \alpha + \frac{B}{L},$$

где B — расстояние между шкворнями в м;
 L — база погрузчика в м.

Результаты этих расчетов показаны линией 1.

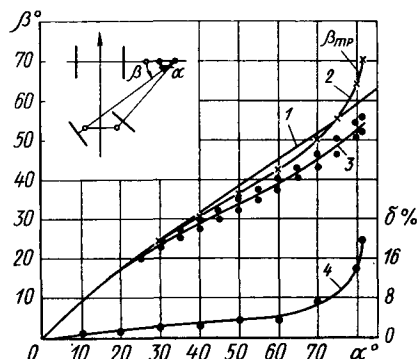


Рис. 5. Соотношения углов поворота и рулевой трапеции:

1 — теоретическое соотношение углов поворота управляемых колес; 2 — расчетная зависимость между углами поворота рулевой трапеции; 3 — соотношение углов поворота в результате испытаний; 4 — относительное отклонение реальной трапеции от расчетной трапеции в процентах

Для одного образца конструированных трапеций был осуществлен кинематический расчет без учета производственных отклонений (линия 2). Результаты экспериментальной проверки изготовленной рулевой трапеции характеризуются линией 3 и точками, соответствующими правому и левому поворотам. Как показывает экспериментальная кривая, испытанная трапеция работает удовлетворительно независимо от направления поворота до $\alpha \approx 65^\circ$. При максимальных углах поворота относительная ошибка δ становится существенной и достигает 20% (кривая 4). Такое значение следует считать удовлетворительным, поскольку в эксплуатационных условиях максимальный угол поворота колес редко превышает 40—50° [3].

ЛИТЕРАТУРА

- Иларионов В. А. Методика расчета рулевой трапеции автобуса. Сборник трудов ГСКБ № 3, Львов, 1971.
- Forkel D. «Deutsche Krafftahrtforschung und Strassenverkehrstechnik», 1961, № 145.
- Иларионов В. А., Мерджанова Ц. П., Стоянов С. П. «Автомобильная промышленность», 1971, № 10.

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

В ближайшее время выходит из печати разработанный НИИТавтопромом справочник по режимам резания под редакцией Ю. В. Барановского (Режимы резания металлов. Справочник. Изд. 3-е переработанное и дополненное. М., «Машиностроение», 1972).

Приобрести книгу можно через магазин № 8 Москниги по адресу: Москва К-31, Пестровка, 15.

Соотношение показателей поперечной статической и динамической устойчивости автомобиля против опрокидывания

Канд. техн. наук П. В. АКСЕНОВ

В СВЯЗИ с ростом скоростей движения автомобилей, повышением их грузоподъемности и грузоместимости при общей тенденции снижения собственного веса, а также с увеличением транспорта на дорогах возникает проблема обеспечения высоких показателей устойчивости как легковых, так и грузовых автомобилей. В теории и расчете в области устойчивости отсутствуют аналитические и экспериментальные методы оценки показателей устойчивости транспортных средств. Этим прежде всего можно объяснить то, что зарубежные и отечественные автозаводы иногда ставят на производство автомобили малоустойчивые в реальных условиях эксплуатации. Такое положение объясняется чрезвычайной сложностью и многообразием явлений, определяющих устойчивое движение автомобиля на дорогах. Известно, что в данном случае приходится рассматривать сложную систему человек — автомобиль — дорога. Каждый элемент этой системы в совокупности имеет большое значение и определяет устойчивость автомобиля. При обычных пробеговых испытаниях новых автомобилей, как правило, два элемента системы человек — дорога положительно действуют на поведение системы с точки зрения устойчивости. Испытания обычно ведут высококвалифицированные, опытные водители. Дорожные условия, чаще повторяющиеся, стандартизованы и хорошо знакомы водителю. Это все иногда приводит к тому, что автомобиль с низкими показателями устойчивости при испытаниях не показывает свои качества и без соответствующих доработок ставится на производство. Его плохая устойчивость проявляется в условиях интенсивной эксплуатации и массового производства. В связи с этим крайне необходимо в настоящее время разработать критерии и методы оценки устойчивости автомобилей как на стадии их проектирования, так и на стадии испытаний.

При испытаниях по методике нормали ОН 025-319-68 в принципе можно получить весь комплекс характеристик устойчивости автомобилей при криволинейном и прямолинейном движении. Однако данная методика не может быть полностью применена для автомобилей большой грузоподъемности. Такие испытания на криволинейных участках являются опасными, поэтому требования по надежности страховочного устройства должны быть очень высокие; причем установка их на автомобили с грузом не всегда возможна и, кроме того, для автомобилей большой грузоподъемности эти страховочные устройства получаются громоздкими. Исключить влияние их на результаты испытаний не всегда представляется возможным.

В связи с созданием специального стенда опрокидывания [1 и 2], позволяющего получить весь комплекс статических характеристик шасси, удалось разработать методику расчетно-статических испытаний шасси на динамическую устойчивость против опрокидывания.

Методика базируется на том положении, что боковая сила в центре тяжести автомобиля, приводящая к потере устойчивости по опрокидыванию, не зависит от условий криволинейного движения. Величина боковой силы в начале опрокидывания не меняется при опрокидывании в различных условиях. Боковая сила начала опрокидывания для данного автомобиля — величина постоянная. При достижении этой силы автомобиль теряет устойчивость. Поэтому боковая сила или пропорциональное ей поперечное ускорение может быть принято в качестве оценочного параметра, характеризующего способность автомобиля противостоять опрокидыванию. Величина боковой силы, приводящей автомобиль к потере устойчивости, может быть с достаточной для практики точностью определена с помощью данных, полученных на стенде опрокидывания.

На рисунке изображена схема сил, действующих на шасси в поперечной плоскости при криволинейном движении и на стенде. На основании схемы для первого этапа опрокидывания на повороте, когда происходит крен поддрессоренной массы в пределах деформации подвески и шин относительно оси крена, проходящей через точку *O* (положение оси крена зависит от типа подвески [2]), можно записать уравнение равновесия от кренящего и восстанавливающего моментов

$$M_B = TH \cos \beta - G_a H \sin \beta,$$

где $M_B = C_\varphi \beta$ — восстанавливающий момент, равный произведению угловой жесткости подвески и шин на угол крена.

Принимая $\sin \beta = \beta$ и $\cos \beta = 1$, так как крен по экспериментальным данным не превышает 8°, можно получить значение угла крена:

$$\beta = \frac{TH}{C_\varphi - G_a H}. \quad (1)$$

Рассматривая равновесие системы относительно оси опрокидывания, проходящей через точку *O*, и учитывая, что в момент

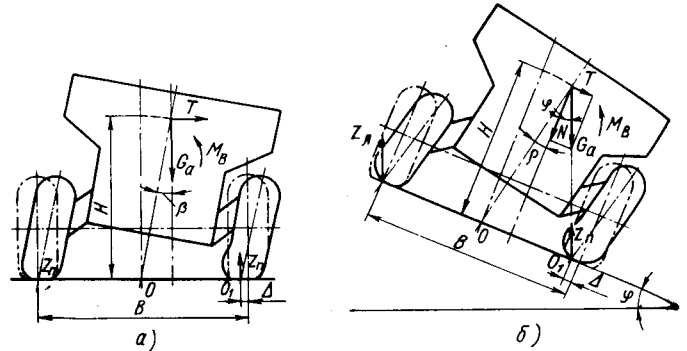


Схема сил, действующих на автомобиль при повороте (а) и на стенде опрокидывания (б)

начала опрокидывания $Z_n = 0$, получим значение боковой силы, при которой автомобиль теряет устойчивость,

$$T_{\max} = \frac{G_a \left(\frac{B}{2} - \Delta - H \sin \beta_{\max} \right)}{H \cos \beta_{\max}}. \quad (2)$$

Решая совместно уравнения (1) и (2), с учетом допущений получим

$$\beta_{\max} = \frac{G_a \left(\frac{B}{2} - \Delta \right)}{C_\varphi}. \quad (3)$$

Аналогично, рассматривая схему б нагружения на стенде опрокидывания, получим выражения для боковой силы и угла крена в момент потери устойчивости

$$T'_{\max} = \frac{G_a \cos \varphi \left(\frac{B}{2} - \Delta' - H \sin \beta'_{\max} \right)}{H \cos \beta'_{\max}}; \quad (4)$$

$$\beta'_{\max} = \frac{G_a \cos \varphi \left(\frac{B}{2} - \Delta' \right)}{C_\varphi}. \quad (5)$$

Приняв равенство деформации шин и углов крена на стенде и при движении на повороте, т. е. $\Delta = \Delta'$; $\beta = \beta'$, получим

$$\frac{T_{\max}}{T'_{\max}} = \frac{1}{\cos \varphi}. \quad \text{Учитывая, что на стенде опрокидывания}$$

$$T'_{\max} = G_a \sin \varphi, \quad \text{получим боковую силу потери устойчивости}$$

$$T_{\max} = G_a \operatorname{tg} \varphi, \quad (6)$$

где φ — угол поперечной статической устойчивости на стенде.

Поперечное ускорение потери устойчивости будет¹

$$W = g \operatorname{tg} \varphi. \quad (7)$$

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных ускорений потери устойчивости по опрокидыванию автомобиля показало, что поперечное ускорение в центре тяжести при повороте имеет переменный колебательный характер. На различных режимах колебания происходят около какой-то средней величины. Экстремальные, кратковременные значения ускорений не определяют устойчивость по опрокидыванию. Устойчивость определяет среднее значение ускорения и боковой силы.

Сопоставление расчетных и средних значений экспериментальных ускорений дает приемлемую для инженерных расчетов сходимость. Отклонения, как правило, не превышали 5%. В таблице приведены данные по расчетно-статическим и динамическим испытаниям некоторых автомобилей.

№ автомобиля	Стеновый угол статической устойчивости	Поперечное ускорение в центре тяжести в м/сек^2	
		по расчетно-статическим испытаниям	по динамическим испытаниям
I	34°26'	6,75	6,7
II	34°30'	6,75	7,0
III	36°	7,13	7,0

Таким образом, угол статической устойчивости, определенный на стенде опрокидывания, может быть принят в качестве

¹ Выполненный анализ для автомобиля, у которого центр крена находится на поверхности дороги, можно провести и для автомобиля с другим положением центра крена, результат расчета будет тот же.

параметра, характеризующего динамическую устойчивость автомобилей. Величина боковой силы или поперечного ускорения, рассчитанная по стеновому углу статической устойчивости, может служить оценочным параметром устойчивости автомобилей. Однако следует отметить, что полученный параметр, хотя и является важнейшей характеристикой машины, полностью не позволяет судить о динамической устойчивости автомобиля в системе человек — автомобиль — дорога. Кроме способности противостоять силам опрокидывания, в данном случае необходимо учитывать, как часто автомобиль может в реальных условиях эксплуатации достигать предельного значения этих сил. В данном случае определяющими являются тягово-динамические показатели автомобиля и характеристики управляемости. Чем выше тягово-динамические показатели и показатели управляемости при равных углах статической устойчивости, тем устойчивость автомобиля на дорогах против опрокидывания ниже. Количественная связь этих показателей пока не установлена. Следовательно, сопоставлять и сравнивать различные автомобили с целью оценки динамической устойчивости против опрокидывания по стеновому углу статической устойчивости можно при условии приблизительно равных тягово-динамических показателей этих автомобилей, т. е. приблизительно равных удельных мощностей, максимальных и средних скоростей и разгонных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксенов П. В., Никандров В. С. «Автомобильная промышленность», 1969, № 7.
2. Аксенов П. В., Никандров В. С., Сергеев В. Н. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.



УДК 621.9.025:669.018.25

Применение резцов из эльбора при тонком точении чугуновых деталей в условиях массового производства

Л. А. БРАХМАН
НИИТавтопром

ТОНКОЕ точение чугуновых деталей в настоящее время осуществляется, как правило, резцами с применением твердого сплава ВКЗМ, со скоростями резания в условиях массово-поточного производства 80—120 м/мин . При таких скоростях резания время тонкого точения некоторых деталей (например, расточки гильз цилиндров) значительно превосходит продолжительность других операций технологического процесса, что приводит к необходимости применять несколько станков на одной операции.

Для повышения производительности операций тонкого точения следует заменить твердый сплав резущей керамкой. Другим эффективным путем решения этой задачи является применение резцов из эльбора.

В НИИТавтопроме проведены сравнительные испытания резцов из эльбора и твердого сплава ВКЗМ при тонком точении автомобильных гильз из серого чугуна СЧ 24-44 с твердостью $\text{HB } 240_{\text{max}}$.

Испытания проводились при постоянной глубине резания $t=0,3 \text{ мм}$ и подаче $S_0=0,074 \text{ мм/об}$. Скорости резания изменялись в пределах 60—390 м/мин . В процессе работы смазочно-охлаждающие жидкости не применялись, испытания проводились до достижения износа по задней поверхности, равного 0,4 мм. Геометрические параметры режущей части резцов указаны в таблице.

Геометрические параметры режущей части	Инструментальный материал	
	ВКЗМ	Эльбор
Перелный угол γ в град	3	—6
Угол наклона режущей кромки λ в град	0	6
Задний угол α в град	8	6
Углы в плане в град:		
φ	75	45
φ_1	10	25
Длина фаски с $\varphi_1=0^\circ$ в мм	—	0,2
Радиус при вершине r в мм	0,25	—

Зависимость стойкости резцов от скорости резания ($T-v$), полученная в результате испытаний, видна из рис. 1: эльбор многократно превосходит по режущим свойствам твердый сплав при высоких скоростях резания ($v=390 \text{ м/мин}$) и уступает ему при низких скоростях ($v=60 \text{ м/мин}$).

При этом стойкость резцов из эльбора при скорости $v=390 \text{ м/мин}$ (если ее измерять числом обработанных деталей) будет превосходить стойкость резцов из сплава ВКЗМ при обычно применяемых скоростях резания $v=80 \text{ м/мин}$ в

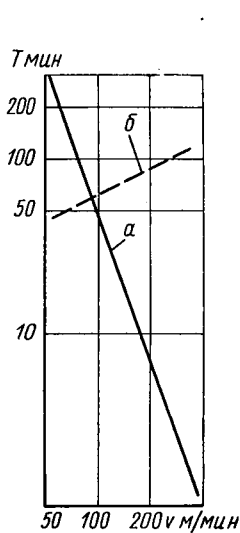


Рис. 1. Зависимость стойкости резцов из твердого сплава ВКЗМ (а) и эльбора (б) от скорости резания при тонком точении серого чугуна СЧ 24-44 ($f=0,3$ мм, $S_0=0,074$ мм/об)

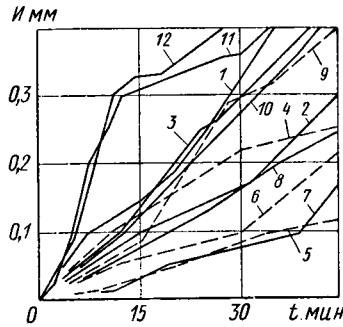


Рис. 2. Динамика износа резцов из эльбора при тонком точении серого чугуна СЧ 24-44 ($f=0,3$ мм, $S_0=0,074$ мм/об, $v=390$ м/мин) (кривые 1—12 соответствуют порядковым номерам инструментов)

5 раз (стойкости резцов, измеряемые временем резания, в том и другом случае одинаковы, а время обработки одной детали при работе эльбором меньше в 5 раз).

Таким образом, замена твердого сплава эльбором создает предпосылки для резкого повышения производительности тонкого точения чугунных деталей. Необходимым условием практической реализации этих предпосылок в условиях автоматизированного массово-поточного производства (автостроения, тракторостроения и др.) является обеспечение требуемой стабильности стойкости инструментов.

Во время исследований, результаты которых приведены на рис. 1, при работе эльбором отмечались случаи, когда стойкость резцов была значительно ниже указанной на графике. В связи с этим проведена дополнительная серия опытов при $v=390$ м/мин, результаты которой приведены на рис. 2: интенсивность износа I различных резцов из эльбора колеблется в широких пределах.

Соответствующие значения стойкости (при износе резцов по задней поверхности, равном $0,4$ мм) составляют 20—140 мин.

Нестабильность значений стойкости принято оценивать по значениям безразмерного показателя — коэффициента вариации $v = \frac{S_T}{\bar{T}}$ (где S_T — среднее квадратичное, а \bar{T} — средне-

арифметическое значения рассеивания). По результатам проведенных испытаний этот показатель $v=0,65$, в то время как при работе твердым сплавом в производственных условиях на операциях точного точения чугунов обычно $v=0,1 \div 0,15$.

Повышенную стабильность стойкости резцов из эльбора является необходимым условием для внедрения этого высокоэффективного инструментального материала в условиях массово-поточного и автоматизированного производства.

УДК 669.113.8.629.113

Технология плавки и термообработки и свойства ковкого чугуна заводских марок для автомобильных отливок

А. М. ФЕДЧЕНКО, канд. техн. наук А. И. ХРАМЧЕНКОВ
Минский филиал НИИТавтопрома

КОВКИЙ чугун широко используется в автомобилестроении для изготовления обширной номенклатуры деталей различного назначения. Из этого материала изготавливаются детали весом от нескольких граммов до десятков килограммов, со стенкой толщиной от 3 до 50 мм. По назначению и конструктивному исполнению всю номенклатуру отливок из ковкого чугуна можно разбить на несколько групп:

- 1) картерно-корпусные детали (картер заднего моста, картер редуктора, картер руля и др.);
- 2) детали агрегатов силовых передач (ступицы колес, чашки дифференциала, тормозные барабаны, тормозные колодки и т. д.);
- 3) кронштейны рессор, кронштейны крепления различных узлов и механизмов;
- 4) крышки, накладки, фланцы, патрубки, штуцера и др.

Первая и вторая группы объединяют наиболее металлоемкие детали с большими перепадами толщин по сечениям. Эти детали в основном испытывают статические нагрузки. Отливки третьей группы в процессе работы подвергаются воздействию динамических нагрузок переменного знака и являются, как и детали второй группы, наиболее нагруженными. К четвертой группе относятся мелкие детали. Важнейшим требованием, предъявляемым к ним, является герметичность.

Подробные сведения по свойствам и назначению ковкого чугуна различных марок приведены в работе [1]. Разберем состояние технологии производства ковкого чугуна на автозаводах и оценим уровень и стабильность механических свойств ковкого чугуна промышленных марок. С этой целью обследованы литейные цехи автозаводов, а также некоторые цехи ковкого чугуна (табл. 1).

Как следует из табл. 1, вся номенклатура деталей из ферритного ковкого чугуна на большинстве автозаводов изготавливается из ковкого чугуна КЧ 35-10. Для номенклатуры Минского автозавода применяется чугун КЧ 37-12, на Запорожском автозаводе «Коммунар» используются две марки чугуна: ферритного класса КЧ 35-10 и перлитного КЧ 50-4. Производ-

ство ковкого чугуна указанных марок осуществляется на базе исходного белого чугуна единого химического состава. Поршни для двигателей ЯМЗ изготавливаются из ковкого чугуна КЧ 55-3 перлитного класса.

Заводы автомобильной промышленности используют для выплавки белого чугуна дулекс-процесс (вагранка—дуговая электропечь). Мощные вагранки производительностью 16—20 т жидкого чугуна в час применяются на ведущих заводах. Литейные цехи ковкого чугуна Запорожского, Ульяновского и Кутаисского автозаводов оснащены вагранками с часовой производительностью 8—12 т.

На всех вагранках используется водяное охлаждение. Как правило, вагранки снабжены одним рядом фурм. Число фурм в ряду колеблется от 6 до 9 шт. Вагранки автозаводов оснащены барабанными копильниками и работают с непрерывным выпуском жидкого металла. Подогрев дутья не производится.

Доводка металла по химическому составу и температуре осуществляется в дуговых электропечах емкостью 9—10 т. На Уральском, Минском, Запорожском автозаводах установлено только по одной дуговой электропечи, емкость которых не обеспечивает необходимой стабильности химического состава. На Кутаисском заводе в качестве агрегатов для доводки и перегрева расплава используются индукционные копильники.

На Волжском автозаводе для выплавки ковкого чугуна применяется дулекс-процесс на базе использования дуговой печи емкостью 40 т для расплавления и двух индукционных миксеров тигельного типа емкостью 23 т каждый для перегрева и доводки.

На заводе «Армалит» (г. Запорожье) белый чугун выплавляется в индукционных печах промышленной частоты ИЧТ-6 и ИЧТ-10, работающих на твердой закалке.

При производстве ферритного ковкого чугуна используют в шихте 12—19,8% литейных чугунов марок ЛКО, ЛК-1, ЛК-2. Уральский автозавод и некоторые другие заводы отказались от использования в шихте литейных чугунов и полностью за-

Таблица 1

Завод	Марка чугуна	Среднее содержание элементов химического состава в %							Механические свойства (средние значения)		
		C	Si	Mn	P	S	Cr	C ₉	σ_B в кг/мм ²	НВ в кг/мм ²	δ в %
„Армалит“ (г. Запорожье)	КЧ 30-5	2,78	1,24	0,42	0,07	0,02	0,07	3,198	32,3	132,6	9,0
Ульяновский автомобильный	КЧ 35-10	2,62	1,22	0,40	0,06	0,11	0,04	3,035	35,2	125,1	13,3
Кутаисский автомобильный	КЧ 35-10	2,61	1,13	0,64	0,03	0,24	0,05	2,994	34,5	126,6	10,0
Запорожский „Коммунар“	КЧ 35-10	2,69	1,10	0,49	0,07	0,18	0,05	3,089	36,6	130,4	13,6
То же	КЧ 55-5	—	—	—	—	—	—	—	56,1	216,0	5,0
Уральский автомобильный	КЧ 35-10	2,60	1,16	0,36	0,07	0,12	0,07	2,905	37,1	126,3	12,4
Московский автомобильный им. Лихачева	КЧ 35-10	2,71	1,11	0,53	0,10	0,18	0,05	3,088	39,0	128,4	14,2
Минский автомобильный	КЧ 37-12	2,57	1,25	0,10	0,05	0,10	0,05	2,990	42,2	133,2	13,3
Горьковский автомобильный	КЧ 35-10	2,55	1,10	0,44	0,05	0,09	0,05	2,950	40,3	137,6	12,1
„Ростсельмаш“	КЧ 35-10	2,63	1,34	0,51	0,14	0,17	0,05	3,076	35,5	126,1	12,1
„Гомсельмаш“	КЧ 35-10	2,58	1,47	0,36	0,14	0,15	0,04	3,073	35,2	122,0	10,3
Ярославский моторный	КЧ 55-5	2,64	1,04	0,79	0,05	0,09	0,07	2,990	61,6	195,10	6,58
Волжский автомобильный	Gh Mall № 45	2,8	1,15	0,28	0,016	0,015	0,05	3,18	56,0	192	7,54

менили их передельными. Практика работы указывает на экономическую целесообразность такой замены.

Стальных отходов используется 17,5—46%. Горьковский и Уральский автозаводы вводят в шихту брикеты чугуниной стружки (5—21%). Доля возврата собственного производства составляет 25—47%.

Волжский автозавод использует в шихте ковкого чугуна только возврат собственного производства, стальные пакеты и ферросплавы.

Расход кокса на большинстве заводов не превышает 15%. Исключением являются Ульяновский и Кутаисский автозаводы, где расходуется соответственно 180 и 197 кг кокса на 1 т жидкого чугуна.

В качестве флюсов используется известняк в количестве 2—5,5% к весу металлозавалки. Отдельные заводы дополнительно применяют в качестве флюсующих добавок плавиковый шпат (ЗИЛ, КАЗ, ЯМЗ), апатитовую руду (ЗИЛ, УАЗ, КАЗ) и железную руду (ЗИЛ, МАЗ).

На всех автозаводах жидкий металл модифицируется комплексным модификатором (Al—В—Вi). Бор, как правило, вводится в виде борной кислоты. На Горьковском автозаводе в состав комплексного модификатора входит силикоборал. Висмута вводится 0,0014—0,004% к весу жидкого металла.

Шихта в основном взвешивается на циферблатных весах рычажного типа. На Ульяновском автозаводе набор и взвешивание шихты осуществляются с помощью магнитной шайбы, оснащенной тензометрическими весами.

Температура плавки на большинстве заводов контролируется периодически с помощью оптического пирометра или установленной терпары погружения. Пробы на химический анализ отбирались через 15—30 мин. Продолжительность определения химического анализа чугуна экспресс-методом составляет 15—20 мин.

Механические свойства проверяются испытанием на разрыв образцов диаметром 12 или 16 мм. Московский автозавод им. Лихачева, Горьковский, Запорожский и Ульяновский автозаводы используют для контроля образцы диаметром 16 мм, все остальные — диаметром 12 мм. Отсутствие единой методики испытаний механических свойств ковкого чугуна на автозаводах вносит определенные затруднения при оценке качества отливок, выпускаемых различными заводами, что вызывает необходимость в применении единой методики испытаний в отрасли.

Термообработка белого чугуна на ферритный ковкий чугун в условиях перечисленных выше заводов осуществляется в элеваторных электропечах типа П-650. Производительность этих печей колеблется от 600 до 900 кг/ч. Продолжительность термообработки 27—43 ч.

На большинстве заводов существуют два режима отжига: один для тонкостенных отливок, другой для массивных отливок. Минский автозавод отжигает все литье по единому режиму. Некоторые режимы термообработки отливок приведены на рис. 1.

Литейные цехи ковкого чугуна Ульяновского, Кутаисского, Запорожского автомобильных и Ярославского моторного заводов оснащены методически электрическими печами конструкции Гипроавтопром. Методические печи, за исключением двух печей Ульяновского автозавода, работают без защитной атмосферы.

Анализ оборудования, применяемого для термообработки отливок с целью получения структуры ковкого чугуна, показывает, что элеваторные и методические печи морально устарели и не отвечают современному уровню. Они обладают низкой производительностью (0,5—0,9 т/ч), неэкономичны и не обеспечивают надежной герметизации рабочей камеры печи, что приводит к

образованию большой окислы и резко удлиняет продолжительность термообработки. Так, на Ярославском моторном заводе термообработка поршней до структуры перлитного ковкого чугуна ведется с засыпкой песком, в связи с чем общая продолжительность цикла составляет 52 ч вместо 15—19 ч. Термообработка на ферритный ковкий чугун на Ульяновском и Запорожском автозаводах продолжается 25—30 ч, на Кутаисском — 42 ч, что значительно отстает от уровня, достигнутого на заводах зарубежных фирм.

С 1969 г. на Ульяновском автозаводе освоены две методические печи с защитной атмосферой. Применяется следующий состав защитной атмосферы: 7—8% СО; 5—6% СО₂; 0,65 О₂; 88—84% N₂. Газа расходуется 100 м³/ч на одну печь. В цехе имеется одна установка, производящая 200 м³/ч защитного газа. Состав атмосферы контролируется автоматически. На заводе не используются преимущества нового оборудования, так как отжигается литье, не прошедшее предварительной очистки. В связи с этим удлиняется период нагрева до температуры первой стадии графитизации и отливки после отжига подвергаются 100%-ной очистке.

В табл. 1 и 2 приведены статические характеристики химического состава ковких чугунов, выплавляемых на автозаво-

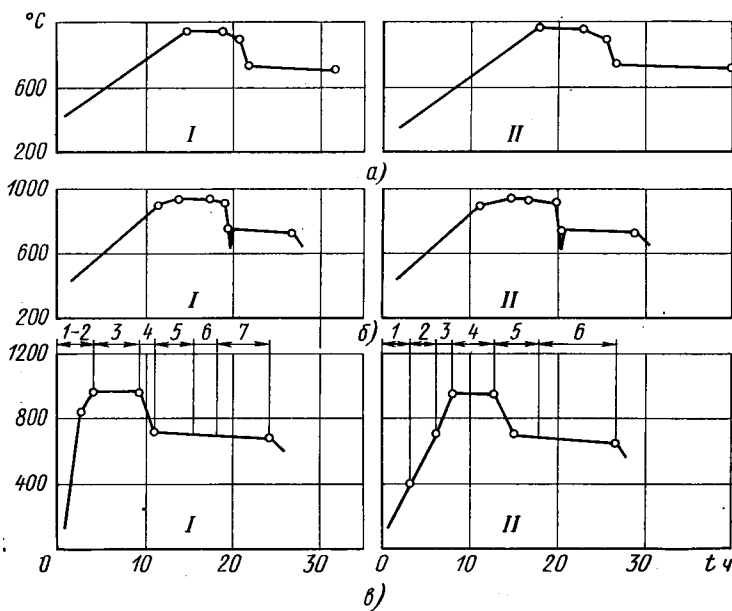


Рис. 1. Режимы отжига ферритного ковкого чугуна на автозаводах:

а — Уральском; б — Горьковском; в — Запорожском; 1 — цикл А; 2 — цикл Б

Таблица 2

Завод	Марка чугуна	Стандартные отклонения основных элементов химического состава в %			Стандартные отклонения значений механических свойств в кг/мм ²	
		C	Si	Mn	σ_B	HВ
Армалит* (г. Запорожье)	КЧ 30-5	0,12	0,07	0,07	4	6,2
Ульяновский автомобильный	КЧ 35-10	0,1	0,1	0,04	2	7
Кутаисский автомобильный	КЧ 35-10	0,09	0,14	0,09	3,7	16,6
Запорожский „Коммунар“	КЧ 35-10	0,07	0,1	0,05	1,2	9,1
То же	КЧ 55-5	0,07	0,1	0,05	7,4	2,2
Уральский автомобильный	КЧ 35-10	0,06	0,08	0,045	2,5	6,2
Минский автомобильный	КЧ 37-12	0,13	0,12	0,07	3,8	16
Московский автомобильный им. Лихачева	КЧ 35-10	0,06	0,07	0,036	4,3	12
Горьковский автомобильный	КЧ 35-10	0,11	0,144	0,11	6,6	10
„Ростсельмаш“	КЧ 35-10	0,078	0,09	0,1	1,35	5,4
„Гомсельмаш“	КЧ 35-10	—	—	—	—	—
Ярославский моторный	КЧ 55-5	0,09	0,09	0,05	61,6	20
Волжский автомобильный	Gh Mall № 45	0,06	0,06	—	5	16

ем взаимосвязь среднеквадратичного отклонения с уровнем предела прочности. С повышением предела прочности увеличивается и среднеквадратичное отклонение. Правда, в данном случае отмечается влияние типа применяемого оборудования для отжига — в методических печах среднеквадратичное отклонение ниже. Исключением в этом случае является Кутаисский автозавод, где при низких значениях прочности и использовании методических печей для отжига имеет место высокая дисперсия результатов.

Обработкой данных установлена следующая зависимость между среднеквадратичными

отклонениями и средними значениями прочности:

$$S_{\sigma_B} = 0,158 \sigma_B - 2,9. \quad (1)$$

Из рис. 4 и табл. 1 видно, что твердость ферритных ковких чугунов автозаводов находится значительно ниже, а относительное удлинение выше пределов, установленных ГОСТом.

дах. Средние данные свидетельствуют о соответствии содержания основных элементов техническим условиям. Частотные кривые распределения углерода, как правило, имеют продолжительную асимметрию (ее значения для отдельных заводов близки $A=48 \div 52$) и положительный эксцесс ($E=500 \div 600$).

Распределение кремния характеризуется отрицательной асимметрией. Распределение марганца имеет как положительную, так и отрицательную асимметрию, что зависит от вида материалов, применяемых для подшихтовки марганца.

В табл. 2 даны среднеквадратичные отклонения указанных элементов. Наибольшие значения соответствуют чугунам, выплавляемым на Минском и Кутаисском автозаводах. Наиболее стабильны по химическому составу чугуны, выплавляемые на Горьковском и Запорожском автозаводах. Высокие отклонения в содержании основных элементов на Минском автозаводе обуславливаются несоответствием емкости электропечи производительности вагранки. На Кутаисском автозаводе, по-видимому, имеются другие причины.

По отношению марганца к сере в ковком чугуне заводы распределяются на две группы: на Московском автозаводе им. Лихачева, Запорожском, Уральском и Кутаисском автозаводах

применяются чугуны с отношением $\frac{Mn}{S} = 2,6 \div 3$, в чугунах

остальных заводов это отношение выдерживается в пределах 3,6—4,5.

На рис. 2, 3 и 4 приведены гистограммы распределения механических свойств, а в табл. 1 — средние значения распределения механических свойств. Из указанных данных видно, что по пределу прочности чугуна большинства автозаводов соответствует свойствам, регламентируемым ГОСТом. Исключение составляет Кутаисский и Ульяновский автозаводы, имеющие наиболее низкие значения прочности ковких чугунов.

Частотные кривые предела прочности имеют положительную асимметрию. Из этого следует, что мода распределения сдвинута от среднеарифметического значения в сторону меньших значений предела прочности. Последнее означает, что наибольшее количество результатов плавок Ульяновского и Кутаисского автозаводов лежит ниже предела, регламентируемого чугуном КЧ 35-10. Анализируя данные табл. 1 и 2, обнаружива-

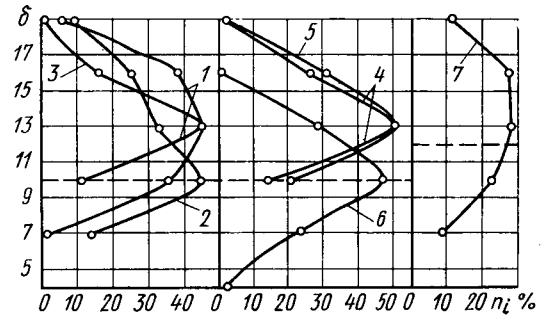


Рис. 3. Распределение относительного удлинения (обозначения те же, что на рис. 2)

Это свидетельствует о неупорядоченности режимов отжига, применяемых на заводах, и, точнее, о растянутости их по времени. Частотные кривые твердости имеют положительный эксцесс и асимметрию. Среднеквадратичное отклонение 6,2—16,6 кг/мм². Наименьшее отклонение имеет чугун, выплавляемый на Уральском автозаводе, наибольшее — на Минском и Кутаисском автозаводах (16—16,6 кг/мм²). Отмечается также стабильность результатов по твердости, получаемых при отжиге в методических печах Запорожского и Уральского автозаводов. В целом чугуны, выплавляемые на Уральском автозаводе, отличаются наибольшей стабильностью по механическим свойствам.

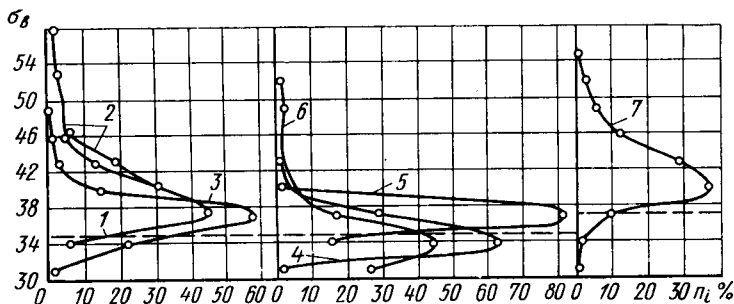


Рис. 2. Распределение предела прочности марок ковкого чугуна ферритного класса, выпускаемых автозаводами:

1 — Московским им. Лихачева; 2 — Горьковским; 3 — Уральским; 4 — Ульяновским; 5 — Запорожским; 6 — Кутаисским; 7 — Минским

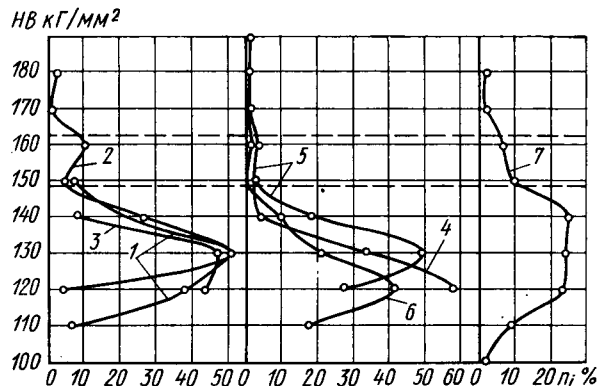


Рис. 4. Распределение предела твердости (обозначения те же, что на рис. 2)

На основе обработки статических данных получены следующие зависимости между механическими свойствами и химическим составом ферритных ковких чугунов, выплавляемых в автомобильной промышленности:

$$\sigma_B = 115,4 - 25,8 C_3; \quad HB = 159 - 9,9 C_3; \quad (2)$$

$$\sigma_B = 113,4 (1 - S_{c_2}),$$

где S_{c_2} — степень эвтектичности, рассчитанная по формуле, приведенной в работе [2].

Зависимость между прочностью и твердостью чугунов перлитного и ферритного класса имеет вид

$$\sigma_B = 1,02 + 0,28 HB. \quad (3)$$

Одной из важнейших задач автомобилестроения является повышение надежности и долговечности изделий. Поэтому необходимо повысить механические свойства отливок из ковкого чугуна. Это следует осуществить путем повышения средних значений твердости до 145—148 кг/мм². При такой твердости, следуя зависимости (3), предел прочности чугуна возрастает до 41 кг/мм². При использовании методических печей для отжига 90% результатов по твердости отливок будет находиться в пределах 134—162 кг/мм², что будет соответствовать ГОСТу 1215—59 марке КЧ 37-12.

В целом, анализ состояния технологии плавки и термообработки отливок в литейных цехах ковкого чугуна автозаводов показывает на необходимость повышения качества и стабилизации свойств выплавляемых чугунов. Наиболее целесообразны два пути в решении указанной задачи.

Первый — связан с упорядочением существующей технологии. В основном это относится к пересмотру режимов термообработки на существующем оборудовании в сторону их сокращения и доведения средних значений твердости ферритных ковких чугунов до нижнего предела, предусмотренного ГОСТом 1215—59.

Второй — связан с проведением реконструкции существующих производств на базе внедрения электрических печей для плавки и методических печей с защитной атмосферой для отжига. В этом случае открываются широкие возможности для производства отливок из перлитного ковкого чугуна.

В табл. 1 приведены данные, характеризующие свойства перлитного ковкого чугуна заводских марок. Эти чугуны очень мало применяются в отечественном автомобилестроении. Объем их производства не превышает 0,3% выпуска отливок из ковкого чугуна, а за рубежом [1] удельный вес отливок из этого материала составляет 30—50%. Термообработка отливок из перлитного ковкого чугуна осуществляется в непригодных для этих целей печах, в результате на Ярославском моторном и особенно Запорожском автозаводе наблюдается большой разброс результатов по механическим свойствам, что дискредитирует этот материал перед механиками и конструкторами. Так, на заводе «Коммунар» при средней твердости отливок 216 кг/мм² 90% отклонений составляют ± 39 кг/мм², что существенно сказывается на обрабатываемости и эксплуатационных свойствах отливок.

Минским филиалом НИИТавтопрома разработан и исследован технологический процесс производства отливок из перлитного ковкого чугуна. Процесс основан на использовании белого чугуна, химический состав которого и условия модифицирования соответствуют применяемому в отрасли (2,4—2,65% С, 1,1—1,35% Si, 0,3—0,55% Mn, $\leq 0,15S$, $\leq 0,12\% P$, $\leq 0,06\% Cr$), так что имеется возможность в одном и том же потоке получать отливки из перлитного и ферритного ковких чугунов. Режим термообработки задается из условия обеспечения полного распада структурно-свободного цемента на первой стадии графитизации и создания благоприятных предпосылок для получения мелкодисперсной, сорбитообразной структуры перлита при охлаждении с первой стадии и в процессе высокого отпуска. Термообработка на перлитный ковкий чугун состоит из трех этапов:

1. Быстрый нагрев до 960° со скоростью 350—400° в час и выдержка при 960±10°С в течение 6—7 ч.

2. Быстрое промежуточное охлаждение с 960 до 300—350° со скоростью не менее 90—100° в минуту — воздушная или масляная закалка.

3. Отпуск при 600—650° в течение 4—2 ч с последующим охлаждением на воздухе.

Термообработку рекомендуется проводить в специальных методических печах, имеющих контрольную атмосферу в высокотемпературной зоне и охлаждающие устройства для закалки

(воздушные скоростные вентиляторы или масляные ванны) на выходе отливок из высокотемпературной печи.

На рис. 5 приведена номограмма, характеризующая механические свойства и обрабатываемость перлитного ковкого чугуна, подвергнутого после первой стадии воздушной (а) или закалки в масле (б) и высокому отпуску. На рис. 6 приведен график зависимости изменения твердости отливок различной толщины, подвергнутых воздушной (а) и масляной закалке (б), от продолжительности отпуска при 650°. Указанные данные могут быть использованы для выбора свойств материала и режимов термообработки в зависимости от требований, предъявляемых к деталям. Закалка в масле после первой стадии отжига может быть применена лишь для деталей несложной конфигурации.

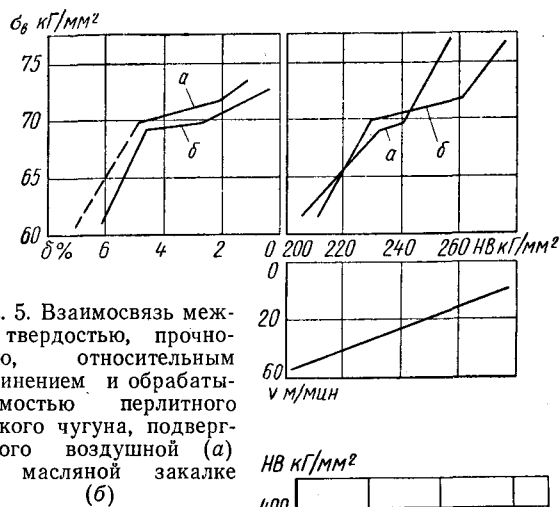
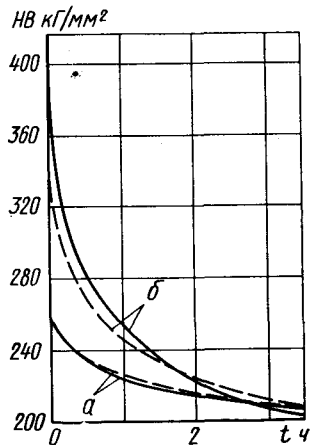


Рис. 5. Взаимосвязь между твердостью, прочностью, относительным удлинением и обрабатываемостью перлитного ковкого чугуна, подвергнутого воздушной (а) или масляной закалке (б)

Рис. 6. Влияние продолжительности выдержки при температуре 650° на твердость отливок из перлитного ковкого чугуна, подвергнутых воздушной закалке (а) или закалке в масле (б) (сплошные линии — отливки толщиной до 25 мм, штриховые — до 60 мм)



Технологический процесс изготовления отливок из перлитного ковкого чугуна прошел широкое опробование на Минском и Уральском автозаводах на различной номенклатуре отливок. Отливки из нового материала были подвергнуты стендовым и дорожным испытаниям. Результаты получены положительные. В частности, показана реальная возможность снижения веса отливок из ферритного ковкого чугуна на 10—15%, а также увеличения долговечности отдельных деталей в 1,5—2,5 раза при переводе их на изготовление из перлитного ковкого чугуна.

На Волжском автозаводе на базе использования электроплавки и современных методических печей для термообработки освоен выпуск отливок из перлитного ковкого чугуна. Перлитный ковкий чугун Gh Mall № 45 ВАЗ сочетает высокую прочность с пластичностью и по стабильности результатов и обрабатываемости превосходит чугун перлитного класса Ярославского моторного и Запорожского автомобильного заводов (табл. 1 и 2).

ЛИТЕРАТУРА

1. Васильев Е. А. Применение ковкого чугуна в автомобилестроении. Издание Специнформцентра по технологии автомобилестроения. НИИТавтопром. М., 1970.

2. Ершович А. Н., Рассудов В. Л. «Автомобильная промышленность», 1966, № 3.

Связующие для изготовления стержней в горячих ящиках

А. Н. ТАНАНИН, В. Р. БАЛИНСКИЙ, Г. А. СВИРИДОВА, Л. Л. ВШИВЦЕВА

Уральский автозавод

НА УРАЛЬСКОМ автозаводе освоение процесса изготовления стержней в горячих ящиках было начато с центровых стержней весом 1—3 кг для стальных отливок. На заводе спроектирована и изготовлена восьмипозиционная карусельная установка модели 700.

Техническая характеристика установки приведена ниже.

Стержневой ящик: конструкция	Чугунный, без толкателей, с вертикальным разъемом и дном, в котором удержива- ются стержни при раскрытии половинки
размеры в мм	360×240×300
нагрев	В кольцевой шестипозицион- ной проходной электронагре- вательной печи
время разогрева до 270° в ч	2
Тип привода	Пневматический
Продолжительность цикла в сек	20
Выдержка стержня в ящике в мин	2
Расчетная производительность (ко- личество съемов в час)	180
Объем надувной трубы в дм ³	14
Габаритные размеры в мм	3560×3400×2240

Установка выполняет автоматически все операции в технологическом процессе изготовления стержней, кроме их съема. На карусели устанавливается одновременно восемь одинаковых или различных стержневых ящиков. Разрыв автоматического цикла наступает в момент, когда оканчивается раскрытие половинки стержневого ящика на позиции разборки. Рабочий снимает готовые стержни со скалок, предварительно выдвинув дно ящика со стержнями из зоны раскрытых половинок горячего ящика. Затем, задвинув дно ящика, рабочий нажимает кнопку автоматического цикла. В автоматический цикл входят операции закрытия ящика, поворота карусели, заполнения ящика смесью и раскрытия ящика, вышедшего из печи.

Параллельно с разработкой конструкции установки подбирались составы стержневых смесей и связующих, отвечающих следующим основным требованиям.

Связующее должно быстро и равномерно распределяться по поверхности зерен песка. Стержневая смесь должна иметь высокую текучесть, что особенно важно при пескоструйно-пескострельном способе заполнения ящика, достаточную живучесть и не должна прилипать к стенкам ящика.

Необходимо, чтобы стержни обладали достаточной прочностью, минимальной гигроскопичностью и токсичностью, ограниченным и постепенным выделением газа.

В нашей стране и за рубежом в качестве связующих применяются различные термореактивные полимерные материалы: фенол-формальдегидные, мочевино-формальдегидные, меламино-формальдегидные, фурановые, полиуретановые смолы, а также различные модификации на основе этих смол. Кроме смол, за рубежом широко применяются связующие на основе сахара и глюкозы.

В лабораторных и производственных условиях были проведены сравнительные испытания некоторых связующих: фенолоспиртов, ВР-1 (резольная фенол-формальдегидная смола), ВРН (смесь ВР-1 с составом НАК), ВРБ, МСБ, СМ-1 (смесь сульфитно-спиртовой барды и мочевины), ФФ-1С, МФС-01 (мочевино-формальдегидная смола, модифицированная фуриловым спиртом), ПРС, ПРС-2, остермол (смола термолитиза целлюлозы и лигнина) и др.

При лабораторных испытаниях определялись предел прочности на сжатие сырых образцов, на разрыв сухих охлажденных образцов (сушка в течение 5—15 мин при 240° до полного высыхания), скорость отверждения (по прочности на разрыв образцов после выдержки 0,5—1,0; 1,5—2,0 и 2,5—3,0 мин при 400°), поверхностная прочность, гигроскопичность, газотворная способность, живучесть и текучесть смеси.

Испытания показали, что наибольшую скорость отверждения, прочность в сухом состоянии дают смеси на фурановых связующих, в частности на ФФ-1С.

Однако при высокой стоимости связующих эти смеси имеют низкую живучесть.

Связующие МСБ на основе мочевино-формальдегидных смол хорошо твердеют, но имеют низкую термостойкость и

высокую гигроскопичность, что приводит к образованию sitoвидной пористости на стальных отливках.

Фенол-формальдегидные смолы по скорости отверждения уступают фурановым и мочевино-формальдегидным. Их преимуществом является низкая гигроскопичность смеси и невысокая газотворная способность. Из испытанных связующих лучшие результаты имели фенолоспирты. Связующие ВР-1 и ВРН дают высокую прочность, но имеют низкую скорость отверждения.

Связующие, содержащие сахар, по сравнению со смолами, отверждаются медленнее, однако эти смеси имеют хорошую живучесть и низкую стоимость изготовления. Связующие ПРС-2 по скорости отверждения приближаются к смолам, но обладают более низкой связующей способностью.

Совместно с Кемеровским научно-исследовательским институтом химической промышленности исследована возможность использования в качестве связующего смолы 101. Смола 101 изготовляется на Нижне-Тагильском заводе «Пластмасс», на Кемеровском заводе «Карболит» и Орехово-Зуевском заводе «Карболит».

Смола 101 выпускается заводами со следующими свойствами:

Вязкость по Оствальду в <i>спз</i>	30—300
Содержание сухого остатка в %	Не менее 30
Содержание свободного фенола в %	Не более 1
Растворимость в воде	Полная

В лаборатории было исследовано влияние физико-химических свойств смолы на физико-механические свойства стержневых смесей для изготовления стержней в горячих ящиках. Установлено, что только при вязкости более 70 *спз* смола обладает стабильными свойствами. Содержание сухого остатка в смоле менее 40% ведет к увеличению влажности смеси и гигроскопичности, что отрицательно сказывается на скорости отверждения и прочности смеси в сухом состоянии.

Смеси на смоле 101 без добавок нетехнологичны, обладают низкими живучестью, текучестью и скоростью отверждения. С целью улучшения свойств смесей были опробованы вещества кислого характера, снижающие рН (смола 101 имеет рН=10—11): бензолсульфокислота, щавелевая, борная, олеиновая кислоты и их соли. На основе исследований, проведенных НИИТавтопромом, были опробованы также сульфитно-спиртовая барда (рН=3,3) и маточный раствор пентаэритрита (рН=4,55, отход производства пентаэритрита).

Кислоты и их соли приводят к высыханию смеси и потере технологических свойств. Наиболее приемлемыми оказались добавки сульфитно-спиртовой барды и маточного раствора пентаэритрита в следующем соотношении (в %):

Сульфитно-спиртовая барда	50
Смола 101	30
Маточный раствор пентаэритрита	20

Смесь с указанным составом связующего имеет наибольшую скорость отверждения, высокую прочность на разрыв в сухом состоянии и живучесть.

Смеси на связующих ФФ-1С, фенолоспирты, связующие ПРС, ПРС-2 и на основе смолы 101 были опробованы в производственных условиях на установке модели 700. Состав смесей (в весовых %):

Песок 2КО315А	50
Песок 2КО16Б	50
Связующее	4—5

Более высокую прочность (16—20 кг/см^2) имели стержни на связующем ФФ-1С. Для их твердения необходимо, чтобы ящик был нагрет до 180—200°, однако живучесть стержней была лишь 3—4 ч. Для отверждения стержней на остальных связующих необходимо, чтобы ящик был нагрет до 220—240°.

Смеси на фенолоспиртах и связующих ПРС-2 при отверждении стержня отличались большим выделением газа. Стержни из смеси на связующем ПРС имели низкую прочность (7—9 кг/см^2) по сравнению со смесями на фенолоспиртах, ПРС-2 и связующем на основе смолы 101 (10—15 кг/см^2).

Стержни из смеси на основе смолы 101 твердеют за 3 мин, качество стержней хорошее, выделение вредных газов незначительное.

Одним из преимуществ смесей со связующим на основе смолы 101 является простая технология приготовления — все компоненты связующего вводятся раздельно, время перемешивания 2—8 мин.

Испытания показали, что предварительное смешивание всех компонентов приводит к переходу смолы 101 из резолы в реэпит, так как кислые составляющие увеличивают скорость реакции полимеризации в смоле. Составляющие вводятся в смесь в любой последовательности.

В результате испытаний установлено, что смола 101 как связующее для изготовления стержней в горячих ящиках должна удовлетворять следующим основным требованиям:

Вязкость по Оствальду в спз	30—100
Сухой остаток в %	Не менее 40
Содержание свободного фенола в %	Не более 1
Растворимость в воде	Полная
Живучесть смеси после приготовления в ч	24

Состав смеси со связующим на основе смолы 101 (в весовых %) следующий:

Песок 2КО315А	50
Песок 2КО16Б	50
Связующее на основе смолы 101	5

Предел прочности на разрыв сухих образцов составляет 10—14 кг/см². Смола 101 внедрена в производство в сталелитейном цехе Уральского автозавода для изготовления стержней весом до 3 кг на установке модели 700.

УДК 621.792.053:678.5

Исследование прочности клевого шва при склеивании крупногабаритных деталей из стеклопластика

И. И. ДЕМИДОВ

Миинский автозавод

ПРИ склеивании металлов, дерева, пластмасс и других материалов широкое применение получил клей холодного отверждения на основе эпоксидной смолы. На Миинском автозаводе клеи на основе эпоксидной смолы применяются при склеивании крупногабаритных деталей из стеклопластика на основе олиэфирной смолы ПН-1, полученных методом контактного юрмования, а также при сборке крупногабаритных пластмассовых узлов автомобиля, в частности кабин.

Требования, предъявляемые к процессу склеивания деталей из стеклопластика, например: подготовка поверхности склеивания, параллельность плоскостей, шаг и сила прижатия и др., всегда можно выдержать в производственных условиях, особенно при склеивании крупногабаритных деталей, когда левый шов достигает длины 1 м и более.

Поэтому улучшение качества клевого шва, т. е. повышение его прочности на сдвиг, является актуальной проблемой.

В центральной заводской лаборатории пластмасс Миинского автозавода проведены исследования прочности клевого шва в зависимости от качества подготовляемой поверхности склеивания, шага прижатия и рецептуры клея.

Известно, что природа склеиваемых материалов оказывает существенное влияние на процесс склеивания и прочность клевого шва. Учитывая это, в центральной заводской лаборатории пластмасс провели испытания клеенных образцов клеями, как на основе эпоксидной смолы ЭД-6, так и на основе полиэфирной смолы ПН-1. Проведенная работа позволила определить оптимальную рецептуру клеев, выбрать наполнитель и его количественное содержание, определить максимальный шаг при-

жатия склеиваемых поверхностей. Оптимальная рецептура клеев в весовых частях следующая:

На основе эпоксидной смолы ЭД-6

Эпоксидная смола ЭД-6 ГОСТ 10587—63	100
Полнэфирполиамины ТУ 6-02-594-70	10—12
Дибутилфталат ГОСТ 8728—66	15—20
Рубленый стеклокжуг МРТУ 6-11-60—67	До 4

На основе полиэфирной смолы ПН-1

Полиэфирная смола ПН МРТУ 6-05-1082—67	100
Гипериз МРТУ 38-2-5—66	8
Нафтенат кобальта МРТУ 6-05-1075—67	3
Асбест ТУ 123—40	20—25

Оптимальный шаг прижатия склеиваемых поверхностей не более 250 мм.

При склеивании стеклопластиков клеем на основе эпоксидной смолы поверхность должна быть во всех случаях зачищена шлифовальной шкуркой зернистостью в пределах № 8—12 и обезжирена ацетоном (ГОСТ 2603—63 или ГОСТ 2768—69).

В случае применения клея на основе полиэфирной смолы ПН-1 для склеивания двух нелицевых сторон поверхности могут быть не защищены, необходимо только их обезжиривать ацетоном, что значительно упрощает процесс склеивания. Предел прочности сдвига при этом не уменьшается и находится в пределах не менее 65 кг/см², т. е. на уровне прочности клевого шва на основе эпоксидной смолы.

Применение клея на основе полиэфирной смолы ПН-1 значительно сокращает затраты на материал.

УДК 629.11.012.25

Упрощенные подшипники для подъемно-транспортного оборудования

В. И. АЛЕКСАНДРОВ, П. С. БАЛЫКОВ, Р. В. ЧИРКОВ

Ульяновский научно-исследовательский и проектно-технологический институт машиностроения

ШИРОКОЕ применение во всех отраслях автомобильной промышленности грузонесущих и толкающих конвейеров, езельсового колесного транспорта — роликовых конвейеров, табелеров, самоходных и ручных тележек различных типов, передвижных транспортных установок и др. — подчеркивает целесообразность переработки отдельных узлов этих транспортных механизмов с целью упрощения их конструкции и технологии изготовления.

В перечисленных механизмах применяется большое количество подшипников качения и скольжения. Все многообразие этих подшипников можно разделить на две группы: подшипники, удовлетворяющие требованиям стандартов, действующих в машиностроении; подшипники, требования к которым, исходя из условий эксплуатации оборудования, могут быть снижены.

Сравнительно небольшое число оборотов (от 10 до 200 в минуту) роликовых конвейеров и колес напольного

транспорта, а также невысокие технические условия, предъявляемые к подшипниковым узлам этих устройств, позволяют снизить требования к подшипникам без ущерба для качества работы указанных механизмов. Это позволяет упростить конструкцию подшипников, удешевить их производство и, следовательно, уменьшить стоимость механизмов в целом.

В отечественной промышленности применение упрощенных подшипников пока ограничено тем, что они используются на валах рулевого управления легковых и грузовых автомобилей, в рулевых колонках велосипедов и мотоциклов и в некоторых других узлах, где периодически действующие нагрузки на подшипник не превышают 40 кг при небольших числах оборотов.

Ульяновский научно-исследовательский и проектно-технологический институт машиностроения (УНИПТИМАШ) подготовил техническую документацию и опытные партии для применения упрощенных подшипников в кронштейнах поворотных колес напольных тележек. Наружная и внутренняя обоймы из-

готовлены штамповкой из листовой стали 10 с последующей цементацией на глубину 0,3—0,4 мм и закалкой до твердости HRC 56—62.

Данные испытаний и эксплуатации транспортных устройств показывают достаточную надежность работы узлов с такими подшипниками и достаточную их долговечность (до 3000 ч). Стоимость упрощенных подшипников в 2—4 раза ниже, чем стандартных того же размера. УНИПТИМАШ совместно с Всесоюзным научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности (ВНИПП) разработал гамму радиально-упорных шарикоподшипников, которые предназначены также для колес напольного транспорта и роликов роликовых конвейеров. Кроме того, их можно использовать для кареток подвесных конвейеров, ходовых колес тележек легковых кранов и подвесных штабелеров при нагрузке на опору до 160 кг. Основные размеры упрощенных подшипников приведены в таблице.

Обозначение	D в мм	d в мм	d _ш в мм	Нагрузка на опорный узел (два подшипника) в кг
96701	28	12	4,763 (3/16")	40
96702	35	15	5,953 (15/64")	63
96704	44	20	7,541 (19/65")	100
96705	51	25	7,938 (5/16")	160

С участием Первого государственного подшипникового завода для всех указанных в таблице типов подшипников спроектирована и изготовлена оснастка, выпускаются опытные партии шарикоподшипников со штампованными кольцами и проводятся стендовые и производственные испытания.

Габаритные размеры подшипников со штампованными кольцами (рис. 1) соответствуют ГОСТу 3478-54. Диаметр шарика d_ш определяется из соотношения

$$d_{ш} = 0,6 \frac{D-d}{2},$$

где D — наружный диаметр подшипника;
d — внутренний диаметр подшипника.

Полученный диаметр шарика округляется до ближайшего размера, выпускающегося промышленностью. Радиус желоба внутреннего и наружного колец находится из соотношения

$$R_{ж} = (0,55 \div 0,6) d_{ш}.$$

Долговечность упрощенных шарикоподшипников рассчитывается, например, по средней скорости ручных (3 км/ч) и прицепных тележек (7—8 км/ч), что соответствует 80—160 об/мин колеса.

Производство роликов для роликовых конвейеров и колес для напольного транспорта не всегда обеспечивается достаточным количеством стандартных подшипников. Решение этого вопроса может быть достигнуто путем замены в ролик колесах стандартных подшипников упрощенными шарикоподшипниками со штампованными кольцами. При этом могут быть использованы шарики VI степени точности.

УНИПТИМАШ разработал техническую документацию и изготовил опытные образцы роликов и колес с применением упрощенных подшипников (рис. 2).

Торцы ролика 1 завальцовываются и надежно удерживают от продольного смещения переходную втулку 2 вместе с подшипником 3.

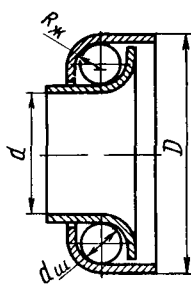


Рис. 1

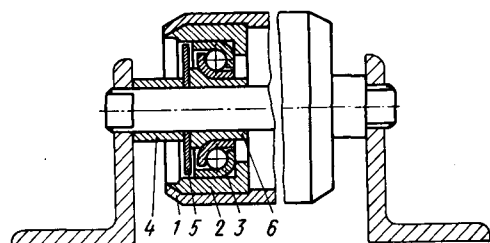


Рис. 2

Величина поджатия внутреннего кольца подшипника регулируется сменной втулкой 4 через защитную шайбу 5 и втулку 6, свободно посаженную на ось ролика.

У колеса со съемной шиной и разборной штампованной ступицей (рис. 3) кольца подшипников 1 поджимаются завальцовкой трубчатой оси 2 через компенсирующие кольца 3. Распорная втулка 4 фиксирует положение наружных колец подшипников относительно ступицы колеса.

Срок службы подшипников в таких узлах определяется долговечностью самих колес (около 3000 ч).

Проводится подготовка и организация централизованного производства роликовых конвейеров и колес (с кронштейнами) для оснащения транспорта и складов предприятий автомобильной промышленности.

Ускорение освоения производства упрощенных подшипников необходимо для удовлетворения потребности предприятий в массовых средствах механизации транспортных и складских работ.

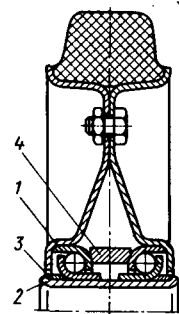


Рис. 3



УДК 628.113(8—6)

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ В СТРАНАХ ЛАТИНСКОЙ АМЕРИКИ

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ в малых странах Латинской Америки¹ характеризуется наличием большого числа автомобильных фирм и незначительным объемом их продукции. Так, например, в Перу 13 автомобильных фирм выпустили в 1969 г. лишь около 17 тыс. автомобилей, причем некоторые из них изготовили за год менее 100 шт. В целях защиты своих экономических интересов Боливия, Колумбия, Перу, Чили и Эквадор заключили между собой соглашение, так называемый «Андский пакт». На третьем совещании стран «Андского

¹ Клементьев М. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 1.

пакта» (в декабре 1970 г.) было принято решение о проведении единой политики в отношении иностранных инвестиций и утвержден соответствующий инвестиционный кодекс, который вступил в силу с 30 июня 1971 г. Согласно этому кодексу все иностранные предприятия, в том числе и автомобильные, должны в течение трех лет, начиная с 30 мая 1971 г., превратиться в национальные или смешанные. По истечении этого срока национальным акционерам должно быть передано не менее 15% акций этих предприятий, а в течение 15 лет (для Перу, Чили и Колумбии) все без исключения иностранные предприятия обязаны

передать под национальный контроль 51% своих акций.

Правительства ряда латиноамериканских стран, в том числе Аргентины, Перу и Чили, вообще намерены сократить количество фирм, занимающихся производством или сборкой автомобилей. В Колумбии, Чили и Перу выпуск автомобилей налажен более основательно, чем в других странах группы «Андского пакта».

Колумбия. Началом создания автосборочного производства следует считать 1956 г., когда правительство страны разрешило фирме Остин Кольмотрес, являющейся филиалом американ-

ского концерна Крайслер, изготавливать (точнее — собирать) до 5000 автомобилей в год, с большим процентом узлов и деталей национального производства. В 1960 г. получила разрешение на производство автомобилей фирма Леонидас Лара э Ихос (филиал американского концерна Виллис).

Обе фирмы имеют в городе Богота по одному автосборочному заводу с 2000 работающих (на двух заводах). Однако в связи с трудностями платежного баланса обе фирмы не смогли наладить нормальное производство, и с 1956 по 1966 г. изготовление автомобилей оставалось на весьма низком уровне по количеству. Так, за эти годы было выпущено всего лишь 974 легковых и 10 478 грузовых автомобилей. В связи с этим Министерство экономического развития Колумбии в 1968 г. предложило свой план развития национального автосборочного производства. Фирмам Кольмоторес и Леонидас Лара было разрешено импортировать шасси на сумму 31 млн. долл. В 1968 г. фирмой Кольмоторес были заключены соглашения с филиалами Концерна Крайслер в Венесуэле, Мексике и Бразилии по обмену автомобильными частями. Указанные мероприятия способствовали увеличению выпуска автомобилей двумя автосборочными заводами (табл. 1).

Таблица 1

Годы	Фирма Кольмоторес	Фирма Леонидас Лара	План Министерства экономического развития
1967	1746	1160	—
1968	1993	2022	5 000
1969	5033	4304	11 000
1970	—	—	23 000

Кроме указанных автосборочных предприятий имеется около 40 мелких мастерских, изготавливающих кузова для автобусов и грузовых автомобилей. В этих мастерских работает примерно 1200 чел. В целях дальнейшего развития автомобильной промышленности Колумбийское правительство объявило в 1968 г. международные торги на строительство заводов легковых и грузовых автомобилей, и направило своих представителей для переговоров с руководством ряда крупных автомобилестроительных концернов, в том числе: ФИАТ, Рено, Ситроен, Дина, Пегасо, Форд и Фольксваген.

Рассмотрев предложения иностранных концернов, Колумбийское правительство в январе 1970 г. заключило контракт с французской фирмой Рено на строительство двух заводов: автосборочного с годовой производительностью до 15 тыс. легковых автомобилей и моторного с годовой мощностью до 20 тыс. автомобильных двигателей. Для строительства и дальнейшей эксплуатации этих заводов в соответствии с контрактом были образованы две смешанные фирмы: Соседад Фабрикантес-де-Аутомобилес С.А. (СОФАСА) и Соседад Коломбiana Фабрикантес-де-Моторес С.А. (СОФОКАМ) на условиях вложения 30% французского капитала и 70% колумбийского.

Акционерный капитал фирмы СОФАСА составляет 1,4 млн. долл. Ее автосборочный завод в г. Эквигадо вы-

пускает легковые автомобили Рено-4, Рено-6, Рено-12 и несколько их модификаций. Строительство завода закончилось во второй половине 1971 г. С учетом ввода в строй производственных мощностей завода и потребностями рынка страны Министерство экономического развития наметило следующую программу выпуска автомобилей этим заводом:

1970 г.	780
1971 г.	5 000
1972 г.	8 000
1973 г.	12 000
1974 г.	15 000

В первый период на заводе работало около 1000 чел. Акционерный капитал фирмы СОФОКАМ составляет 4,4 млн. долл. Строительство ее завода в г. Дуитамо должно быть закончено в первой половине 1972 г. Численность его персонала 800 чел. На первом этапе планируется выпуск 6000 двигателей в год, а в 1973 г. его производственная мощность достигнет запланированного уровня — 20 тыс. двигателей. Из них 5 тыс. будут экспортироваться в Чили, на автосборочный завод Рено, в обмен на коробки передач.

Кроме этих двух смешанных фирм создается третья — торговая. Ее функцией является закупка продукции, выпускаемой двумя фирмами-производителями и распределение ее через сеть дилеров. Правительство Колумбии ведет также переговоры с фирмами Рено, Форд и Пегасо по вопросу строительства автосборочных заводов для изготовления грузовых автомобилей.

Общий автомобильный парк Колумбии (на 1970 г.) насчитывал 291 429 автомобилей, из них — 161 103 легковых и 102 861 грузовых.

Чилин. Автосборочное производство в Чили возникло несколько позже, чем в Колумбии, — в 1959 г. На его развитие оказали значительное влияние закон от 1958 г. о предоставлении налоговой скидки в размере 200% стоимости автомобилей, собранных наполовину из местных частей и узлов, а также закон «Лей де Арика» об освобождении от таможенного обложения товаров, ввозимых в г. Арика (департамент Тарапака), который имеет статус свободного порта. Это обстоятельство привело к тому, что до 1967 г. все автосборочные предприятия Чили, в основном являющиеся филиалами крупных автомобильных концернов США, Англии, Италии, Японии и Франции, оказались сосредоточенными в г. Арика. Динамика возникновения и ликвидации этих предприятий следующая:

1959 г.	2	1964 г.	18
1960 г.	9	1965 г.	20
1961 г.	17	1966 г.	22
1962 г.	20	1967 г.	13
1963 г.	15	1968 г.	12

Большое число автосборочных предприятий, сосредоточенных в одном городе, при общем небольшом количестве собираемых автомобилей отрицательно влияло на развитие этой отрасли промышленности и делало ее неэффективной и нерентабельной. Так, например, в 1965 г. на одном автосборочном заводе, в среднем собирался 431 автомобиль в год, что являлось наименьшим показателем для стран Латинской Америки, имеющих автомобильную промышленность или автосборочное производство.

В связи с этим правительство Чили приняло в 1966 г. решение о постепенном уменьшении числа действующих в стране автосборочных предприятий с 22 до 7, а также рассредоточении автосборочного производства и об увеличении собственного производства автомобильных деталей и узлов. С 1967 г. проводились мероприятия по реализации указанных решений, в связи с чем в Чили в настоящее время насчитывается примерно 8—9 предприятий, так или иначе связанных с автомобилестроением. Динамика роста производства автомобилей дана в табл. 2 (в тыс. шт.).

Таблица 2

Год	Общее количество автомобилей	Количество легковых автомобилей
1960	2 300	1 800
1965	8 600	5 700
1966	7 100*	1 400
1967	13 170	9 000
1968	18 000	13 500**
1969	25 000**	17 300**

* По некоторым другим данным 8 200.
** Ориентировочно.

За первое десятилетие существования в Чили автосборочного производства (1959—1968 гг.) всего было собрано 76,14 тыс. автомобилей. Количество работающих на основном производстве составляло более 3000 и вспомогательных — свыше 5000. Отрицательными сторонами автомобилестроения в Чили, тормозящими его развитие, являются: высокий уровень издержек производства, что отчасти вызывается узостью внутреннего рынка; большое число автосборочных заводов, недостаток автомобильных деталей и сложность их транспортирования, а также выпуск большого числа моделей автомобилей. В Чили выпускались, например, легковые автомобили следующих марок: Воксхолл, Фиат-600Е, Фиат-1500Е, Симка-1000, Пежо-404, Форд-Фэлкон; грузовые: Шевроле С1434, Форд-100, Форд-600, Шкода Октавиа и др. Из приведенного перечня моделей видно, что в автосборочном производстве Чили принимали участие многие автомобильные концерны капиталистического мира, в том числе: ФИАТ, Ситроен, Дженерал Моторс, Пежо, Ниссан Мотор, Форд, Рено, Крайслер. Основные автосборочные заводы приведены в табл. 3. Однако это положение постепенно меняется: так, в декабре 1970 г. правительство С. Альенде приняло план изменения структуры чилийского автосборочного производства. Согласно этому плану большинство заводов будет, по-видимому, закрыто для сборки иностранных легковых автомобилей. В мае—июне 1971 г. был закрыт и поставлен на консервацию завод грузовых автомобилей в Касабланке, принадлежащий концерну Форд Мотор Компани, который объявил, что «по экономическим мотивам» прекращает свои операции в Чили, а с 31 декабря 1971 г. и концерн Дженерал Моторс закрыл свой завод по сборке грузовых автомобилей в г. Арика. За январь—август 1971 г. этот завод выпустил 1172 грузовых автомобиля.

Автомобильный парк Чили насчитывает около 300 тыс. автомобилей.

Таблица 3

Наименование и принадлежность	Производственная мощность (выпуск в год)	Перспективы развития
Смешанный завод фирм Рено и Пежо по изготовлению легковых автомобилей	~8000	Планируется капитальное вложение на 1972 г. 2,2 млн. долл. и увеличение выпуска на 3000 автомобилей в год
Завод фирмы Ситроен по изготовлению легковых автомобилей	~4000	Планируется капитальное вложение на 1972 г. 4,6 млн. долл. и выпуск 6500 автомобилей в год
Автосборочный завод БЛМЦ, изготавливающий грузовые автомобили и автобусы с двигателями Лейланд	3000	Планируется капитальное вложение 4000 долл. (к 1973 г.) и увеличение выпуска до 8000 автомобилей в год
Автосборочный завод Ниссан дель Чили, изготавливающий легковые автомобили „Датсун“ и микроавтобусы	3000	Планируется к 1972 г. повысить долю японского капитала, который в настоящее время составляет 40%
Завод Джeneral Моторс дель Чили, изготавливающий грузовые автомобили	100	Завод работает периодически; расширение не планируется
Автосборочный завод „Дивольво“, изготавливающий грузовые автомобили типа „Вольво“ и легковые автомобили „Симка и Долж“	—	Расширение пока не планируется

Примечания: 1. Кроме того, имеются два автосборочных завода фирмы Коммерс СА, изготавливающие легковые автомобили типа НСУ, и три государственных завода по выпуску легковых автомобилей типа Фиат. 2. В капитале указанных выше автосборочных заводов участвуют как государство, так и отдельные частные предприниматели. 3. К 1973 г. планируется увеличить общий выпуск автомобилей до 40 000 в год.

Перу. В 1964 г. 14 автомобильных концернов из шести стран (США, Англии, Франции, ФРГ, Швеции и Японии) обратились к перуанскому правительству за разрешением на постройку автосборочных заводов. По получении разрешения в стране возникли автосборочные предприятия — филиалы иностранных концернов: Форд моторс, Джeneral Моторс оф Перу, Крайслер Перу, Мотор Перу (филиал Фольксвагена), Интернэшнл Харвестер, Индустрия Аутомотрис Перуана, Вольво дель Перу (Швеция), Тойота мотор дель Перу. Несколько позже были открыты автосборочные предприятия ФИАТ, Пежо, Бритиш Лейланд, Рено и Ниссан Мотор дель Перу. Наиболее крупными из них являлись заводы Форда и Джeneral Моторс. На их долю приходилось более 50% общего количества собираемых в стране автомобилей. Так, например, завод Форда был рассчитан на сборку 10 000 автомобилей в год с общим числом работающих 700—800. Завод Джeneral Моторс, на котором работало 800—900 чел., выпускал до 5000 автомобилей. В дальнейшем планировалось увеличить выпуск до 20 000 в год. Динамика выпуска автомобилей приведена в табл. 4.

Однако эти планы не осуществились. При общем небольшом числе собираемых автомобилей перуанское автосборочное производство выпускало значительное количество моделей, например, Шевроле, Опель, Фольксваген-1300 и 1500, Комби, Вариант, Краун, грузовые автомобили Форд и Стаут и др. Это, конечно, являлось отрицательной стороной производства.

В 1970 г. правительство Перу приня-

ло решение о сокращении количества автосборочных заводов и выпускаемых в стране моделей легковых автомобилей. В соответствии с этим решением были объявлены торги, в которых приняли участие фирмы, имеющие в Перу автосборочные заводы. Торги выиграли 5 фирм: Тойота мотор дель Перу, Ниссан Моторс (Япония), Крайслер дель Перу (США), Мотор Перу (ФРГ, Фольксваген), и Индустрия аутомотрис Перуана. Заводы этих фирм, начиная с 1971 г. изготавливают легковые автомобили. Решение на производство грузовых автомобилей и автобусов получила шведская фирма Вольво дель Перу, выступавшая вместе с венгерской фирмой Икарус.

Фирмы Джeneral Моторс, Форд, ФИАТ, Пежо, Бритиш Лейланд, Рено и Интернэшнл Харвестер с 1971 г. прекратили сборку автомобилей.

Автомобильный парк в Перу насчитывает свыше 350 тыс. автомобилей.

Венесуэла. Среди стран Латинской Америки, выпускающих автомобили, Венесуэла занимает особое место. Эта богатая нефтью страна начала развивать автосборочное производство еще в 1948 г. Однако на протяжении последующих 14 лет (1949—1962 гг.) развитие ее шло очень медленно. До 1963 г. сборка автомобилей в стране осуществлялась только двумя фирмами: Джeneral моторс де Венесуэла и Крайслер де Венесуэла, которые являются филиалами американских автомобильных концернов. В 1960 г. правительством Венесуэлы был принят закон об автосборочном производстве страны, согласно которому импорт автомобилей в страну (кроме

грузовых автомобилей) запрещался с 1963 г., а иностранные фирмы, ранее ввозившие в Венесуэлу готовые автомобили, обязаны были создать на ее территории свои автосборочные заводы. Принимая этот закон, правительство преследовало три цели: создать на территории страны автосборочное производство; прекратить импорт автомобилей, неблагоприятно отражавшийся на финансовом положении; предоставить работу значительному числу рабочих и служащих.

В результате уже в 1966 г. существовало 14 автосборочных заводов, выпускавших около 60 000 автомобилей в год (примерно 35 различных моделей). Динамика роста выпуска автомобилей приведена в табл. 5.

Таблица 5

Год	Легковые автомобили	Грузовые автомобили	Всего
1950	71	2 870	2 941
1960	6 452	3 882	10 334
1966	44 968	12 791	57 759
1967	41 975	16 074	58 049
1968	44 315	18 553	62 868
1969	52 332	20 729	73 061

Увеличилось в 2—2,5 раза и число занятых в автосборочном производстве страны (более 6000 чел.). По количеству собираемых автомобилей в год основными являются фирмы: Джeneral Моторс де Венесуэла С.А. (свыше 14 000); Форд Мотор де Венесуэла С.А. (свыше 14 000); Крайслер де Венесуэла С.А. (свыше 10 000); Фольксваген Ин-терамерикан С.А. (свыше 5000).

Кроме того, имеются и менее мощные предприятия, например фирмы Рутс Моторс и Виллис.

Таким образом, автосборочное производство Венесуэлы почти полностью находится в руках иностранных автомобильных монополий.

Автопарк страны насчитывает примерно 700 тыс. автомобилей.

В других малых странах Латинской Америки автосборочное производство развито слабо или отсутствует. Так, например, в Уругвае существует несколько автосборочных заводов, собирающих автомобили иностранных марок. Имеются также небольшие автосборочные предприятия в Боливии, Сальвадоре, Доминиканской Республике, Коста-Рике, на островах Тринидад и Тобаго, Эквадоре и некоторых других.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Yearbook of National Accounts Statistics 1969», U. N., vol. 11, New York, 1970, стр. 75—88.
2. «Boletín Informativo», 1970, № 751, Bogota 11. VII.
3. «Revista Latinoamericana de Siderurgia», 1969, № 106, 22. II.
4. «Tiempo», 1970, 12. I, стр. 14.
5. «Diario», 1969, 30. VII, стр. 12.
6. «Journal of Commerce», 1970, 16. III.
7. «Carta economica del Peru», № 120, febrero de 1971.
8. «Motor Industry of Great Britain», 1970, стр. 35. England.

Канд. экон. наук М. А. КЛЕМЕНТЬЕВ

Таблица 4

Типы автомобилей	1966 г.	1967 г.	1968 г.	1969 г.	1970 г.
Легковые	7 639	11 549	7 737	12 576	10 273
Грузовые и пикапы	5 431	5 572	2 149	4 026	3 800
Военные (а также шасси автобусов и джипов)	—	229	233	258	383
	13 170	17 410	10 119	16 860	14 456

ИЗГОТОВЛЕНИЕ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ «ВЕГА-2300»

С 1970 г. на заводе фирмы Шевроле в г. Тонаванда (Нью-Йорк, США) изготавливается новый двигатель модели «Вега». Конструктивные особенности двигателя приведены в статье А. В. Кострова.

В двигателе применены блок цилиндров без отдельных вставных гильз, пятиопорный коленчатый вал из чугуна с шаровидным графитом, чугунная головка блока цилиндров, силуминовые поршни. Вес двигателя вместе с муфтой сцепления и картером составляет 150 кг, что дает возможность отнести его к классу легких двигателей. Отливка блока цилиндров без гильз стала возможна благодаря разработке специальных алюминиевых сплавов.

Фирма Рейнольдс Металс Компани разработала заэвтектический алюминиевый сплав 390 с высоким содержанием кремния.

За 12 лет проведены динамические испытания на износ и выносливость в течение более 7000 ч, испытания на пуск холодного двигателя в течение более 2000 ч, было пройдено более 1 млн. км на дорогах.

Сплав марки 390 имеет следующий химический состав: 16—18% Si; 0,6—1,1% Fe; 4,0—7,5% Cu; до 0,1% Mn; 0,45—0,65% Mg; до 0,1% Zn; до 0,2% Ti; следы Р. Физические свойства сплава 390 следующие:

Модуль упругости в $кг/см^2$	84 · 10 ⁴
Удельный вес в $г/см^3$	2,73
Пределы температуры затвердевания в °С	507—649
Электропроводность в %	25
Коэффициент теплового расширения в интервале температур 20—100°С в $см/см · град$	18 · 10 ⁻⁶

Чтобы выявить возможность литья под давлением алюминиевого сплава 390, исследовали три параметра процесса: скорость и давление запрессовывания и температура металла.

Свойства сплава (предел прочности на растяжение в $кг/см^2$) при комнатной температуре указаны в таблице.

Способ литья	Режим термообработки	Механические свойства		Твердость НВ
		гладкий образец	надрезанный образец	
Обычный	F	24,6	—	120
Литье под давлением	T5	26,7	—	125
Акурад-пресс	F	19,7	18,3	110
То же	T5	20,4	17,2	110
·	CQA ¹	24,6	21,4	120
·	TG	37,3	28,1	150
·	T7	28,1	24,6	125

¹ Литье, закалка, искусственное старение.

Благодаря высокому содержанию кремния сплав становится по износостойкости близким к чугуну при достаточной жидкотекучести, позволяющей заполнять сложную полость формы до начала затвердевания сплава.

Оптимальные механические свойства, хорошая чистота поверхности отливки, хорошая обрабатываемость получаются только при измельчении первичных выделений кремния. В структуре отливки обычно присутствует 6% первичных кристаллов кремния, выделившихся при температуре около 650°. Расплавленный металл модифицируют фосфористой медью. Фосфор, соединяясь с алюминием, образует большое количество нерастворимых фосфидов алюминия, параметры кристаллической решетки которых близки к параметрам кремния. Эти включения служат центрами кристаллизации, благодаря чему в структуре получается большое количество мелких первичных кристаллов.

Литье блоков цилиндров осуществляется по методу Акурад, разработанному фирмой Джeneral Моторс. Основными особенностями процесса являются: обеспечение направленного затвердевания отливки за счет регулирования охлаждения различных частей прессформы; плавное заполнение прессформы расплавленным металлом через литник большого сечения; подпрессовывание расплавленного металла в отливке после образования на ней затвердевшей корочки осуществляется малым поршнем, расположенным внутри основного поршня. Подбирается необходимая скорость охлаждения прессформы, обеспечивающая такую скорость кристаллизации сплава, при которой фаза с высоким содержанием кремния выделяется в виде частиц, не крупнее 50 мкм. Оптимальный теплобаланс достигается применением 12 каналов водяного охлаждения с индивидуальной регулировкой. В цехах реконструированного завода установлено 14 машин литья под давлением с запирающим усилием 800—2500 тс фирм Принс и Кастмастер ХПМ. Помимо блоков, на заводе отливают корпуса водяного и масляного насоса, картер сцепления, поршни, детали трансмиссии и т. д. Годовой выпуск отливок 30 000 т.

Блоки цилиндров отливают на пяти машинах литья под давлением с запирающим усилием 2500 тс и пяти машинах с запирающим усилием 1660 тс.

Расплавленный металл подается с соседнего алюминиевого завода в тиглях и сливается в миксеры емкостью 35 т, откуда раздается в миксеры машин литья под давлением. Температура расплавленного металла в тигле 750—760°, в камере сжатия ~705°.

Все машины переоборудованы для Акурад-процесса. Расплавленный металл заливается в камеру прессования; одновременно из полости прессформы отсасывается воздух, и плунжер запрессовывает расплавленный металл в форму. Диаметр плунжера 125 мм; скорость его движения в начальный момент составляет 0,18 м/сек и в конце достигает 0,80 м/сек, а давление соответственно 160 и 840 $кг/см^2$. В заданный момент малый плунжер выдвигается на 17—18 мм и запрессовывает жидкий расплавленный металл (давление 126 $кг/см^2$) в усачные

пары, образующиеся при кристаллизации отливки.

Хотя Акурад-процесс и обеспечивает получение плотной структуры отливок, однако требование максимальной прочности и плотности привело к необходимости использовать вакуумирование полости прессформы при заливке. На рабочей поверхности прессформы имеются тонкие канавки глубиной 0,12—0,15 мм, от которых в наружной поверхности идут каналы, соединенные трубками с вакуум-насосами. Давление воздуха в прессформе уменьшается до 0,2 $кг/см^2$, что достаточно для резкого снижения микропористости в отливках.

Общее время цикла (сборка-заливка прессформы, извлечение отливки) составляет 3 мин. Вес отлитого блока с литниками 22,7 кг.

Отливки, извлеченные из прессформы, подвергают термообработке, которая состоит в нагреве до 205° и выдержке при этой температуре в течение 8 ч для стабилизации размеров. После термообработки отливки отделяют литники и выполняют предварительную механическую обработку, снимая припуск 1 мм, при этом вес блока уменьшается до 17,2 кг. Затем блоки пропитывают раствором кремнекислого натрия в вакуумных камерах в течение 30 мин, промывают в воде и сушат в течение 2,5 ч при температуре 80° или 24 ч на воздухе. Чистовая обработка осуществляется на автоматических линиях. Важной операцией в этих линиях является электрохимическое травление поверхности стенок цилиндров. Позиция электрохимической обработки блоков спроектирована фирмой Джeneral Моторс Мануфактуринг Девелопмент Секшин. После расточки цилиндров блок подается на позицию электрохимической обработки, где при подъеме ванны оказывается погруженным в электролит целиком. Одновременно с подъемом ванны внутрь цилиндров входят медные электроды и подается постоянный ток 62 а и 9 в. В качестве электролита выбран азотнокислый натрий, который обеспечивает чистую поверхность и не вызывает питтинговой коррозии сплава 390. За 6—8 сек с зеркала цилиндров удаляется слой алюминия 2,5 мкм. Выступающие кристаллы кремния образуют несущую поверхность с высокой износостойкостью и антизадирными свойствами. В микроуглублениях вокруг зерен кремния удерживается смазка.

В двигателе «Вега-2300» применены поршни из алюминиевого сплава со специальным железистым покрытием. Поршни отливают в кокиль из сплава следующего состава: 10% Si; 3% Cu; 0,9% Mg; 0,7% Zn, остальное Al.

Электролитическое покрытие поршней выполняют на 43-позиционной автоматической линии «Удилайт». Для получения надежного железистого покрытия необходимо перед его нанесением покрыть поршень цинком (толщина 1,3 мкм), затем медью (толщина 4 мкм). После этого наносится железистое покрытие толщиной 18 мкм и твердости НRC 45. На последнем этапе поршень подвергается

лужению для предохранения его поверхности от окисления при хранении и уменьшения трения между поршнем и цилиндром в начальный период приработки двигателя после сборки.

Головки блока цилиндра отливают из чугуна следующего химического состава: 3,0—3,5% С; 2,0—2,5% Si; 0,2—0,4% Cr; 0,55—0,9 Мп. Прочность на разрыв 26—28 кг/мм², твердость НВ 187—255. Основной особенностью головки блока являются необрабатываемые стенки каме-

ры сгорания. Фирма считает, что отливка головки из чугуна целесообразнее отливки ее из алюминия, так как отпадает необходимость в изготовлении направляющих втулок для штоков клапанов и гнезд под клапаны. Болты, соединяющие блок с головкой, сделаны более длинными и пропускаются насквозь, через всю высоту блока (по четыре болта вокруг каждого цилиндрического отверстия), при этом они получают предварительный натяг, способствующий разгрузке блока от растягивающих усилий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костров А. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 1.
2. «American Machinist», 1970, 114, № 12, стр. 82—84.
3. «Precision Metal», 1970, 28, № 6, стр. 70, № 9, стр. 74—75, 86—87.
4. «Foundry», 1970, 98, № 7, стр. 36—41.
5. Metall, 1971, т. 25, № 4, стр. 351—356.
6. «Giesserei—Praxis», 1971, № 4, стр. 66—74.

Т. И. ЛАВРОВА

УДК 629.113(20)

НЕКОТОРЫЕ ТИПЫ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ПРИМЕНЯЕМОГО В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ АНГЛИИ

НАИБОЛЕЕ крупным потребителем сложных станков-автоматов различных типов является автомобильная промышленность. Внедрение автоматизации способствует увеличению производительности, созданию однородной продукции, сокращению рабочей силы.

Фирмой Херберт—Ингерсол создана линия, выполняющая все операции механической обработки четырехцилиндровых блоков до хонингования поверхностей (рис. 1). Серии автоматических линий (завод фирмы Крайслер) соединяются при помощи поперечного транспортера. Это создает компактность. Так, например, блок цилиндров, изготовленный на этой линии, перемещается по энгагообразной траектории. Поперечные транспортеры перемещают блок с одной линии на другую, а также являются промежуточными накопителями. Такая конструкция позволяет создавать запас блоков, необходимый при остановке соседней линии. Действия поперечных транспортеров полностью автоматизированы.

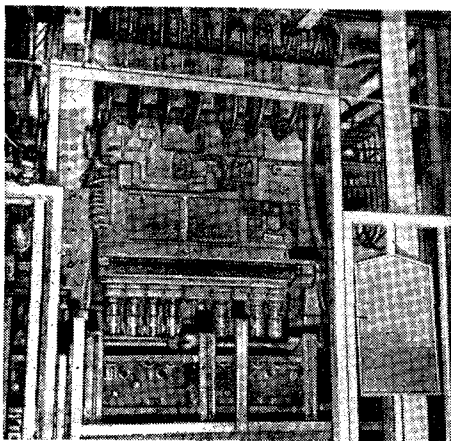


Рис. 1. Растачивание блоков цилиндров двигателя автомобиля «Авенджер» на автоматической линии Херберт—Ингерсол на заводе Крайслер (ЮК) Лтд.

Большой интерес представляет автоматическая линия обычной компоновки с револьверными инструментальными головками, изготовляемая фирмой Арчдейл. Линия предназначена для нескольких операций механической обработки больших блоков цилиндров.

Благодаря использованию револьверных головок значительно уменьшилось количество обрабатываемых позиций и сократилась длина линии. Каждая позиция, расположенная по обеим сторонам транспортера, состоит из больших силовых поперечных салазок с четырех- или шестипозиционными револьверными головками.

Кроме того, каждая позиция револьверной головки осуществляет серию операций при одной установке блока. Использование других методов обработки вызвало бы ряд перестановок блока вдоль транспортера.

С помощью шестипозиционной револьверной головки выполняются: сверление, развертывание, растачивание, и резание резьбы, зенкование и др. Этому способствует индексирование головки и подача ее в направлении неподвижной детали. При помощи револьверных головок можно также осуществлять ряд сложных операций одновременно с обеих сторон блока.

Такая конструкция линии позволяет на одной позиции выполнять сложные операции, для проведения которых на обычной автоматической линии потребовалось бы более шести позиций.

Представляют также интерес различные виды управления автоматической линией Арчдейл. Одна или две противоположные позиции могут управляться раздельно вручную и раздельно автоматически или как часть цикла целой линии.

Для ограниченного числа операций на малой серии деталей последние можно загружать подвесным подъемным устройством по одной на нужную позицию обработки и не включать весь агрегат.

При обработке детали работа на линии облегчается простой сменой инструмента. Движение шпинделю сообщает только та сторона револьверной голов-

ки, которая обращена к детали. В остальных сторонах головки все шпиндели неподвижны и смена и подналадка инструмента осуществляются на неработающих сторонах головки. Таким образом, не нарушается автоматический цикл позиции.

Фирма Кирни энд Трекер Лтд выпускает автоматические линии интересной компоновки — с прямоугольными и прямоугольными участками. В результате в одной системе существуют два такта работы цикла.

Работа линии заключается в следующем: заготовки поступают с одного конца длинного транспортера и претерпевают ряд операций на последовательных позициях. Свое направление заготовки меняют автоматически в середине транспортера и попадают на дополнительный транспортер, расположенный под прямым углом. Затем они передвигаются вдоль трех сторон прямоугольного участка. На этом участке заготовки подвергаются дополнительной обработке. Затем деталь попадает на дополнительный транспортер, где она поворачивается на 180° и передается обратно к началу главной линии, а оттуда вторично перемещается вдоль этой линии.

При перемещении выступ, расположенный на отливке, нажимает конечный выключатель, который предотвращает вторичное попадание детали на дополнительный транспортер. Время цикла на главной линии 2 мин, а на дополнительной — 4 мин.

Для обработки корпусов лево- и правосторонних зубчатых реек рулевого механизма фирма Фредерик Поллард энд Ко Лтд создала высокопроизводительный шестипозиционный агрегатный станок.

Станок оборудован поворотным столом диаметром 1200 мм. Во время индексации стол поддерживается на гидростатическом подшипнике. Вокруг стола расположено пять боковых станин с горизонтальными головками.

Отливка со вставленной стальной трубкой подрезается, растачивается, нарезается и сверлится, а трубка подвергается точной расточке. Каждое из шес-

ти сегментообразных зажимных приспособлений служит для крепления двух деталей. На вертикальной колонне расположены две головки для точного растачивания.

Благодаря взаимозаменяемым базам зажимных приспособлений станок можно быстро перенастроить для обработки корпусов разных конструкций. За два цикла с переориентацией, совершая деталью, последняя обрабатывается с разных сторон.

Стружка, падающая под собственным весом, удаляется шнековым транспортером, расположенным между двумя боковыми станинами. Затем она разгружается в передвижной контейнер.

Автоматическое транспортирование и шлифование коленчатых валов

Большое количество станков для шлифования коленчатых валов автомобильной промышленности поставляет фирма Ньюолл Груп Лтд. Эти станки полностью автоматические, перед шлифованием шеек они выполняют продольную их фиксацию. Размер шеек постоянно проверяется с помощью измерительной скобы, которая в начале цикла входит в соприкосновение с валом. После того как достигнут необходимый размер, измерительная система передает сигнал — и шлифовальная бабка быстро отводится. Описываемые станки снабжены устройствами для автоматической правки, которые включаются после обработки определенного количества валов.

Автоматическая сборка

Сборка узлов автомобиля очень трудоемка. Автоматическая сборка применяется в случае малых и средних узлов, например картера рулевого управления. При автоматической сборке допуски на размеры и геометрическую форму деталей должны быть более жесткими. Для построения автоматического станка собирающего детали, который мог бы отбирать детали хорошего качества от деталей с небольшими дефектами и браковать те, которые могут создавать задержки, требуются большие затраты.

Наиболее интересен автоматический станок для сборки головок цилиндров. Станок состоит из 18 агрегатов и имеет длину 27 м.

Фирмой Дшео Кингзбури Лтд, Гаспорт созданы полуавтоматические станки. При работе на этих станках требуется некоторое вмешательство рабочего. Сначала собираются в головке клапаны, пружины, опоры пружин и клинья, а потом комплектная головка помещается на устройстве барабанного типа для притирки клапанов, после чего головка передается на главный транспортер. Там последовательно проверяется зазор между стержнями клапанов и толкателями, закладывается регулировочная прокладка, собирается опора распределительного вала. После этого комплектный узел обкатывается и проверяется клапанный зазор и распределение.

Высокопроизводительное изготовление зубчатых колес

На новом заводе фирмы Бритиш Лейланд Мотор Корпорейшн, рассчитанном

на выпуск 5000 двигателей в неделю, применяются наиболее передовые методы по массовому производству зубчатых колес. Отделение, где изготавливаются зубчатые колеса, считается одним из наиболее автоматизированных в мире. Освоено производство одновенцовых колес и зубчатых блоков с очень небольшими допусками на размеры и форму перед термообработкой с целью максимального уменьшения отделочных и корректирующих операций.

Транспортирование, загрузочные и разгрузочные операции осуществляются автоматически, что предохраняет колеса от повреждений. В результате количество забракованных при сборке зубчатых колес значительно уменьшено. Многошпиндельными автоматами фирмы Би Эи Эй Акми Гридди Коун Аутоматик Машине Ко Лтд и Викман обтачиваются дисковые заготовки. Для обточки в две операции многошпиндельные автоматы соединяют автоматическими транспортирующими устройствами.

На фрезероцентрировальном станке фирмы Черчилль начинается обработка блоков. Сначала обрабатываются торцы поковок. Затем они передаются автоматически к первой паре копировальных станков Р5. Механизированной рукой поковки захватываются и загружаются на копировальный станок для первой операции копирования.

На вторую позицию станка Р5 частично обработанные заготовки поступают автоматически с помощью шагового транспортера. Блоки после автоматической разгрузки со второго копировального станка меняют автоматически свое положение с горизонтального на вертикальное. Затем они располагаются на чашечных спутниках, поддерживаемых на длинном транспортере. Этот транспортер проходит через всю длину автоматических зубофрезерных и зубодолбежных станков.

Все станки оборудованы гидравлическим загрузочно-разгрузочным устройством. Такое автоматическое устройство работает по принципу «свободного потока», что позволяет детали циркулировать до тех пор, пока она не дойдет до свободной приемной позиции.

Каждый станок снабжен приемной позицией, созданной на транспортере с помощью отсекающих и перегородок. Деталь перемещается транспортером до тех пор, пока не дойдет до свободной приемной позиции, куда она попадает автоматически. В этой позиции деталь находится до тех пор, пока соседний станок не освободится для приема. Другие детали циркулируют до освобождения очередной приемной позиции.

Высокопроизводительное хонингование

Влоки цилиндров двигателей, шатуны, некоторые зубчатые колеса и другие автомобильные детали обрабатываются хонингованием. На некоторых заводах отверстия в колесах хонингуются перед термической обработкой, а для окончательного хонингования оставляется припуск до 0,0125 мм. При этом отпадает необходимость в окончательном шлифовании отверстий (рис. 2).

Для обработки зубчатых колес и шатунов фирма Джонс энд Шипман изготавливает большое количество хонинговаль-

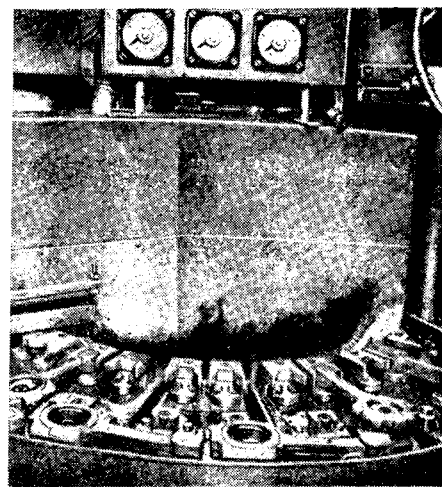


Рис. 2. Двухкамневый плоскошлифовальный станок Лумзден на заводе ВЛМС в Кофтон Гаетт для шлифования шатунов автомобиля «Макси»

ных полностью автоматических станков высокой производительности. С целью создания автоматической линии для обработки блоков цилиндров фирма соединила несколько одношпиндельных вертикальных автоматических хонинговальных станков. Продольный шаговый транспортер соединен со станинами линии, поставляя детали в рабочее положение и перемещая их со станка на станок.

Широко применяется для хонинговальных станков активный контроль. Хонингуемые отверстия постоянно проверяются. В тот момент, когда достигнут нужный размер, цикл автоматически останавливается. После этого выгружается обработанная деталь и устанавливается новая.

Программирование производственного цикла автоматических линий и станков

Управление автоматическими станками осуществляется с помощью сложных электрических систем. Эти системы, кроме того, что определяют порядок операций станка и перемещение деталей, принимают логические решения для достижения правильности цикла и исключения ошибок и неполадок.

Фирма Снайдер Лтд. Веднесфилд, Стафордшир, выпускающая высокопроизводительные линии, применяет программное управление с помощью ЭВМ.

В ЭВМ задается теоретический цикл управления станком, и таким образом, она выполняет функцию управляющего звена. Различные изменения и дополнения к циклу управления осуществляются путем заложения новых данных в миниатюрную вычислительную машину. Этот процесс продолжается до тех пор, пока не достигается требуемый цикл. Затем решения вычислительной машины выводятся на печатающее устройство и изготавливается перфокарта.

С помощью перфокарты создаются планы печатными схемами, которые уста-

навливаются в управляющее устройство, а вычислительная машина отключается. Такое устройство позволяет допускать небольшие модификации, если цикл управления нуждается в некоторых небольших изменениях. Когда требуется заменить весь цикл, удаляются некоторые пе-

чатные схемы, вновь включается вычислительная машина для изготовления новых плат. Такая система действия не требует изменений в проводке.

Для тридцати- или сорокапозиционной автоматической линии при использовании ЭВМ необходимы только два электро-

шкафа шириной 2 м. В случае использования электроуправления обычного типа для такой же линии потребовалось бы несколько электрошкафов длиной, примерно равной длине всей линии.

С. А. СПЕСИВЫХ, Е. И. ЛЕЖНЕВА

УДК 621.794.41(430.1

ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ФРГ ДЛЯ ТРАВЛЕНИЯ ТОНКИХ ЛИСТОВ

В СВЯЗИ с увеличением объема работ, связанных с пластической деформацией тонких стальных листов (штамповка и т. д.), в автомобилестроении ФРГ за последние 10 лет возникла актуальная необходимость создания новых, более высокопроизводительных, и модернизации старых установок для травления тонких листов.

Установка для травления тонких листов непрерывного действия. Как видно из рис. 1, а, установка имеет конструкцию замкнутого типа. Направляющая шина 1 в виде двутавровой балки овальной формы прикреплена к поперечным двутавровым

вильного раствора в необходимом количестве с определенной скоростью, в результате чего получается травление хорошего качества. Кассета с листами через полиспаст 11, верхнюю траверсу 12 и нижнюю траверсу 13 соединяется с опорной тележкой 4. Привод тележки служит не только для перемещения кассеты с листами вдоль направляющей шины 1, но и для подъема и опускания кассеты с помощью редуктора и лебедки 6 через полиспаст 11. Кассета с листами 10 размещается внутри камеры травления, состоящей из двух частей равной высоты: верхней части 14, которая является герметическим колпаком камеры

вильного раствора над кассетой с листами. Верхняя траверса 12 имеет форму размеров, совпадающие с формой и размерами продольного паза 23, и служит таким образом надежным уплотнением при опускании кассеты с листами в ванну 16 с травильным раствором. Выполнение подвески кассеты с листами 10 в виде двух траверс 12, 13 обеспечивает удаление электрического и механического оборудования опорной тележки 4 от травильной камеры, и тем самым уменьшается агрессивное влияние паров травильного раствора на указанное оборудование, что существенно удлиняет срок его эксплуатации.

Штрих-пунктирными (с

в) линиями обозначен маршрут движения листов 10 в травильной камере 2, состоящей из трех секций 25, 26, 27, отделенных одна от другой поречными порогами 28, так как содержат разные циркулирующие травильные растворы в зависимости от назначения. На входе и выходе из травильной камеры 2 оборудованы специальными уплотнениями 29 с вытяжными трубопроводами 20. Трубопроводы 20 соединены одним общим трубопроводом 30, показанным стрелкой. Отдельные листы 31, размещенные на приемном столе 32 по обеим сторонам опорного основания 7, загружаются автоматически, подают в травильную камеру и опускаются в ванну секции 25. Операция погружения и промывания листов из спреерного устройства 2 с целью удаления продуктов реакции травления (шламма) осуществляется

каждой секции 25, 26, 27 травильной камеры 24.

После окончания травления листов в травильной камере основание 7 с листами поступает в промывочную камеру 33 оборудованную также спреерными устройствами для разбрызгивания воды и нейтрализующего раствора. Промывание листов осуществляется в три операции: промывание нейтрализующим раствором горячей водой и холодной водой.

После промывания основание с листами поступает в сушильную камеру 34, в конце которой автоматически осуществляется разгрузка и учет отдельных ли-

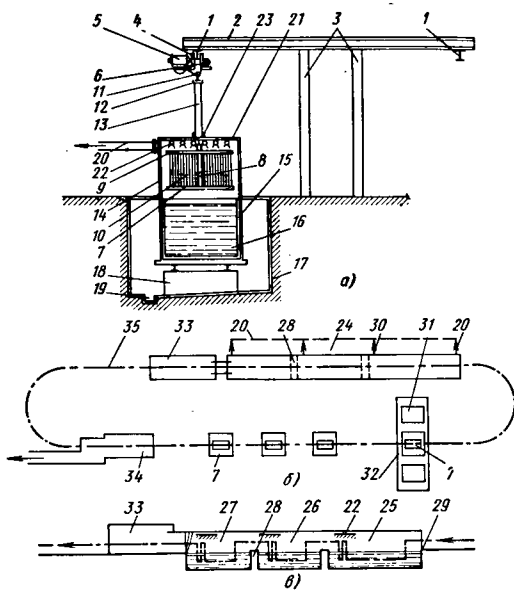


Рис. 1

балкам 2, которые монтируются на вертикальных опорных колоннах 3. Вдоль нижней полки направляющей шины перемещаются опорные тележки 4. Каждая тележка имеет свой индивидуальный привод 5 и редуктор с лебедкой 6. Кассета для размещения листов, подлежащих травлению, состоит из опорного основания 7, вертикальной стойки 8 и стяжного хомута 9. Листы 10, подлежащие травлению, в вертикальном положении на определенном расстоянии друг от друга устанавливаются на основании 7 кассеты и в верхней части фиксируются стяжным хомутом 9. Такая установка листов обеспечивает свободный доступ к поверхности листов циркулирующего тра-

вращения, и нижней части 15, являющейся арматурой для размещения кислотостойкой футеровки. В нижней части 15 находится ванна для травления 16. Нижняя часть 15 камеры травления размещается ниже уровня пола в траншее 17 (выполненной также в форме овала) на основании 18. Дно траншеи выполнено наклонным со сточной канавой 19. Каждая секция травильной камеры оборудована вытяжным трубопроводом 20, через который удаляются пары травильного раствора, что обеспечивает хорошие условия для обслуживающего персонала. В каждой секции на верхней ее части 21 расположены спреерные устройства 22 для разбрызгивания тра-

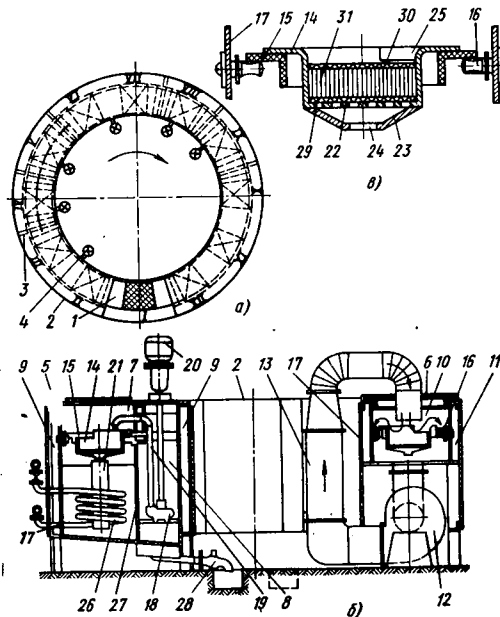


Рис. 2

стов, после чего пустые основания касет вновь поступают для загрузки на приемный стол. Травление листов в касетах, перемещающихся по монорельсу 35, полностью исключает различного рода соударения и тем самым их повреждение.

Так как исключено применение мостовых подъемных кранов для перемещения листов, значительно снижена себестоимость изготовления установки, а размещение травильных ванн ниже уровня пола уменьшило ее габариты и создало удобства при обслуживании.

Производительность установки ~120 листов в минуту.

В каждой секции II—IX вертикально расположена сливная труба 21, над которой некоторое время (в зависимости от технологии химической обработки поверхности листов) останавливается ванна 14 с листами для заполнения реагирующим раствором по трубопроводу 19.

Дно ванны 22, на которое в вертикальном положении устанавливаются листы, выполнено с отверстиями, расположенными на равных расстояниях друг от друга. Под дном установлен сливной поддон 23, площадь сливного отверстия 24 которого равна площади всех отверстий в дне ванны 22.

ниях, что определяет «шагающий» характер перемещения листа 5 в травильном растворе 12.

С целью герметизации отверстий 13 в верхней части 14 травильной камеры 2 к вертикальным подвескам 7 с одной стороны и к верхней части 14 травильной камеры с другой стороны закреплены гибкие манжеты 15, которые предотвращают поступление паров из травильной камеры в окружающую атмосферу.

Листы 5 после травления из камеры 2 подаются роликотом рольгангом 16 в промывочную камеру 3.

Для подъема листов на высоту, достаточную для притяжения их магнитными

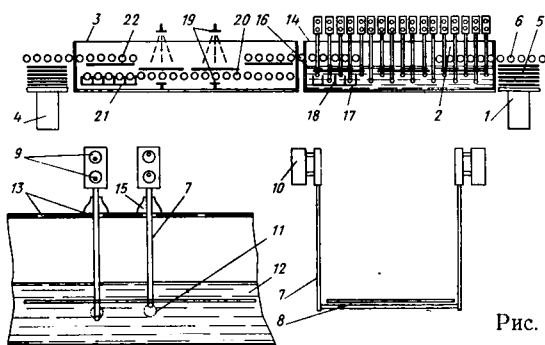


Рис. 3

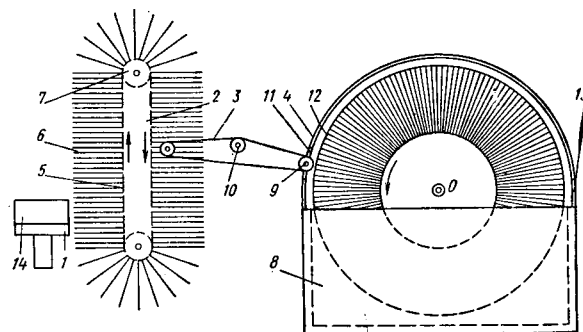


Рис. 4

Установка для травления тонких листов непрерывного действия. Конструкция данной установки (рис. 2, а) является замкнутой. Кольцевой транспортер 1 перемещается в круглой травильной камере 2, которая перегородками 3 разделена на секции. Каждая секция имеет определенное назначение при химической обработке поверхности листов. В секции I осуществляется автоматическая погрузка листов, подлежащих травлению, и выдача готовых листов после травления. В секциях II, III осуществляется обезжиривание, в секциях IV, V — промывание (первоначально горячее) после обезжиривания, в секции VI — непосредственное травление, в секции VII — фосфатирование, в секциях VIII, IX — промывание (первоначально горячее) после травления и фосфатирования, в секциях X, XI, XII — сушка. Все секции (кроме секций для сушки листов) оборудованы сливными кранами 4.

Из рис. 2, б, в видно, что травильная камера разделяется на две части: 5 и 6.

Часть 5 соответствует устройствам секций II—IX, а часть 6 — устройствам X—XII. Часть 5 состоит из рабочей 7, насосной 8 и теплоизоляционной 9 камер. Часть 6 состоит из рабочей 10 и теплоизоляционной 11 камер, а также замкнутого воздухопровода 12 с калорифером 13. Рабочая камера 7 содержит передвижную ванну 14, которая перемещается вместе с замкнутой лентой транспортера 15 по опорным консольным роликам 16. Консольные опорные ролики 16 смонтированы на боковых стенках 17.

Реагирующий раствор секций II—IX из насосной камеры подается в рабочую камеру 7 насосом 18 по трубопроводу 19 и сливается в передвижную ванну 14 с листами, установленными в ванне вертикально. Приводом насоса 18 является электродвигатель 20.

Для предотвращения слива излишков раствора по всей периферии ванны 14 служит специальное сливное отверстие 25, расположенное в верхней части. Раствор из ванны 14 сливается в трубу 21 для предотвращения образования пены. Вокруг сливной трубы 21 установлен змеевик 26, по которому проходит пар с целью нагрева реагирующего раствора до определенной температуры. Реагирующий раствор из рабочей камеры 7 в насосную камеру 8 сливается через отверстие 27 самотеком. После отработки реагирующего раствора он спускается через сливной кран 28. При помощи нижнего 29 и верхнего 30 бандажей листы 31 фиксируются в вертикальном положении в ванне 14. Все процессы химической обработки поверхности листов полностью автоматизированы. Производительность установки ~120 листов в минуту.

Установка для травления тонких листов непрерывного действия. Установка (рис. 3) состоит из следующих агрегатов: подающего стола 1, травильной 2 и промывочной 3 камер, приемного стола 4.

Листы 5 по мере подъема подающего стола снизу вверх притягиваются к нижней стороне магнитных роликов рольганга 6 и подаются в травильную камеру. Травильная камера 2 оборудована шагающим конвейером, состоящим из вертикальных подвесок 7, соединенных между собой горизонтальными штангами 8.

Каждая вертикальная подвеска 7 соединена с двумя горизонтальными валами 9 эксцентрикового типа, которым сообщается движение от отдельных приводов 10. Таким образом, вертикальные подвески 7 вместе с горизонтальными штангами 8 совершают непрерывно возвратно-поступательное движение 11 в горизонтальном и вертикальном направле-

роликами рольганга 16, в конце шагающего конвейера имеется специальный гребенчатый подъемник 17, вертикальные стойки 18 которого проходят между вертикальными подвесками 7. В промывочной камере 3 в верхней и в нижней частях расположены промывочные сопла 19, из которых поступает под давлением нейтрализующий раствор; в среднюю часть камеры — горячая вода, а в конец камеры — холодная вода. Между промывочными соплами 19 также расположен роликотом магнитный рольганг 20.

В конце промывочной камеры также расположен гребенчатый подъемник 21 для передачи листов после промывания с рольганга 20 на роликотом магнитный рольганг 22, посредством которого листы транспортируются на приемный стол 4.

В конце роликотом рольганга 22 расположен приемный стол 4, на который складываются отдельные листы 5 после травления и промывания.

Скорость перемещения листов 5 на шагающем конвейере и рольгангах может регулироваться в широком диапазоне в зависимости от режима травления. В случае некачественного травления листы по рольгангам 20, 16 могут быть поданы обратно на шагающий конвейер для повторного травления. Производительность установки составляет 100—120 листов в час.

Установка для травления тонких листов. На рис. 4 показана конструкция данной установки, которая состоит из приемного стола 1, вертикального транспортера 2, промежуточного транспортера 3 и травильного барабана 4. Лента 5 вертикального транспортера 2 оборудована приемными держателями листов 6, изготовленными в виде отдельных профильных штанг и прикрепленными к ленте под углом 90°.

Два шкива 7 приводятся в движение электродвигателями постоянного тока, что обеспечивает регулирование скорости перемещения листов в широком диапазоне.

Лента промежуточного транспортера 3 перемещается на двух приводных шкивах 9 и натяжном валике 10. Один из шкивов 9 расположен непосредственно в приемном окне 11 травильного барабана 4. В травильном барабане вокруг горизонтальной оси *O* вращается приемная кассета 12, изготов-

ленная в виде беличьего колеса, на поперечных штангах которой лежат листы, подлежащие травлению в травильной ванне 8.

Травильный барабан 4 — герметичный с вытяжными трубопроводами. Листы после травления извлекаются из кассеты 12 через окно выдачи 13. Весь процесс загрузки, перемещения и выдачи листов автоматизирован.

При загрузке партии (пакета) отдельных листов 14 на приемный стол 1 осуществляется взвешивание данного па-

кета и автоматически на привод перемещения натяжного валика 10 дается со ответствующий импульс в зависимости от веса (толщины) отдельного листа.

При большем или меньшем весе от дельного листа натяжной валик 10 совершает соответствующее перемещение вверх, что определит угол снятия листа с вертикального транспортера 2 промежуточным транспортером 3. Производительность установки ~ 80 листов в минуту.

М. В. СУХАНОЕ

УДК 629.113.62-585.12

НОВЫЙ ИНЕРЦИОННЫЙ СИНХРОНИЗАТОР АВТОМОБИЛЬНЫХ ТРАНСМИССИЙ

НА МИНСКОМ автозаводе разработан инерционный синхронизатор преимущественно для работы в трансмиссиях многоприводных автомобилей большой грузоподъемности. Ввиду необходимости синхронизации масс, обладающих большими моментами инерции, синхронизатор выполнен с дисковыми фрикционными элементами, позволяющими при малых габаритах получить большой момент трения в них, которого нельзя достигнуть в конусных синхронизаторах при тех же размерах. Благодаря этому описываемый синхронизатор может найти широкое применение в коробках передач, раздаточных коробках, коробках отбора мощности и других редукторах тяжелых автомобилей.

Конструкция синхронизатора изображена на рис. 1. Синхронизатор состоит из пакета ведущих дисков 1, пакета ведомых дисков 2. С нажимным диском 3

го зазора между ними. Суммарная величина этого зазора ограничивается упором нажимного диска 3 в стопорное кольцо 10.

Три консольных пальца 4 каждой передачи, имеющих конусные фаски, выполняют функции блокирующих элементов. Они проходят через соответствующие отверстия в муфте переключения 11, которые также имеют блокирующие поверхности в виде фасок. Муфта 11 посредством эвольвентных шлицев соединяется с ведущим валом 12 и может перемещаться по нему в осевом направлении.

При нейтральном положении муфты синхронизатора блокирующие фаски пальцев 4 и муфты 11 соприкасаются вследствие разности оборотов ведущего вала 12 и шестерни включаемой передачи, а также имеющегося момента «ведения» в пакете дисков трения. Во время движения муфты 11 в сторону включаемой передачи усилие передается через блокирующие фаски муфты и пальца к нажимному диску 3. Диск, перемещаясь, сжимает ведущие 1 и ведомые 2 диски, между поверхностями которых возникает трение. Однако дальше муфта в осевом направлении не перемещается, так как блокировка по фаскам муфты и пальца препятствует этому вследствие действия окружной силы трения, как это происходит в обычном инерционном синхронизаторе. После выравнивания оборотов шестерни и вала происходит разблокировка системы под действием усилия разблокировки и муфта 11, двигаясь дальше, включает передачу. Между дисками 1 и 2 опять устанавливаются первоначальные зазоры с помощью разводных пружин.

Инерционный синхронизатор описанной конструкции спроектирован для установки в раздаточную коробку многоприводного автомобиля большой грузоподъемности МАЗ-537, прошел испытания на стенде и в условиях эксплуатации автомобиля, обеспечивая безударное и бесшумное переключение передач.

В конструкции синхронизатора применена новая пара трения: дюралюминий

Д16АТ — сталь 65Г, обеспечивающая при оптимальной смазке и правильно подобранной форме канавок на дисках высокий коэффициент трения $\mu = 0,20 \div 0,27$. Эти значения коэффициента трения получены при различных условиях смазки маслом МТ-16п и температуре $t = 30 \div 95^\circ$, удельном давлении на поверхности трения $q \leq 2 \text{ кг/см}^2$ скорости скольжения на дисках в пределах $v = 0 \div 25 \text{ м/сек}$.

Высокий коэффициент трения парной пары во фрикционном пакете синхронизатора позволил получить большой момент трения $M_c \approx 30 \text{ кгм}$ что в 2—2,5 раза больше, чем в конусном синхронизаторе тех же габаритов. Указанная пара трения по результатам

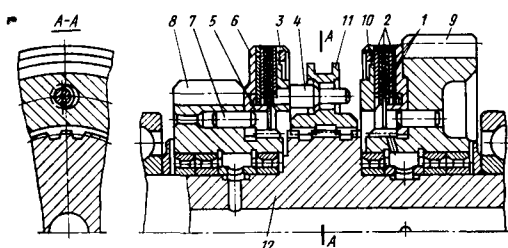


Рис. 1. Инерционный синхронизатор с дисковыми фрикционными элементами

каждой передачи связаны три блокирующих консольных пальца 4. Нажимной диск 3 своим внутренним диаметром центрирован по наружному диаметру буртика 5 обоймы 6. Ведущие диски 1 своими выступами входят в пазы нажимного диска 3. Ведомые диски 2 также при помощи выступов связаны с обоймой 6, которая штифтами 7 неподвижно соединена с соответствующей шестерней 8 или 9. На выступах дисков 2 прикреплены пластинчатые пружинки, осуществляющие принудительный развод их для обеспечения необходимо-

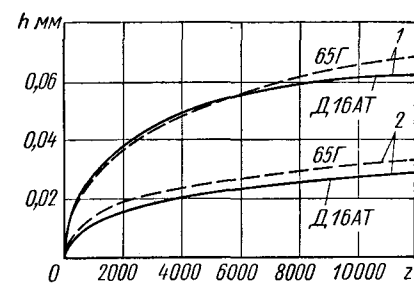


Рис. 2. Износ дисков трения h инерционного синхронизатора тяжелого многоприводного автомобиля МАЗ-537 в зависимости от числа z включения передач:

1 — синхронизатор понижающей передачи;
2 — синхронизатор прямой передачи

стендовых и дорожных испытаний в условиях реальной эксплуатации показал высокую износостойкость (рис. 2). Полученное в процессе испытаний время переключения передач в раздаточной коробке составляет всего 0,7—1,7 сек, что не превышает времени переключения передач в основной коробке передач.

Е. С. ЛЕБЕДЕВ, Б. М. РАБИнович

Минский автозавод

УДК 621.783.224.7

КОИВЕЙЕР ПЕЧИ ДЛЯ НАГРЕВА РЕССОРНЫХ ЛИСТОВ ПОД ЗАКАЛКУ

СУЩЕСТВУЮЩИЕ конвейеры нагревательных печей рессорных листов под закалку имеют ряд недостатков: очень низкая стойкость жароупорных цепей, неравномерный прогрев листов рессор, а также произвольное расположение их на цепях-волокушах, что резко ухудшает возможность осуществления автоматической подачи листов рессор из нагревательной печи в гибозакалочную машину и др.

С целью устранения указанных недостатков на Челябинском кузнечно-прессовом заводе разработана новая конструкция конвейера, схема которого и расположение листов под нагрев представлены на рисунке.

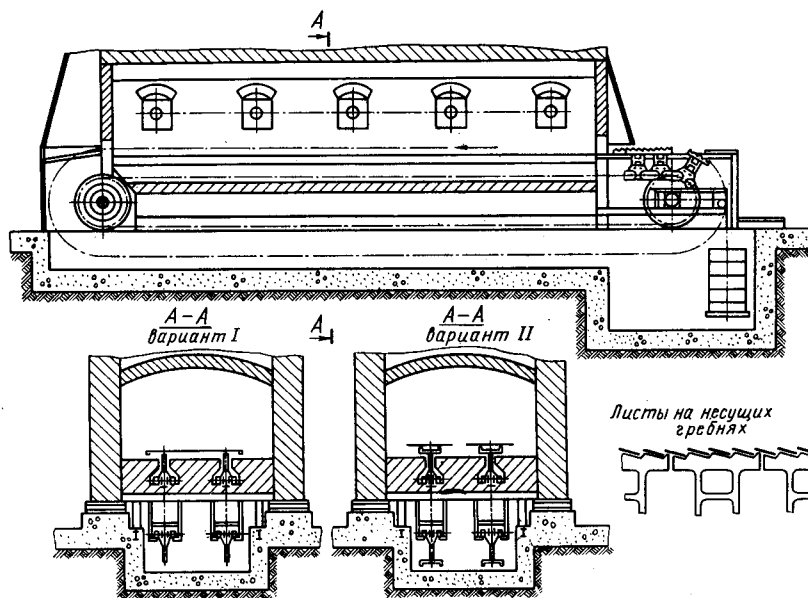
Конвейер изготовлен и работает с начала 1971 г. в одной из печей термических линий.

От существующих конвейеров он отличается тем, что цепи-волокуши, служившие тяговым и несущим элементами, заменены цепью, в которой жароупорная часть несет на себе нагреваемые листы, а тяговое усилие воспринимается нижней частью цепи, скрытой в поде печи. Тяговая часть цепи изготовлена из обычных конструкционных сталей.

Раскладка листов на цепи имеет очень важное значение для их прогрева и механизации последующей операции. Используемая схема раскладки позволила обеспечить вполне определенное положение листов: укладку до упора, смещение по вертикали, что создает благоприятные условия для подхвата листов

механическим способом и подачи их в гибозакалочную машину. Кроме того, такая раскладка листов обеспечивает

ной конвейером конструкции Челябинского кузнечно-прессового завода, создает предпосылки для реконструкции



лучшее обволакивание горячими газами нижней плоскости листов.

За время эксплуатации не было случаев пригара цепей к поду печи, что часто происходит в цепях-волокушах.

Опыт эксплуатации печи, оборудован-

ных существующих нагревательных печей термических линий рессорного цеха завода.

Е. С. РОМАНОВ

Челябинский кузнечно-прессовый завод

УДК 621.74:65.011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Автоматическое литье легких сплавов под низким давлением

В ФРГ сконструирована и изготовлена автоматическая установка системы «Heatlock» для литья под низким давлением. Установка предназначена для получения отливок высокого качества. Установка работает следующим образом. Жидкий металл поступает в печь для выдержки. Рабочая полость печи полностью герметизирована, в результате чего исключается потеря теплоты. Тигель не подвергается нагрузкам, так как рабочее пространство печи во время заливки металла находится под давлением. Печь закрывается с помощью плиты, в которой выполнено отверстие металлоприемника. Металлоприемник снабжен защитным покрытием против разъедания металла. Вследствие этого в кокиль заливается чистый неокисленный металл. Для заливки металла в кокиль используется сжатый воздух под давлением 1 атм. Металл в форме находится под давлением до затвердевания. Остаточный металл из металлоприемника благодаря снятию давления попадает обратно в тигель. Если используются сплавы, не вступающие в реакцию с кислородом, в качестве пода-

ющей среды можно применять защитные газы. Установка выполняется двух стандартных размеров: емкостью печи 275 и 510 кг алюминия.

«Giesserei», сентябрь 1971, т. 58, № 18, стр. GK863—GK864.

Изготовление стержней холодным способом

В ФРГ разработан способ «Gasharz» изготовления стержней. Способ «Gasharz» является немецким вариантом способа «Cold-Box». Этот способ обычно используется для цветного литья, а для серого чугуна он пригоден в условиях мелкосерийного производства, при наличии литейной оснастки из дерева, пластмассы или алюминия. Смесь из искусственной смолы и отвердителя отверждается с помощью катализатора в течение нескольких секунд. Смесь приготавливается за 4—6 ч. При использовании данного способа получают стержни, отличающиеся большей стабильностью размеров, чем при способе, использующем в качестве крепителя масло. Прочность получаемых стержней выше.

«Giesserei — Praxis», сентябрь 1971, № 17, стр. 314.

Увеличение производительности при литье под низким давлением

После многих исследований различных методов литья автомобильных деталей (картеров коробок передач, головок цилиндров, картеров двигателей и др.) во Франции создана новая машина для литья под низким давлением производительностью более 40 головок цилиндров в час. Конструкция машины и оснастки такова, что можно в форме отливать по две детали. При изготовлении на этой машине головок цилиндров средней величины и объемом 1300 см³ проведены некоторые исследования. Результаты оказались удовлетворительными относительно времени такта, рентабельности, количества выпускаемой продукции (выпуск увеличился с 8—12 до 40 головок в час). Облегчился труд оператора, который только наблюдает и контролирует процесс. Стержни устанавливаются с помощью механических рычагов. Детали с автоматического стола машины транспортируются к месту контроля. Подача металла и завершение контролируются. Печь работает независимо от машины.

«Werkstatt und Berlieb», октябрь 1971, т. 104, № 10, стр. 759—761.

Новая формовочная машина

Фирма Dansk Industri Syndikat A/S выпустила автоматическую формовочную машину «Disamatic 2032» для безопочных песчаных форм. Машину можно наладить и для автоматической установки стержней. Размеры форм 600×775 мм при регулируемой в пределах между 200 и 400 мм высоте формы. Это означает, что при том же потреблении рабочей силы величина отливок увеличена в 2 раза. В машине создана новая пескострельная система; применены износостойкие стенки опок и новая система направляющих многоплунжерного прессования, что обеспечивает высокую стойкость при незначительных расходах по эксплуатации; машина снабжена электронным управлением; система смен модельных плит исключает ручной труд в этой операции. Несмотря на увеличенные размеры опок площадь, занимаемая машиной, не больше, чем у машины, рассчитанной на меньшие размеры форм. Производительность машины — 300 форм в час.

«Giesserei», ноябрь 1971, т. 58, № 22, стр. GK 875.

Окраска автомобилей

Окраска автомобилей Triumph моделей Toledo, 1500, Stag и TR6 осуществляется на заводе фирмы British Leyland Speke Hall Road. Завод занимает площадь около 92903 м², он оснащен новейшим оборудованием. Производственное здание разделено на три секции. Оборудование включает резервуар для грунтования погружением, емкость которого 95 465 л. Перед грунтованием кузова проходят через девятипозиционную установку фосфатированием Ругепа. Фосфатированные кузова 2 раза промываются деминерализованной водой, сушатся в печи и подаются со скоростью 6,7 м/мин к установке электрогрунтования производительностью 30 кузовов в час. Через эту установку кузова проносятся отдельным конвейером со скоростью 3 м/мин. В резервуаре для погружения размером 17,85×3×2,1 м могут одновременно находиться два кузова. Время нахождения кузова в резервуаре составляет 4,5 мин. Вследствие хорошей рассеивающей способности красноокисного грунта Rinehini Johnson PJ174 вспомогательных электродов не требуется. Электрогрунтование осуществляется при напряжении 230 в с максимальным током 900 а. Избытки хромата и другие загрязнители фильтруются диализной установкой с мембранами длиной 1,37 м. После того как кузова выносятся из резервуара электрогрунтования, они промываются водопроводной, затем деминерализованной водой, обдуваются и сушатся в течение 30 мин с 15-минутной эффективной сушкой при $t=177^{\circ}\text{C}$. После сушки кузова передаются к конвейеру пола, на котором выполняется герметизация швов, затем загираются цапшины. Затем кузова протираются спиртом, обтираются ветошью и на их поверхность наносится серый эпоксидный грунт-шпатлевка с помощью автоматического электростатического оборудования. Грунт-шпатлевка сушится 45 мин с 30-минутной эффективной сушкой при $t=177^{\circ}\text{C}$. До этой позиции кузова всех

моделей проходят одну и ту же обработку; с этой позиции они разделяются: кузова Triumph 1500 идут в камеры, а кузова Toledo, TR6 и Stag проходят к линиям соответствующей цветовой окраски, где они получают мокрое шлифование и сушку. Затем наносятся два слоя эмали (мокрый по мокрому) при помощи ручных пистолетов Binks-Bullow 230. Каждая камера окраски имеет 17 цветовых тонов; как правило, используются 11 тонов. Финишная сушка выполняется в течение 45 мин (из них 30 мин эффективно) при $t=127^{\circ}\text{C}$.

«Electroplating and Metal Finishing», сентябрь 1971, т. 24, № 9, стр. 17—18.

Центр термообработки

Компанией Wild Barfield Ltd открыт новый центр по термообработке. Центр оборудован так, что в нем можно осуществлять газовую цементацию, азотирование, закалку в соляных ваннах и в вакууме, нормализацию, отжиг, снятие напряжений. Герметичная закалочная печь «Wild Barfield» с величиной загрузки 408 кг расположена рядом с моечной установкой и печью для отпуска. Печь оборудована инфракрасным газоанализатором атмосферы по СО₂, который питается пропаном из резервуара, находящегося за пределами цеха. Детали для газовой цементации, нитроцементации и закалки загружаются в прямоугольные ящики, которые поступают в печь и вынимаются из нее и перемещаются на мойку и отпуск при помощи транспортного рельсового устройства «Grasam».

При закалке деталь опускается в бак емкостью 4546 л (1000 дав), расположенный в нижней части печи.

«Machinery», сентябрь 1971, т. 119, № 3068, стр. 310—311.

Кондуктор для электроннолучевых сварочных машин

Многопозиционное вращающееся зажимное приспособление сконструировано английской фирмой Torvac Ltd. Оно способно поддерживать до 16 деталей внутри вакуумной камеры электроионлучевой сварочной машины. Кондуктор может перемещаться вертикально и горизонтально, размещение и вращение каждой отдельной позиции регулируется автоматически. Свариваемые составные части изделия могут поддерживаться между центрами или патронами. Минимальная длина той части изделия, которая поддерживается между центрами, около 25 мм, а максимальная — 229 мм, максимальный диаметр 140 мм. Каждая позиция может совершать 1—60 об/мин. Кондуктор может быть встроены в любую электроионлучевую сварочную машину, имеющую вакуумную камеру объемом 590 см³ и более. Общая высота кондуктора 460 мм, основание — 640×510 мм, вес 56 кг.

«Welding and Metal Fabrication», сентябрь 1971, т. 39, № 9, стр. 343.

Двойное твердое хромирование

Такое хромирование состоит из двух ступеней. Сначала получают на деталях первый слой хрома в ванне горячей хро-

мирования. Этот слой даже при незначительной толщине не имеет трещин и пор, которые не возникают и во время последующего твердого хромирования в специальных электролитах для получения слоев с микротрещинами. Первый слой недостаточно прочен, а для получения износостойкого слоя толщиной около 50 мкм потребовалось бы около 4 ч. Поэтому детали, снабженные горячим хромированным слоем, помещают в специальную ванну твердого хромирования, после чего получают покрытия с микротрещинами. Скорость осаждения в этой ванне 1 мкм/мин. При горячем хромировании в течение 30 мин (толщина слоя около 5 мкм) длительность всего процесса хромирования составляет 70—75 мин. В этом случае достигается необходимая толщина слоя — 50 мкм. Рабочий процесс двойного твердого хромирования следующий. Сначала осуществляется горячее хромирование в течение 30 мин при температуре 70°C, 20—30 а/дм² и промывание в горячей воде при 60°C. Твердое хромирование выполняется в специальном электролите из смеси кислот для получения покрытий с микротрещинами при температуре 55—65°C, 60 а/дм² в течение 45 мин; затем осуществляется многократное промывание при снижающихся температурах во избежание образования трещин в горячем хромированном слое. Степень шероховатости основного металла перед хромированием должна быть менее 1 мкм. Способ, наряду с другими областями, применяется для хромирования гильз цилиндров.

Galvanotechnik, сентябрь 1971, т. 62, № 9, стр. 747—748.

Окраска кузовов автомобилей Rover 2000

Создана и вступила в строй одна из самых крупных установок электроокраски методом погружения, действующих в автомобильной промышленности. Установка представляет собой линию, включающую оборудование для подготовки поверхности и нанесение верхнего цветного покрытия на кузова автомобилей Rover 2000. Производительность установки составляет 22 кузова в час (каждый кузов включает каркас и пять панельных подвесов). На линии кузовов находится в течение 139 мин и проходит путь на подвесном конвейере длиной 48 м. Для процесса подготовки поверхности под грунт, состоящего из семи стадий, используется оборудование фирмы Otto Dügg; всего на этих стадиях на изделия распыляется 32731 л раствора в минуту. Резервуар для грунтования и его оснастка также поставлены фирмой Otto Dügg. Содержимое резервуара постоянно циркулирует со скоростью 50 об/ч, так что отстоя краски не получается. Резервуар оборудован катодными камерами и автоматической системой. В системе циркуляции краски имеются магнитные фильтры и другое оборудование для автоматической очистки. Поддерживается температура краски $t=3,6^{\circ}\text{C}$. Общая нагрузка на охлаждение составляет 2 200 000 британских тепловых единиц в час. Имеется также система ультрафильтрации, которая действует со скоростью 36,4 л/мин. После грунтования кузова промываются

водопроводной и затем деминерализованной водой. Для обработки сточной воды предусмотрена установка Dügg размерами $0,9 \times 3,05 \times 2,13$ м, которая обеспечивает сухой остаток сточной воды менее чем 30 мг/л. Электроэнергия для электрофо-

ретического грунтования подается от выпрямителей с тиристорным управлением и максимальной мощностью 1000 кВт. Сушка после нанесения верхнего покрытия выполняется в печах непрямого нагрева с циркуляцией горячего воздуха и общим подводом тепла 11 000 000 бри-

танских тепловых единиц. Фирма Dügg поставила для автомобильной промышленности более 80 подобных установок.

«Industrial Finishing and Surface Coating», сентябрь 1971, т. 23, № 9, стр. 8—9.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43.052

О влиянии конструктивных параметров впускного трубопровода на показатели дизелей с динамическим наддувом Литинский М. А. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Установлены закономерности, позволяющие определить размеры впускной системы дизеля, исходя из максимальной величины коэффициента наполнения цилиндров воздухом. Рис. 4. Табл. 1.

УДК 626.436.2

О точности записи изменения давления в выпускном трубопроводе дизеля с наддувом. Савельев Г. М., Стефановский Б. С., Доколин Ю. М., Кривенко Д. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Приведены результаты экспериментального исследования влияния рабочей полосы частот электронно-измерительной аппаратуры на амплитудную погрешность регистрации переменного давления в выпускном трубопроводе с импульсным наддувом. Рис. 3. Вибл. 2.

УДК 621.433:629.113

О токсичности автомобильных двигателей, работающих на газообразных топливах. Гольдблат Н. И., Колубаев В. Д., Самоль Н. Г. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Приведены данные о ресурсах сжиженных газов и направлениях их использования, о возможностях снижения токсичности двигателя при переводе его на газообразное топливо. Рис. 5. Вибл. 4.

УДК 621.43.016.4

О возможности улучшения показателей работы карбюраторного двигателя на принудительном холостом ходу. Костров А. В., Шапошников Б. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Представлен экспериментальный материал, позволяющий установить, что на принудительном холостом ходу в двигателях с большим перекрытием клапанов применением дроссельной заслонки на выпускной системе можно увеличить тормозной момент двигателя, уменьшить расход масла и избежать снижения теплового режима двигателя. Рис. 3.

УДК 629.11.014.2

Экспериментальные исследования демпфирующих и виброизолирующих свойств пассажирских сидений автобусов. Аюпьян Р. А., Мыцык Б. И. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Приведены результаты стендовых исследований вертикальных низкочастотных и вибрационных колебаний системы сиденье-человек при различных колебательных параметрах автобуса ЛАЗ-699А с пневматической подвеской и скоростях движения. Рис. 3.

УДК 656.13

Влияние эксплуатационных условий на качество конструкций автомобилей. Браильчук П. Л. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Рассматривается вопрос оценки качества автомобильных конструкций с учетом специфики эксплуатационных условий. Табл. 3. Рис. 5. Вибл. 2.

УДК 629.113.59

Методика построения и исследования тормозных характеристик автомобиля. Генбом В. В., Демьянюк В. А., Осепчугов Е. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Получены формулы и разработана методика построения статических и динамических тормозных характеристик автомобиля. Дан анализ разрешающей способности указанных характеристик в отношении исследования протекания процесса торможения. Табл. 1. Рис. 4. Вибл. 5.

УДК 629.113.011

Регулирование крутильной жесткости рам автомобиля. Закс М. Н., Белокуров В. Н. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Излагаются теоретические и экспериментальные исследования зависимости крутильной жесткости автомобильной рамы. Табл. 1. Рис. 4. Вибл. 5.

УДК 629.118.7

Методика расчета крестообразной сцепки автопоезда при криволинейном движении. Приходько В. И. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Приведена методика, по которой осуществлен расчет крестообразных сцепок для семейства перспективных длиннобазных автопоездов Кременчугского автозавода при различных длинах дышла и ширине тяговой балки, определены параметры крестообразной сцепки. Рис. 2. Вибл. 3.

УДК 62.514.5

Стенд для экспериментального исследования рулевого привода. Иларнонов В. А., Мерджанова Ц. П., Данев П. З. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Приводится описание стенда для определения общего углового передаточного числа и трения в рулевом управлении автопогрузчика. Рис. 5. Вибл. 3.

УДК 629.113.073

Соотношение показателей поперечной статической и динамической устойчивости автомобиля против опрокидывания. Аксенов П. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Показана необходимость разработки расчетно-статических методов оценки устойчивости автомобилей против опрокидывания, обосновывается возможность применения для этой оценки статического угла опрокидывания, определенного на специальном стенде. Рис. 1. Вибл. 2.

УДК 669.113.8:629.113

Технология плавки и термообработки и свойства ковкого чугуна заводских марок для автомобильных отливок. Федченко А. М., Храпченко А. Н. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Содержится анализ состояния технологии производства ковкого чугуна на автомобильных заводах с оценкой уровня и стабильности механических свойств промышленных марок ковкого чугуна. Даны рекомендации по повышению прочностных свойств отливок. Табл. 2. Рис. 6. Вибл. 2.

УДК 621.743.422

Связующие для изготовления стержней в горячих ящиках. Таианни А. Н., Балицкий В. Р., Свиридова Г. А., Вшивцева Л. Л. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Описаны технологический процесс и оборудование для изготовления стержней с отверждением непосредственно в ящике. Приведены сравнительные характеристики связующих материалов и рекомендации по их применению.

УДК 621.792.053:678.5

Исследование прочности илевого шва при склеивании крупногабаритных деталей из стеклопластика. Демидов И. Н. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Приведены составы клеев для склеивания деталей из стеклопластиков на основе эпоксидной и полиэфирной смол. Даны рекомендации по подготовке склеиваемых поверхностей деталей и шагу прижатия склеиваемых поверхностей.

УДК 629.11.012.25

Упрощенные подшипники для подъемно-транспортного оборудования. Александров В. И., Балыков П. С., Чирков Р. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Описан опыт применения упрощенных подшипников взамен стандартных шариковых. Даны рекомендации по использованию упрощенных подшипников в узлах подъемно-транспортных машин, не воспринимающих больших нагрузок при малом числе оборотов роликов и колес. Табл. 1. Рис. 3.

УДК 629.113.62-585.12

Новый инерционный синхронизатор автомобильных трансмиссий. Лебедев Е. С., Рабинович Б. М. «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.

Описана конструкция нового инерционного синхронизатора, предназначенного преимущественно для работы в трансмиссиях многоприводных автомобилей большой грузоподъемности. Рис. 2.

Уважаемый читатель!

Если Вы хотите быть в курсе новейших достижений отечественной и зарубежной науки и техники в области коррозии и защиты от коррозии металлов, выписывайте реферативный межотраслевой выпуск

«КОРРОЗИЯ И ЗАЩИТА ОТ КОРРОЗИИ»

Цель его — наиболее полно и быстро информировать научных сотрудников и работников промышленности, аспирантов, преподавателей о том, что опубликовано в журналах, изданных в 118 странах мира на 64 языках.

1972 г. — двадцатый год издания Реферативного журнала (РЖ) «Химия» Всесоюзного института научной и технической информации АН СССР.

С 1953 по 1967 гг. информационный материал по коррозии металлов и защите от коррозии публиковался в сводном томе РЖ «Химия».

С 1968 г. издается отдельный межотраслевой выпуск «Коррозия и защита от коррозии» с расширенной тематикой, в котором собраны все материалы, имеющие отношение к коррозии металлов и сплавов и защите от коррозии. В связи с этим часть материалов, публикуемых в отдельном межотраслевом выпуске «Коррозия и защита от коррозии», дублирует материалы, публикуемые в сводном томе РЖ «Химия», в РЖ «Металлургия» и др.

Периодичность выпуска 12 номеров в год.

В каждом номере помещается около 500 рефератов, аннотаций и библиографических описаний.

Материал размещается в соответствии с рубрикой, публикуемой нами в первом номере выпуска.

Заказы следует направлять по адресу: 140010, г. Люберцы, 10, Московской обл., Октябрьский пр., 403, ПИК ВИНТИ. Отдел распространения. Тел. 271-90-10, доб. 26-29.

Справочный аппарат в выпуске «Коррозия и защита от коррозии» состоит из предметного указателя по номерам и годовых — предметного, патентного и авторского указателей, которые публикуются в последнем номере журнала.

Рефераты выпуска индексируются по системе УДК.

С января 1970 г. в целях срочного оповещения научных работников и инженеров организован выпуск Сигнальной информации «Коррозия и защита от коррозии», включающей библиографические описания всех отечественных и зарубежных материалов, которые в дальнейшем будут прореферированы в выпуске РЖ.

Подписка на РЖ принимается в пунктах подписки «Союзпечать»

Индекс: 71836 — для организаций,

71837 — для индивидуальных подписчиков.

Подписная цена на год — 6 р. 72 к. — для организаций, 4 р. 44 к. — для индивидуальных подписчиков.

Подписка на выпуск Сигнальной информации и обзоры «Итоги науки и техники» оформляется Отделом распространения Производственно-издательского комбината ВИНТИ.

Проблема испытания пружин?

Прибор типа BF51 — одно из многих решений, которые мы предлагаем. Наша программа включает машины для испытаний нажимных пружин, растяжных пружин, плоских пружин, кольцевых пружин, тарельчатых пружин, пружинных шайб, буферных пружин, резиновых упругих элементов, витых пружин, спиральных пружин, упругих стержней, а также автомобильных шин, муфт, профилированной резины, гаечных ключей, листов стекла и прочих деталей, у которых измеряются деформации, усилия и моменты.

Измерение усилий в пределах 0,0001—100 000 кГ

Измерение моментов в пределах 0,002—1 000 000 кГсм



Telefon: (02822) 2561

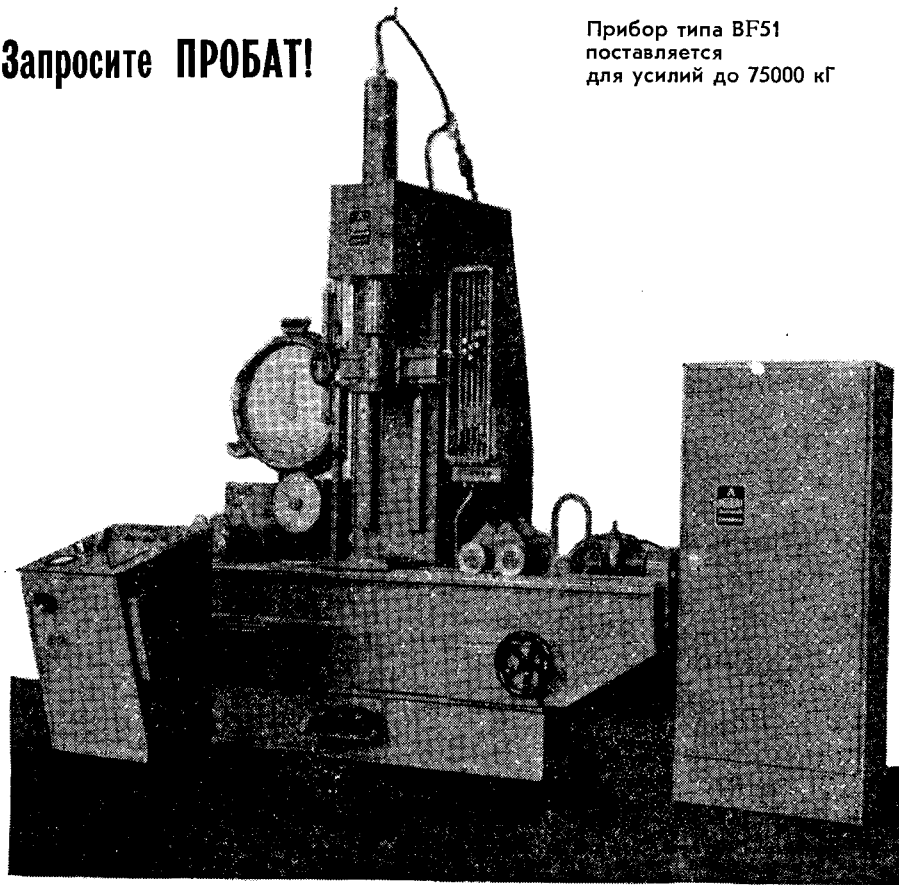
Telegramm: PROBAT

Telex: 8125154

PROBAT-WERKE 424 Emmerich/Rh

Федеративная Республика Германии

Запросите ПРОБАТ!



Прибор типа BF51
поставляется
для усилий до 75000 кГ

PROBAT — WERKE 424 EMMERICH / RH

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.

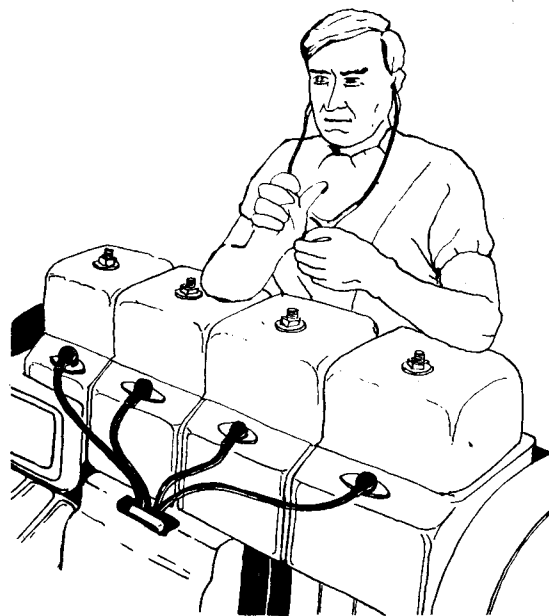
ТЕХНОЛОГИЯ «ОНО» СПОСОБНА ИЗМЕНИТЬ ПРИВЫЧНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ О ДИАГНОСТИКЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Новая система программированного контроля для двигателей внутреннего сгорания

Эта система специально создана для автоматически сложного, высококачественного испытания всех типов двигателей внутреннего сгорания.

Высокая точность измерения и контроль могут быть гарантированы в течение долгого периода работы, когда одновременно измеряются различные величины: вибрация, положение дроссельной заслонки, фазы газораспределения, угол опережения зажигания, разрежение, температура на выпуске, температура окружающего воздуха, температура масла, температура в системе охлаждения, скоростной режим, расход топлива, крутящий момент двигателя и др.

Все эти и другие испытания можно выполнить с высококонтролируемой точностью, соответствующей последнему слову в измерительной технике



ONO SOKKI
digital instruments & control systems



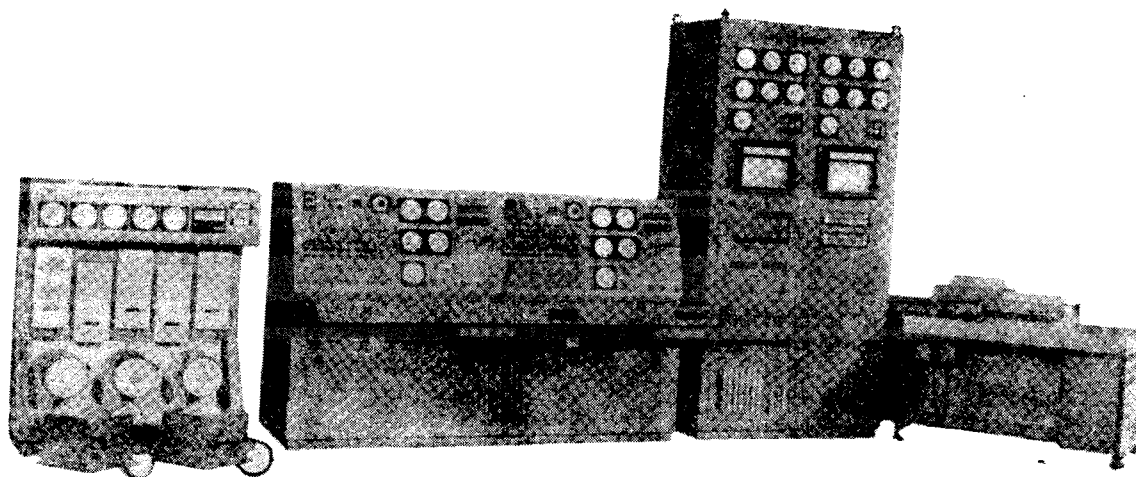
Export agent:
ATAKA & CO., Ltd
Dom 11/13, Trekhpudnyi Pereulok,
Tel. 299-82-85
299-86-25
Moscow, K-1, USSR

Cable: ATAKACO MOSCOU
Telex No. ATAKACO MSK 7394



Manufacturer:
ONO SOKKI CO., LTD
16-22, Shimomaruko 2-chome, Ohta-ku,
Tokyo, Japan

Просим посетить стенд фирмы АТАКА на «Японской выставке станков, оборудования и приборов, применяемых в автомобильной промышленности» в Москве в парке «Сокольники» с 30 мая по 8 июня 1972 г.



Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства, в ведении которых они находятся

КРАСИВАЯ, ЭФФЕКТИВНАЯ И СВЕТЯЩАЯСЯ БЕНЗОЗАПРАВОЧНАЯ КОЛОНКА ТАЦУНО НОВОГО ТИПА



На бензозаправочной колонке этого типа устанавливается бензозаправочный счетчик нового вида, отличающийся от применявшихся до сих пор. Цифры для счета даны большого размера и расположены таким образом, чтобы их хорошо было видно и водителю и обслуживающему персоналу. Колонка оборудована освещенной панелью для сезонных реклам, что улучшает внешний вид заправочной станции. Колонка работает бесшумно, так как прецизионный счетчик и другие механизмы функционируют плавно и бесперебойно.

СПЕЦИФИКАЦИЯ СЧЕТЧИКА

- Расходомер — четырехпоршневой с бесступенчатым устройством мелкого регулирования
- Точность измерения до $\pm 0,25\%$
- Циферблатный счетчик рассчитан на 0,1—999,9 л
- Суммирователь количества выдачи — семицифровой
- Переустановочное устройство работает автоматически одним действием
- Насос — с внутренней бесшумной шестерней

- Мотор — трехфазный мощностью 300 вт на 220 в
 - Производительность: мотором 50 л/мин, вручную 20 л/мин
 - Освещение — двумя флуоресцентными лампами 20 вт
- Фирма занимается производством и продажей бензозаправочных и маслораздаточных установок, расходомеров; конструирует резервуары для бензина и тяжелого масла, вина, автоцистерн и резервуаров для танкеров; проектирует и создает бензозаправочные станции новейшего типа.



ТОКИО ТАЦУНО КО., ЛТД. TOKYO TATSUNO CO., LTD.

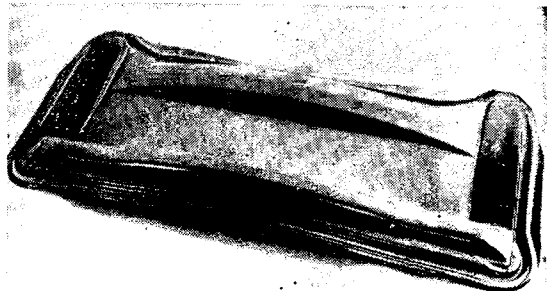
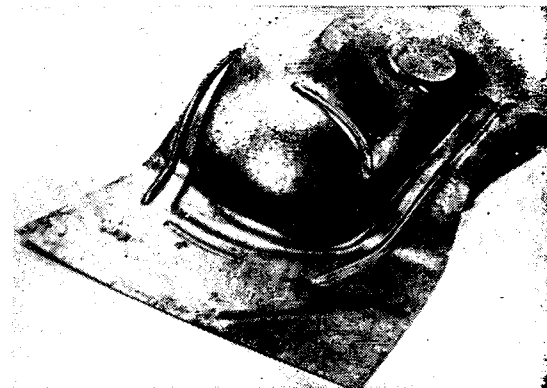
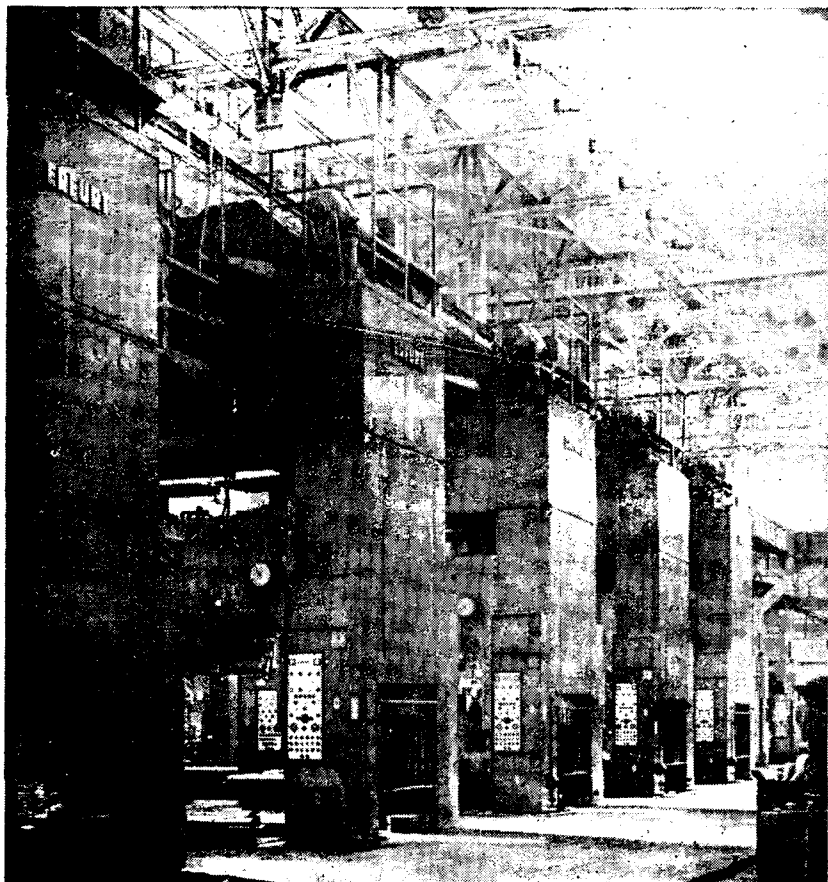
Главная контора: 12—9, 2-chome, Kaigan, Minato-ku, Tokyo, Japan

Телеграфный адрес: TOKYOTATSUNO TOKYO Телекс: 0242-2236

Продукция фирмы ТОКИО ТАЦУНО будет экспонироваться на Японской Выставке машин и оборудования в Москве, в парке «Сокольники» с 30 мая по 8 июня 1972 г.

Станкостроительная промышленность Германской Демократической Республики

ЭРФУРТ проектирует, поставляет, устанавливает и обслуживает высокопродуктивные станочные системы для обработки прокатных листов с большой поверхностью



Прессы для производства автомобильных кузовов

ПРЕИМУЩЕСТВА ЭТИХ СТАНОЧНЫХ СИСТЕМ СЛЕДУЮЩИЕ:

- Понижение себестоимости за счет повышения производительности труда
- Уменьшение вспомогательного времени
- Сокращение подготовительно-заключительного времени
- Улучшение условий труда
- Повышенная безопасность рабочего места
- Повышение выпуска деталей до 420 шт. по сравнению с 300 шт., как было ранее при таком же способе производства



ВМВ — Экспорт — Импорт
Народное Внешнеторговое
Предприятие Германской
Демократической Республики
ГДР — 104 Берлин
Шоссештрассе, 111/112

Торговое Представительство
ГДР. Отдел «Станки», ул. Дон-
ская, 18/7, Москва.
Тел. 236-01-20

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства, в ведении которых они находятся

БАЛАНСИРОВКА И ИСПЫТАНИЕ



На выставке
"Станки из Федеративной
Республики Германии"
в Сокольниках в Москве
с 20 по 28 мая 1972 г.
в павильоне № 4, стенд № 4118
фирма "Шенк" показывает самые современные
станки и устройства
для измерения колебаний, балансировки и испытания
в автомобильной и авиационной промышленности.

Кроме того на нашем стенде читаем
лекции с диапозитивами по актуальным вопросам
балансировки и проблемам испытания автомобилей.

Приглашаем Вас посетить наш стенд и мы
рады поговорить с Вами!

ФИРМА "КАРЛ ШЕНК МАШИНЕНФАБРИК ГМБХ" Г. ДАРМШТАДТ ФРГ