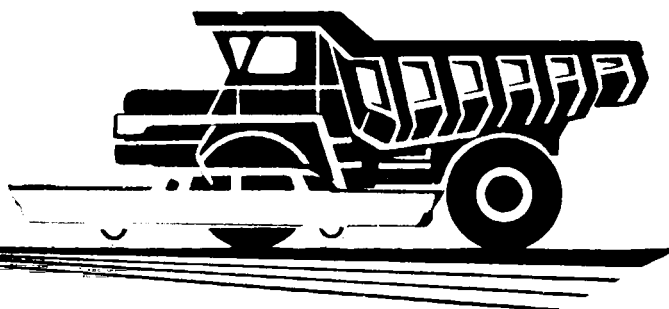


А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1968

1



СОДЕРЖАНИЕ

А. А. Андерс — Задачи автомобильной промышленности в 1968 г.	1
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА	
И. Л. Фрезинский — Параллельный метод разработки внутриводского плана	3
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
А. В. Костров — Определение степени сжатия, соответствующей максимальному значению индикаторного к.п.д. карбюраторного двигателя	6
Р. А. Аюбян, К. М. Аюбян, Б. И. Гершман — Влияние параметров пневматической подвески и условий эксплуатации на напряженность и долговечность несущей системы автобуса ЛАЗ-699А	8
А. В. Жуков — К вопросу о влиянии микрорельефа дороги на поперечную устойчивость полуприцепа	12
Я. Е. Фаробин — Стабильность тормозов автомобилей	14
Г. М. Харач, Е. А. Марченко — Определение остаточных напряжений в поверхностном слое тормозного барабана ЗИЛ-150	17
М. И. Рехитар — Выходные характеристики шины грузового автомобиля в зависимости от слоистости каркаса	18
Е. И. Лах, А. Н. Пикушов — Испытания привода тормозов длиннобазного автомобильного прицепа	19
А. П. Колпаков — Проектирование и расчет гидромеханического привода управления колесами полуприцепа	22
ТЕХНОЛОГИЯ	
Н. В. Потекунин — Однопереходная штамповка-вытяжка деталей цилиндрической формы	26
И. Л. Блаер — Условия осуществления качественной сборки разъемного подшипникового соединения	29
Л. А. Улисов — Монорельсовый погрузчик двустороннего действия грузоподъемностью 1000 кг	31
А. Н. Кидалов — Установка для плавления цинка и заливки его в коуши буксирных тросов	32
А. И. Исаев, Э. М. Берлинер — Оптимальная конструкция компенсирующего патрона для нарезания резьбы метчиками на агрегатных станках и автоматических линиях	33
В. И. Кригман, Р. А. Медведь, О. М. Ильина — Гигиеническая оценка нового механизированного процесса склеивания тормозных накладок, внедренного на Горьковском автозаводе	34
С. К. Афонин, П. А. Панов — Исследование усилий при сборке прессовых соединений до упора в бурт	36
ИНФОРМАЦИЯ	
М. А. Клементьев — Научно-исследовательская работа в автомобильной промышленности ФРГ	38
Оке Ларборн — Лаборатория двигателей фирмы Вольво	40
Новости зарубежной технологии	42
КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ	
Н. Г. Самоль — Рецензия на книгу Н. Г. Блейз «Автомобильные карбюраторы, бензонасосы и фильтры», Воениздат, 1967	44
Рефераты статей	45

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Разамат, Д. Д. Стахеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

Адрес редакции:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Т. М. Евсеева

Сдано в производство 5/XI 1967 г. Подписано в печать 20/XII 1967 г.
Т-16453 Тираж 11413 экз. Печ. л. 6 Уч.-изд. л. 9 Бум. л. 3 Формат 60 × 90/8 Заб. 4562

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1
ЯНВАРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1968.

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XXXIV

УДК 629.115.002.2+1963»

Задачи автомобильной промышленности в 1968 г.

А. А. АНДЕРС

Министерство автомобильной промышленности

ОСНОВНЫЕ задачи автомобильной промышленности, вытекающие из директив XXIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР, заключаются в ускорении темпов наращивания производства автомобилей, создании новых технически совершенных конструкций автомобилей и других автотранспортных средств; развитии выпуска специализированного автомобильного транспорта: автопоездов, автофургонов, автоцистерн; широком внедрении новых прогрессивных технологических процессов и оборудования; автоматизации и механизации производства; развитии специализации и кооперирования производства; создании специализированных производств отдельных узлов и агрегатов на базе унификации деталей и узлов автомобилей и на этой основе обеспечение при минимальных затратах общественного труда выпуска высококачественной продукции и достижения высокого технико-экономического уровня производства.

Коллективами предприятий автомобильной промышленности было широко развернуто социалистическое соревнование за достойную встречу 50-летия Советского государства.

1967 г. закончен со значительным перевыполнением установленных плановых и технико-экономических показателей. План первых двух лет перевыполнен по выпуску грузовых и легковых автомобилей, автобусов и других видов продукции.

Большой вклад в достойное завершение планов юбилейного года внесли предприятия Министерства автомобильной промышленности. Они одними из первых перешли на новую систему планирования и экономического стимулирования. К их числу относятся Московский автозавод им. Лихачева, Минский, Уральский и Белорусский автозаводы, Павловский и Львовский автобусные заводы и другие заводы. Темпы роста реализации продукции и прибыли по предприятиям, перешедшим на новую систему планирования и экономического стимулирования, значительно превысили средние темпы роста по отрасли в целом.

Обеспечение выполнения плана 1968 г. по росту выпуска продукции, производительности труда, прибыли, освоению новых видов продукции, необходимому народному хозяйству, и другим качественным показателям, вытекающим из заданий пятилетнего плана, требует от коллективов каждого предприятия, научно-исследовательского института, проектных и конструкторских бюро мобилизации всех своих творческих сил, рационального использования выделенных ресурсов, улучшения использования капитальных вложений, ускорения ввода новых производственных мощностей и освоения их в короткие сроки.

Большая работа проводится коллективами предприятий, научно-исследовательских и конструкторских организаций от

ли по совершенствованию выпускаемой продукции, постановке на производство новых моделей автомобилей, повышению их надежности и долговечности. За последние годы на дорогах страны появились автомобили повышенной грузоподъемности: ГАЗ-53, ЗИЛ-130, МАЗ-500, Урал-375 и другие, имеющие значительно лучшие технико-экономические и эксплуатационные показатели по сравнению с автомобилями, выпускавшимися в прошлую пятилетку. На 50—70% повышена долговечность новых автомобильных двигателей до капитального ремонта.

Планом новой техники на 1968 г. предусматривается досрочное развитие работ по созданию новых транспортных средств и повышению ресурса выпускаемых автомобилей. Особое внимание будет уделяться созданию и развитию производства прицепного состава, предназначенного в основном для автомобилей ЗИЛ-130, транспортные возможности которого при работе без прицепа используются не полностью. Должно быть завершено создание модификаций основных грузовых автомобилей и автобусов, приспособленных для работы на Севере, а по некоторым моделям закончена подготовка или начато серийное производство автомобилей УАЗ-452А типа 4×4, автобусов ПАЗ и ЛиАЗ, грузовых автомобилей МАЗ, КраЗ, «Урал». Задача, стоящая по освоению районов Крайнего Севера, и темпы развития в этих районах промышленности диктуют постоянную необходимость ускорить начало производства указанных автомобилей. Освоение выпуска автомобилей, предназначенных для работы в условиях Крайнего Севера, требует также проведения работ по усовершенствованию подогревателей для повышения надежности системы пуска двигателя, создание специальных электродвигателей, электроискровых свечей и горелок к подогревателям, а также аккумуляторов, надежно работающих при температуре до —60°С.

Смежные производства должны освоить промышленный выпуск резинно-технических изделий, шин, горюче-смазочных и других материалов, пригодных для эксплуатации в условиях низких температур.

Для нужд геологоразведки и освоения новых нерудных и газовых месторождений в малодоступных районах развертываются работы по созданию и испытанию ряда специальных транспортных машин грузоподъемностью 2—20 т.

Работы по повышению ресурса автомобилей и автомобильных двигателей не должны ограничиваться осуществлением только конструктивных мероприятий. Такая работа должна быть проведена научно-исследовательскими технологическими институтами и заводскими лабораториями по повышению износоустойчивости быстрознашиваемых деталей за счет разра-

Ж - 34598

ВОЛОГОДСКАЯ
областная библиотека
им. И. В. Бабушкина

различных видов упрочняющей технологии. К таким работам относятся, например, азотирование коленчатых валов двигателя, разработка технологии изготовления хромо-кремнистых гильз цилиндров, освоение производства воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами, повышение качества изготовления поршневых колец, освоение производства поршней с чугунными и терморегулирующими вставками и ряд других проблем.

В связи с проводимыми работами по повышению ресурса автомобилей и двигателей НАМИ и заводами должна быть улучшена работа по нормированию расхода запасных частей, усилена связь с организациями, эксплуатирующими автомобили, и ремонтными заводами и налажена систематическая работа по пересмотру норм расхода запасных частей, учитывающая полное использование ресурса, закладываемого в конструкцию отдельных деталей.

В 1967 г. была начата работа по подготовке к присвоению отдельным изделиям знака качества. Первым в автомобильной промышленности этот почетный знак был присвоен автомобилю-самосвалу БелАЗ-540 грузоподъемностью 27 т Белорусского автозавода.

Государственная аттестация выпускаемой продукции с присвоением ей государственного знака качества за высокий технический уровень является дополнительным стимулом в борьбе коллективов предприятий за высокое качество выпускаемой продукции и в текущем году должна найти признание на всех предприятиях отрасли.

Большое место в плане опытно-конструкторских работ занимают работы по созданию новых дизелей. Над решением этой проблемы работают коллективы НАМИ, Ярославского моторного завода, Московского автозавода им. Лихачева, Горьковского и Уральского автозаводов. Целесообразность скорейшего перевода на дизели автобусов большой пассажироемкости, автомобилей Уральского автозавода, а также частично грузовых автомобилей Московского и Горьковского автозаводов, ставит перед конструкторами задачу: в кратчайшие сроки завершить окончательный выбор типов дизелей для этих автомобилей, а также закончить обработку их конструкций для постановки на производство.

Стоящие перед отраслью задачи по повышению эффективности производства и росту производительности труда могут быть решены только путем настойчивого внедрения новых прогрессивных технологических процессов и оборудования, механизации и автоматизации производства, совершенствования организации производства, сокращения всех видов потерь рабочего времени и лучшего использования производственных мощностей. Большую роль в этом вопросе должен сыграть НИИТАвтомобилей.

Планом внедрения новой техники на 1968 г. предусматривается дальнейшая автоматизация основных процессов литья в земляные формы путем внедрения пескодувных и пескоструельных машин для производства стержней с одновременным отверждением в горячих ящиках (без сушки в печах), а также прессовых машин для изготовления литейных форм: более широкое применение точного литья по выплавляемым моделям и в оболочковые формы. На 28% будет увеличено производство заготовок и деталей методом точной объемной штамповки и более чем на 30% применение безокислительного нагрева деталей под термообработку. Увеличится удельный вес высокопроизводительного механизированного и автоматизированного оборудования в механосборочном производстве за счет внедрения новых агрегатов, специализированных станков и автоматических линий механической обработки и сборки.

Значительно расширяется применение новых технологических процессов, автоматизированного и механизированного оборудования в области сварочного производства, повышение антикоррозийности и декоративности лака, улучшение простых и гальванических покрытий. Монтаж, пуск и освоение проектных мощностей нового оборудования должны находиться под повседневным контролем руководства и общественности предприятий, которые не должны допускать длительного нахождения приобретаемого заводами нового оборудования на складах, в монтаже и наладке, как это наблюдалось до последнего времени на некоторых предприятиях отрасли.

Особое внимание должно быть уделено повышению уровня механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ, где сосредоточены наибольшие резервы повышения производительности труда. Необходимо добиваться широкого внедрения конвейеров для межцеховой и внутрицеховой перевозки грузов, включая толкающие конвейеры с автоматическим адресованием, увеличивая наиболее производительные средства колесного транспорта — авто- и электропогрузчиков, внедрения пакетных перевозок и современной тары, увеличения складских площадей и комплексной механизации и автоматизации складских операций.

В этом направлении должен быть использован большой положительный опыт Московского автозавода им. Лихачева, Горьковского и других передовых заводов.

Мероприятия по повышению производительности труда за счет механизации и автоматизации транспортно-складских операций сравнительно быстро окупаются и могут с успехом финансироваться за счет банковских ссуд. Предприятиям следует проявлять больше инициативы в изыскании необходимых ресурсов для осуществления быстроокупаемых мероприятий по повышению производительности труда для вспомогательного производства. При проектировании новых и реконструкции действующих предприятий проектным институтам Министерства автомобильной промышленности следует повысить внимание к этим вопросам и предусмотреть в своих проектах организацию транспортно-складского хозяйства заводов на современном высоком организационно-техническом уровне.

По плану развития народного хозяйства СССР Министерству автомобильной промышленности выделяются ежегодно значительные средства на капитальное строительство. Ведущей стройкой Министерства является строительство комплекса нового Волжского завода легковых автомобилей. К проектированию этого завода и связанных с ним новых и реконструируемых заводов, которые будут поставлять ему комплектующие изделия, привлечено большое количество научно-исследовательских и проектно-технологических институтов, ведущих комплексное проектирование или разрабатывающих отдельные части проектов.

Дело чести всех работников министерства, предприятий, научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, участвующих в проектировании, организации и подготовке производства этого крупнейшего в нашей стране автомобильного комплекса, в установленные сроки справиться с выполнением возложенной на них почетной задачи.

Партия и Правительство уделяют большое внимание вопросам развития автомобильной промышленности. В ответ на эту заботу работники автомобильной промышленности приложат все усилия, чтобы наиболее полно обеспечить народное хозяйство автомобилями и удовлетворить потребности трудящихся в автомобильном транспорте.

Параллельный метод разработки внутризаводского плана

И. Л. ФРЕЗИНСКИЙ

Московский завод малолитражных автомобилей

УСПЕШНАЯ работа предприятий в новых условиях планирования и экономического стимулирования требует определенной перестройки управления производством и его ведущей части — планирования. В сложившейся практике ряд устаревших методов затрудняет совершенствование планирования, использование средств новой, в том числе электронно-вычислительной, техники и, в конечном счете, снижает эффективность работы предприятий. К таким явно устаревшим методам относится применяемый на большинстве предприятий последовательный метод разработки внутризаводских планов. Основная часть внутризаводского планирования — подетальная производственная программа цеха и участка. Расчеты межцеховых и внутрицеховых планов выполняются, как правило, по так называемому цепному методу. Сущность метода состоит в цепи последовательных вычислений, выполняемых в порядке, обратном ходу технологического процесса по каждой позиции плана (от сдачи на склад отдела сбыта готовой продукции до получения из склада снабжения исходных материалов и полуфабрикатов).

Математическая запись цепного метода расчета производственной программы приведена Б. Я. Кацененбогеном в энциклопедическом справочнике «Машиностроения»:

$$N'_0 = N'_m + N'_3 + (z_n - z_\phi),$$

где N'_0 — программа выпуска планируемого цеха;
 N'_m — программа сдачи в сбыт планируемого цеха;
 N'_3 — программа запуска, последующего по технологическому маршруту цеха;
 z_n — плановая норма задела;
 z_ϕ — фактический задел.

Присутствие в формуле величин N'_3 не дает возможности вести расчет производственной программы каждого цеха отдельно, самостоятельно и заставляет выполнять последовательные (цепные) вычисления по всей номенклатуре деталей и узлов внутризаводского плана. Это приводит к тому, что формирование плана цеха, участка завершается после окончания всего комплекса вычислений по всему предприятию.

Такой порядок является одной из основных причин неоперативности и отсутствия преемственности в планировании, неравномерности загрузки плановых работников, а главное, исключает возможность выполнения повторных комплексных расчетов с целью выбора оптимального варианта плана.

Получившее широкое распространение системы оперативного производственного планирования по комплектам, в том числе и система непрерывного планирования, децентрализуют разработку комплексной части плана, определяют потребности деталей на товарный выпуск и не затрагивают методов расчета производственной программы в целом, как суммы двух слагаемых: потребности деталей на товарный выпуск и отклонения по заделам.

Определение величины отклонения по заделам после инвентаризации или уточнения остатков незавершенного производства выполняется цепным методом в изложенном выше порядке.

Сложившийся порядок привел к тому, что на ряде предприятий внутризаводские технико-экономические задания определяются только по комплектному плану, без учета состояния заделов, без учета выполнения заданий за предыдущие плановые периоды. При этом образуется разрыв между производственной подетальной программой, отражающей требования ритмичного хода производства, и технико-экономическими по-

казателями, являющимися исходными при определении размеров материального поощрения рабочих и ИТР.

На Московском заводе малолитражных автомобилей при разработке внутризаводских планов применен принципиально новый метод параллельного планирования на базе использования перфорационных вычислительных машин.

Математическая запись выполняемых этими машинами операций выражается формулой

$$N_n = N_{n1} + N_{n2} + N_{n3} \dots N_{nm}, \quad (1)$$

где N_{n1} — потребность на первую позицию плана товарного выпуска завода;

N_{n2} — потребность на вторую позицию плана товарного выпуска завода;

N_{nm} — потребность на m позицию плана.

Производственная программа N состоит из двух слагаемых: потребности на товарный выпуск N_n и величины отклонений от плановой нормы заделов B_0 :

$$N = N_n + B_0. \quad (2)$$

Величину отклонения по заделам B_0 определяют различными методами.

Метод сопоставления плановой нормы задела z_n и фактических остатков на начало планируемого периода z_ϕ назван методом восстановления заделов:

$$B_0 = z_n - z_\phi. \quad (3)$$

Метод восстановления заделов применяется сравнительно редко: после сплошной или избирательной инвентаризации незавершенного производства.

Более часто (в интервале между инвентаризациями) пользуются вторым методом, названным методом выравнивания комплектности заделов. Величина отклонения B_0 при этом методе определяется разностью, где уменьшаемым является план предыдущего планового периода N , а вычитаемым — выполнение плана за этот же период B_N :

$$B_0 = N - B_N. \quad (4)$$

В производственную программу любого структурного подразделения предприятия входят два плановых документа: план сдачи N_0 и план получения N_3 .

Плановые количества одноименных деталей в этих планах находятся в определенной расчетной зависимости:

$$N_c = N_n + B_{0м}; \quad (5)$$

$$N_3 = N_c + B_{0у} = N_n + B_{0м} + B_{0у}, \quad (6)$$

где $B_{0м}$ — суммарная величина отклонений готовых деталей, находящихся в других цехах (в последующих цехах по технологическому маршруту);

$B_{0у}$ — величина отклонения по заделам своего цеха.

На вычислительных машинах целесообразно, используя тот же массив перфокарт, параллельно рассчитать и внутрицеховые планы. Все внутрицеховые планы являются планами изготовления: в них включают номенклатуру деталей и сборочные единицы, подвергающиеся в соответствии с технологическими процессами обработке или сборке, в данном цехе, участке.

Для расчета плана изготовления N_u задел деталей цеха z_u следует подразделить по степени готовности на две группы:

готовых деталей z_{20m} и деталей в обработке $z_{обр}$. Отклонения по задлам B_{oy} соответственно разделяются на $B_{o\ 20m}$ и $B_{o\ обр}$.

Тогда

$$N_u = N_c + B_{o\ 20m} = N_n + B_{o\ обр} + B_{o\ 20m} \quad (7)$$

Формулы (5), (6), (7) могут быть выражены так:

$$N_c = N_n + B_{o1}; \quad (8)$$

$$N_u = N_n + B_{o2}; \quad (9)$$

$$N_3 = N_n + B_{o3}; \quad (10)$$

где B_{o1} — отклонение по суммарному заделу готовых деталей цеха, находящихся в последующих по технологическому маршруту цехах:

$$B_{o1} = z_{n1} - z_{\phi 1}, \quad (11)$$

где B_{o2} — сумма отклонений B_{o1} и $B_{o\ 20m}$, т. е. отклонение по готовым деталям, находящимся в своем цехе.

При работе на центральный склад (магазин), как правило, $B_{o\ 20m} = 0$;

$$B_{o2} = z_{n1} - z_{\phi 2}. \quad (12)$$

Сумма отклонений B_{o2} и $B_{o\ обр}$, т. е. отклонение по задлам деталей «в обработке» своего цеха,

$$B_{o3} = z_{n3} - z_{\phi 3}. \quad (13)$$

Как видно из формул (8), (9) и (10), каждому плану, входящему в производственную программу цеха-участка, соответствует определенная группировка заделов. Плановая норма и учет фактических заделов при этом формируются в определенной системе, отличной от обычно применяемых (суммарный нарастающий итог).

Как показала практика, такая систематизация заделов не вызывает дополнительной затраты труда и не только позволяет перейти на параллельный метод планирования, имеющий ряд преимуществ по сравнению с последовательным методом, но и создает дополнительные удобства в планировании, учете и контроле хода производства.

Самым распространенным методом определения отклонений по задлам является сопоставление плановой нормы заделов и фактических остатков деталей на начало планового периода. Фактические остатки деталей определяют полной инвентаризацией (пересчетом всех деталей на рабочих местах) или уточняют остатки методом избирательной частичной инвентаризации: учетные данные по остаткам проверяются на рабочих местах, а в случаях явных расхождений пересчитывают наличие деталей. При пересчете деталей на каждую группу одноименных и в одинаковой степени готовности деталей заполняют инвентаризационный ярлык.

Форма ярлыка незначительно отличается от стандартной. Дополнительно введена графа «Цех-поставщик», где перечисляют не только цех-участок, непосредственно передающий детали, но и все предыдущие по технологическому маршруту цехи и участки. При инвентаризации находящиеся в производстве узлы и другие сборочные единицы, содержащие более чем одну деталь, должны быть раздетализованы. Исключение составляют готовые изделия, поступающие в собранном виде от других предприятий (смежных). Некомплектные узлы при инвентаризации рассматриваются как группа отдельных деталей. Механизированный метод раздетализовки несложен. В инвентаризационном ярлыке на узлы проставляются номера позиций для раздетализовки. По узлам составляется реестр, нужный бухгалтерии для определения объема зарплаты на сборку этих узлов, входящий составной частью в стоимость незавершенного производства. При составлении этой ведомости изготовляют итоговые карты-макеты, используемые при выполнении механизированной операции: раздетализовании узлов. На каждый номер позиции заблаговременно изготовляют перфокарты на все входящие в узел наименования по всем переходам детали. В перфокартах указывают применяемость (количество) деталей на узел. Это количество умножают на количество узлов, указанное в макете.

На каждый инвентаризационный ярлык перфорировается одна или несколько карт (по числу поставщиков). Общий массив перфокарт (с ярлыков и раздетализованные) сортируется по цехам-потребителям. С этих перфокарт табулируется «Ведомость остатков деталей в незавершенном производстве». Детали в ведомости группируют по возрастающему порядку номеров чертежей, а внутри номера — по шифрам степени готов-

ности. Ведомость остатков незавершенного производства является сводной формой. Отдельные разрезы этой формы используют не только для целей планирования, но и для определения объемов незавершенного производства по цехам и по заводу в денежном выражении, в весовом выражении и т. д. и для анализа состояния незавершенного производства. При составлении плана восстановления заделов используют массив итоговых перфокарт, ведомости остатков незавершенного производства и заблаговременно составленные перфокарты плановых норм заделов.

Количество задела в плане изготовления деталей является разностью количеств, где уменьшаемым является норма задела, проставленная в нормативной перфокарте z_n , а вычитаемое — фактический остаток, проставленный в итоговых перфокартах z_{ϕ} . Получаемая разность представляет собой отклонение от плановой нормы заделов.

В случаях когда объем недостающих заделов значителен (более 2% месячного плана), пополнение заделов следует распределять на несколько месяцев по принципу последовательного повышения уровня заделов до плановой нормы.

Когда объем незавершенного производства превышает установленный норматив, необходимо снять излишние заделы. При значительных отклонениях (более 4% месячного плана) следует перерассчитать план потребности деталей на товарный выпуск за квартал.

Сплошную инвентаризацию незавершенного производства проводят сравнительно редко — это трудоемкий и дорогой метод проверки состояния учета, связанный с полной остановкой производства на время инвентаризации. Эпизодические уточнения остатков по всей номенклатуре деталей — также дорогой, трудоемкий и недостаточно точный метод. Обеспечением достоверности (качества) учета следует заниматься систематически, ежедневно. Поэтому методы разового восстановления заделов применяют 1—2 раза в год и исполнение заделов между инвентаризациями проводят систематически в текущем порядке.

Контроль состояния заделов, отклонений от плановых норм, выравнивание комплектности заделов — главная задача оперативного управления производством.

Наличие и комплектность заделов характеризуют подготовленность производства к ритмичной работе.

Задачи управления не ограничиваются контролем выполнения производственной программы. На современном этапе необходимо управлять и экономикой производства, организовать оперативный контроль за расходованием денежных и материальных ресурсов. Для такого контроля также необходимо, прежде всего, информация о состоянии подетальных заделов, причем информация оперативная, за минимальные календарные периоды: день и час.

Применяемая на заводе система ежедневной и сводной (месячной) плановой и учетной информации о состоянии межцеховых заделов основана на принципе определения величины отклонений заделов по результатам выполнения плана. Основным документом системы ежедневного контроля служит «суточный рапорт» (см. форму) о выполнении плана сдачи, составляемый на вычислительных машинах. Графа этого рапорта «Отклонение от плана» и является также величиной отклонений от плановой нормы задела B_o [см. формулу (4)].

Рапорт составляется на основе перфокарт прошедшего дня:

$$B_{oy} = B_{on} + C_m - C_d, \quad (14)$$

Суточный рапорт о выполнении плана сдачи

Дата		Цех		Деталь				Суточный темп	Отклонение от плана неодано—передано	План на месяц	Сдано	
Месяц	Число	поставщик	потребитель	Шифр перехода	Индекс модели	№ чертежа	Суффикс				за день	с начала месяца

где B_{0y} — величина отклонений по заделам своего цеха (на учетный день);

B_{0n} — величина отклонений за прошлый день;

C_m — суточный темп за прошлый день;

C_d — фактическая сдача за прошлый день.

Величина отклонений, определенная изложенным методом, совпадает с отклонением, вычисленным методом сопоставления плановой нормы заделов и фактического остатка, при определенных условиях: выполнении плана товарного выпуска предприятием и своевременного пополнения заделов взамен брака и других непредусмотренных планом потерь.

Графа «Отклонение от плана» отражает состояние заделов по каждой детали. Положительное значение цифры в этой графе отражает количество превышения плановой нормы заделов по этой детали, а отрицательное значение цифры отражает недостающее до плановой нормы заделов количество деталей. Это позволяет определять величину и комплектность заделов в денежном выражении на любой день месяца.

По существу все поддетальные экономические и материальные расчеты в плановых и учетных документах — вычисления объемов плана и выполнения плана в различных измерителях, расчеты плана себестоимости, по труду и заработной плате, потребности и расхода материалов, инструмента и др. — сводятся к умножению количества деталей в соответствующем плановом или учетном документе (сдача, изготовление, получение) на соответствующую расходную норму (цена, вес, время, зарплата и т. д.) и суммированию полученных произведений.

Все плановые и учетные поддетальные расчеты могут быть выполнены параллельно в комплексе с расчетами поддетальных плановых и учетных документов.

Централизованное и механизированное выполнение плановых и учетных работ позволяет максимально сократить трудоемкость комплекса процессов по межцеховому и внутрицеховому управлению производством, выполнять при необходимости повторные вариантные расчеты для оптимизации плана.

Имея на перфокартах плановую и учетную информацию о состоянии незавершенного производства, можно сравнительно легко механизированно выполнять весь комплекс работ, связанный с планированием, учетом, контролем и анализом производственно-хозяйственной деятельности цехов и предприятий в целом.

Особое значение для оперативного управления производством имеет избирательная информация об отклонениях от заданного ритма производства. Ежедневно можно определять количество отклонений от плана, величину отклонений (в штуках, комплектах, днях), объем отклонений от плановых норм заделов (раздельно по отставанию и превышению) по цехам и предприятию в целом.

Остатки по детали определяют по формуле

$$z_{\phi} = z_n - B_0.$$

Срочное определение остатков в незавершенном производстве может быть необходимо каждому предприятию.

Ошибки, которые могут быть допущены при этом методе расчета, незначительны. Следует учесть, что при значительном невыполнении или перевыполнении плана предприятием следует произвести соответствующий корректив. В остальном достоверность данных зависит от качества документального учета. Особо следует подчеркнуть возможность повышения уровня анализа экономики производства, в частности экономических исследований закономерностей производственного процесса, практически складывающегося движения производства, анализа состава и структуры незавершенного производства и других вопросов, не подвергающихся в настоящее время изучению. Такие исследования необходимы на каждом предприятии, в частности для определения величины страховых заделов.

Методы параллельной разработки внутривозвских планов требуют определенной систематизации нормативов. Предусмотреть в плане количество брака или других потерь по всем деталям практически невозможно. Резервом на восполнение единичного брака и других потерь служит особый вид страховых заделов (резервы компенсатора брака). Но по некоторым деталям в плане пуска можно и нужно предусмотреть допустимые потери — технологически неизбежный брак, лабораторные исследования и т. д. Плановые нормативы (расходные нормы) при механизированном выполнении плановых и учетных работ обычно систематизируют по технологическо-конструкторскому уровню (операция — деталь — узел — автомобиль); по структурному уровню (участок — отделение — цех — завод); по назначению норм (трудовые, материальные и др.). Кроме таких группировок, при параллельном методе планирования целесообразна группировка цеховых норм по видам производственных заданий — сдача и получение, а внутрицеховых (участковых) — по планам изготовления.

Формы и методы управления производством и его ведущей части — планирования, сложившиеся на большинстве современных предприятий, отражают условия «ручного» управленческого труда. На фоне все большего ускорения темпов и повышения уровня автоматизации производства все более заметно отставание применяемых форм и методов управления и планирования. Проникновение в сферу управления новой, в том числе электронной, техники создало условия для коренной реконструкции форм и методов управления и планирования производства.

Вниманию конструкторов и технологов!

В № 3 журнала «Вестник машиностроения» за 1968 г. будет опубликован ряд статей по резьбовым соединениям. В статьях будут освещены результаты новых исследований прочности, долговечности и методики их расчета.

В подготовке материала принимали участие ведущие ученые и высококвалифицированные специалисты: д-р техн. наук проф. И. А. Биргер, д-р техн. наук проф. В. П. Григорьев, д-р техн. наук проф. А. И. Якушев и др.

Журнал в розничную продажу не поступает и его можно приобрести только по подписке, которая производится в течение всего года на любой календарный срок и в любом количестве экземпляров.

Подписка на журнал № 3 заканчивается 1 февраля 1968 г.

Определение степени сжатия, соответствующей максимальному значению индикаторного к.п.д. карбюраторного двигателя

Канд. техн. наук **А. В. КОСТРОВ**

Московский автомеханический институт

ПОВЫШЕНИЕ степени сжатия является эффективной мерой для улучшения показателей работы карбюраторного двигателя и в первую очередь его экономичности.

Увеличение индикаторного к.п.д. двигателя по мере повышения степени сжатия происходит в меньших пределах, чем термического к.п.д. [1—5], определяемого расчетным путем по формуле

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1)$$

где Q_1 — тепло, выделяющееся от сгорания топлива;
 Q_2 — неустраиваемые потери тепла.

По аналогии с η_i составлена формула для индикаторного к.п.д. [6]

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} - \frac{\Delta Q_{\text{менл}}}{Q_1}, \quad (2)$$

где $\Delta Q_{\text{менл}}$ — дополнительные потери тепла в реальном двигателе.

Дополнительные потери тепла представляют сумму потерь тепла: в стенки, из-за диссоциации и химической неполноты сгорания, а также тепла, эквивалентного насосным потерям двигателя. Из-за дополнительных потерь тепла индикаторный к.п.д. всегда меньше термического. На основании работ [1—5]

$\frac{\Delta Q_{\text{менл}}}{Q_1}$ с повышением степени сжатия возрастает. Одной из основных причин увеличения дополнительных потерь тепла является повышение потерь тепла в стенки во время процессов сгорания и начальной стадии расширения. Эти потери тепла определяются температурой и давлением газа, т. е. теми параметрами, которые увеличиваются по мере повышения степени сжатия. Можно сделать предположение, что индикаторный к.п.д. карбюраторного двигателя по мере повышения степени сжатия увеличивается до определенного предела, после которого происходит снижение к.п.д., что вызвано значительным ростом дополнительных потерь тепла при высоких степенях сжатия.

Степень сжатия, соответствующая максимальному индикаторному к.п.д. двигателя, определяется экспериментальным и аналитическим путями. Экспериментальное исследование связано с большими трудностями, так как для этого необходимы двигатель специальной конструкции и топливо с высоким октановым числом. Аналитический метод также основан на использовании экспериментальных данных, но в этом случае нет необходимости проводить исследование на больших степенях сжатия, т. е. в том диапазоне, где встречаются наибольшие затруднения при конструировании камеры сгорания, доводке рабочего процесса и подборе необходимого сорта топлива. Использование аналитических зависимостей позволяет более точно установить влияние различных факторов на степень сжатия, соответствующую максимальному значению индикаторного к.п.д. карбюраторного двигателя.

Исходным выражением для расчетов служит зависимость (2), представленная в виде

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k} - \frac{\Delta Q_{\text{менл}}}{Q_1}, \quad (3)$$

где ε — степень сжатия.

k — показатель адиабаты.

Аналитическим путем выразить $\frac{\Delta Q_{\text{менл}}}{Q_1}$ в зависимости от степени сжатия не представляется возможным, поэтому приходится обратиться к экспериментальным данным.

На основании работ [1—5] можно установить закон изменения $\frac{\Delta Q_{\text{менл}}}{Q_1}$ от степени сжатия (рис. 1). Кривая $\frac{\Delta Q_{\text{менл}}}{Q_1}$

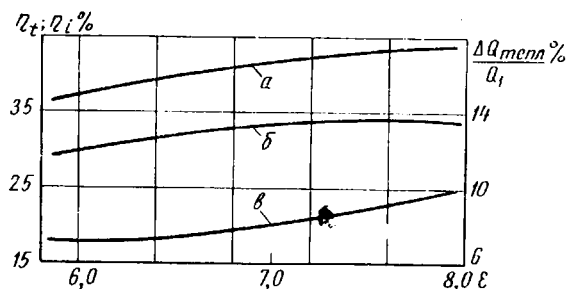


Рис. 1. Изменение термического (а), индикаторного (б) к.п.д. и дополнительных потерь тепла (в) двигателя МЗМА-407 при разных степенях сжатия

достаточно удовлетворительно аппроксимируется квадратной параболой, уравнение которой в общем виде можно записать

$$\frac{\Delta Q_{\text{менл}}}{Q_1} = a \varepsilon^2 + b \varepsilon + c. \quad (4)$$

Подставив уравнение (4) в формулу (3), получим

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k} - (a \varepsilon^2 + b \varepsilon + c). \quad (5)$$

Для определения максимального значения индикаторного к.п.д. продифференцируем выражение (5) и приравняем первую производную нулю:

$$\frac{d}{d\varepsilon}(\eta_i) = -(1 - k) \varepsilon^{-k-1} - 2a\varepsilon - b = 0;$$

$$2a\varepsilon + b = (k - 1) \frac{1}{\varepsilon^k}. \quad (6)$$

Коэффициенты a , b , c , определяющие положение прямой на плоскости, находим способом наименьших квадратов:

$$a \sum \varepsilon_i^4 + b \sum \varepsilon_i^3 + c \sum \varepsilon_i^2 = \sum \varepsilon_i^2 y_i;$$

$$a \sum \varepsilon_i^3 + b \sum \varepsilon_i^2 + c \sum \varepsilon_i = \sum \varepsilon_i y_i;$$

$$a \sum \varepsilon_i^2 + b \sum \varepsilon_i + c n = \sum y_i,$$

где i — текущее значение степени сжатия;

y_i — текущее значение разности между термическим и индикаторным к.п.д. Для 3000 об/мин $a = 0,042$, $b = -0,405$, $c = 5,45$.

После подстановки коэффициентов формула (6) для 3000 об/мин имеет следующий вид:

$$0,084 \epsilon - 0,405 = \frac{k-1}{\epsilon^k} \quad (7)$$

Анализ формулы (7) показывает, что левая часть представляет уравнение прямой, а правая часть — степенная зависимость. Наиболее простым является графический способ решения уравнения (рис. 2). Степень сжатия, соответствующая максимальному значению индикаторного к.п.д. двигателя

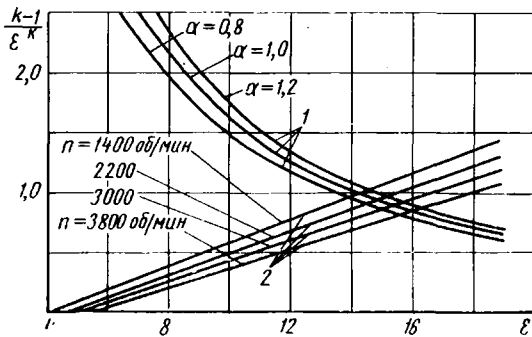


Рис. 2. Графический метод определения степени сжатия, соответствующей максимальному индикаторному к.п.д.:

1 — степенная зависимость $\frac{k-1}{\epsilon^k}$; 2 — зависимость $2a \epsilon + b$

МЗМА-407, при 3000 об/мин равна 15. Аналогичным способом определено соответствующее значение степени сжатия для трех других скоростных режимов (1400, 2200, 3800 об/мин). Наибольшее значение индикаторного к.п.д. двигателя МЗМА-407, равное 42%, получено при степени сжатия 15,5 и 3800 об/мин.

Представляет интерес влияние различных факторов на степень сжатия, соответствующую максимальному индикаторному к.п.д. двигателя. С обеднением состава смеси наблюдается тенденция к перемещению максимального индикаторного к.п.д. в сторону больших степеней сжатия. Так, изменение состава смеси от $\alpha=0,85$ до $\alpha=1,2$ повышает величину показателя адиабаты от 1,26 до 1,35 и соответствующее значение степени сжатия на 0,5—0,75. Левая часть уравнения (7) не меняется, так как разность между рассматриваемыми коэффициентами остается постоянной. При обеднении состава смеси увеличиваются потери тепла из-за диссоциации, но одновременно сокращаются потери тепла из-за химической неполноты сгорания, в результате величина дополнительных потерь тепла остается без изменения.

Гораздо больше влияет на максимальное значение индикаторного к.п.д. скоростной режим двигателя, ибо при разных скоростных режимах величина дополнительных потерь тепла не остается постоянной. Сближение термического и индикаторного к.п.д. (уменьшение дополнительных потерь тепла), происходящее по мере повышения скоростного режима двигателя, приводит к некоторому увеличению степени сжатия, соответствующей максимальному индикаторному к.п.д. Для 1400 об/мин максимальная степень сжатия 14, в то время как для 3800 об/мин — 15,5. Если учесть возможное небольшое изменение состава смеси при повышении числа оборотов, то увеличение степени сжатия будет более значительным.

Уменьшение нагрузки связано с увеличением дополнительных тепловых потерь и приводит к уменьшению степени сжатия, соответствующей максимальному индикаторному к.п.д.

Достоверность полученного значения степени сжатия подтверждается работой [5], в которой проведено экспериментальное исследование показателей рабочего процесса автомобильного карбюраторного двигателя при разных степенях сжатия. Объектом исследования является V-образный восьмицилиндровый двигатель, с рабочим объемом 5,3 л. Степень сжатия изменялась от 9 до 25 за счет изменения объема камеры сгорания, расположенной в днище поршня. Исследования показателей рабочего процесса (рис. 3) проведены при семи степенях сжатия (9, 11, 12, 14, 17, 20, 25). Топливом служил изоктан с антидетонационной присадкой. Максимальный индикаторный к.п.д. для 2000 об/мин получен при степени сжатия 17. Сравнивая эти данные с аналогичными для двигателя МЗМА-407,

установим, что последний на данном скоростном режиме имеет максимальное значение индикаторного к.п.д. при степени сжатия 13. Различие в данных по степени сжатия, соответствующей максимальному индикаторному к.п.д., следует отнести за счет конструктивных отличий двигателей и в первую очередь в типе камеры сгорания.

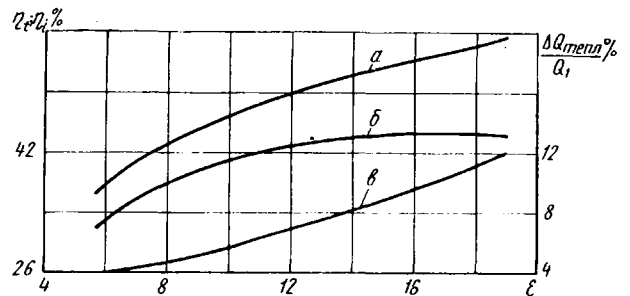


Рис. 3. Изменение термического (а), индикаторного (б) к.п.д. и дополнительных потерь тепла (в) V-образного двигателя

Представляют интерес и данные теплового баланса, подтверждающие ухудшение теплопользования при больших степенях сжатия (рис. 4). Увеличение степени сжатия выше 17 приводит к повышению потерь тепла в охлаждающую воду и с вы-

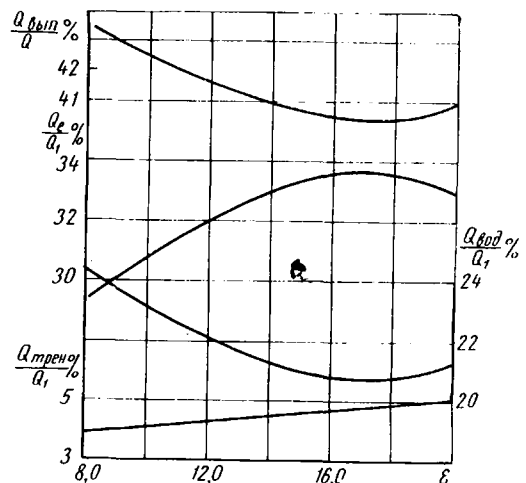


Рис. 4. Тепловой баланс V-образного двигателя при разных степенях сжатия

пускными газами. Увеличение потерь тепла в воду происходит из-за повышения плотности теплового потока, проходящего через единицу поверхности стенки камеры сгорания, так как давление и температура газа по мере увеличения степени сжатия возрастают. Увеличение потерь тепла с выпускными газами является результатом ухудшения показателей процесса сгорания при высоких степенях сжатия.

Таким образом, аналитическими методами с использованием ряда экспериментальных данных возможно установить степень сжатия, соответствующую максимальному значению индикаторного к.п.д., т. е. установить целесообразный предел форсирования карбюраторного двигателя по степени сжатия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Молчанов К. К. К вопросу о движении газа и сгорании в двигателе легкого топлива. Труды МАДИ. Вып. 17, 1955.
2. Золотаревский В. С. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1957, № 5.
3. Сергелъ С. С. Уточнение влияния степени сжатия на экономичность карбюраторного двигателя. Труды МАИ. Вып. 92, 1957.
4. Костров А. В. «Автомобильная промышленность», 1967, № 4.
5. Caris D. F., Neison K. E., SAE «Transactions», 1959.
6. Ленин И. М. Теория автомобильных двигателей. Машгиз, 1958.

Влияние параметров пневматической подвески и условий эксплуатации на напряженность и долговечность несущей системы автобуса ЛАЗ-699А

Канд. техн. наук Р. А. АКОПЯН, канд. техн. наук К. М. АТОЯН, Б. И. ГЕРШМАН

Львовский политехнический институт, ГСКБ по автобусам, Львовский автобусный завод

ВОПРОС качественной и количественной оценки влияния колебательных параметров пневматической подвески на напряженность несущей системы автобуса, обусловленную действием как статической нагрузки, так и переменных составляющих сил, пока изучен мало.

Выявление наиболее неблагоприятного нагрузочного режима несущей системы, т. е. величины и времени действия различных нагрузок, позволяет осуществлять приближенный расчет на долговечность (при наличии кривых усталости элементов).

Были выбраны конкретные дорожные и эксплуатационные условия, типичные для большинства видов автомобильного транспорта: дорога с бетонным и булыжным покрытиями удовлетворительного качества протяженностью 400 м, скорость движения 30, 50 и 70 км/ч.

Негруженный и груженный автобусы ЛАЗ-699А испытывались при двух значениях давления в шинах (3 и 5 атм); двух значениях объема резервуара (0 и 12 л). Кроме того, все испытания повторялись для автобуса с амортизаторами и без них, со стабилизатором и без него.

Результаты испытаний сопоставлялись с данными, полученными на полностью укомплектованном серийном автобусе с резервуаром 12 л и давлением в шинах 5 атм.

Для удобства анализа, а также для сравнения результатов исследований влияние колебательных параметров и эксплуатационных условий на нагрузочный режим элементов несущей системы оценивалось в основном по кривым генеральных средних квадратичных значений напряжений $\sigma_{с.к.}$, динамическому коэффициенту K_d , относительному коэффициенту генеральных средних квадратичных напряжений $K_{с.к.}$ в функции скорости движения, причем

$$K_d = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{ст}}{\sigma_{ст}}; \quad K_{с.к.} = \frac{\sigma''_{с.к.}}{\sigma_{с.к.}}$$

где σ_{\max} — максимальное динамическое значение напряжений;

$\sigma_{ст}$ — статическое напряжение;

$\sigma_{с.к.}$ — среднее квадратичное значение напряжений в элементах несущей системы кузова при начальных параметрах и эксплуатационных условиях;

$\sigma''_{с.к.}$ — среднее квадратичное значение напряжений в тех же элементах при изменении какого-либо колебательного параметра или эксплуатационных условий.

Если отношение дисперсий при малых выборках θ используется только для оценки сущности дисперсий, то при генеральной дисперсии или генеральном среднем квадратичном значении напряжений это отношение характеризует интенсивность изменения напряжений при изменении параметров колебаний и качественную оценку механизма процесса.

Напряжения несущей системы автобуса сначала измерялось при испытании серийного укомплектованного автобуса, а затем автобуса с измененными колебательными параметрами. Различия в полученных данных давало возможность оценить влияние

того или иного колебательного и эксплуатационного параметра на напряженность несущей системы.

Анализ кривых осциллограмм позволил также получить данные по повторяемости нагрузок.

С целью упрощения исследования напряженности несущей системы предварительно определялись наиболее напряженные элементы несущей системы путем воздействия максимальной статической нагрузки и медленного скручивания автобуса. При таком методе выявления наиболее нагруженных элементов несущей системы не исключалась возможность того, что некоторые ее элементы, не отнесенные к наиболее нагруженным, могут иметь суммарные напряжения под действием статической и динамической нагрузок больше, чем в выбранных элементах, но вероятность превышения в них средних эквивалентных

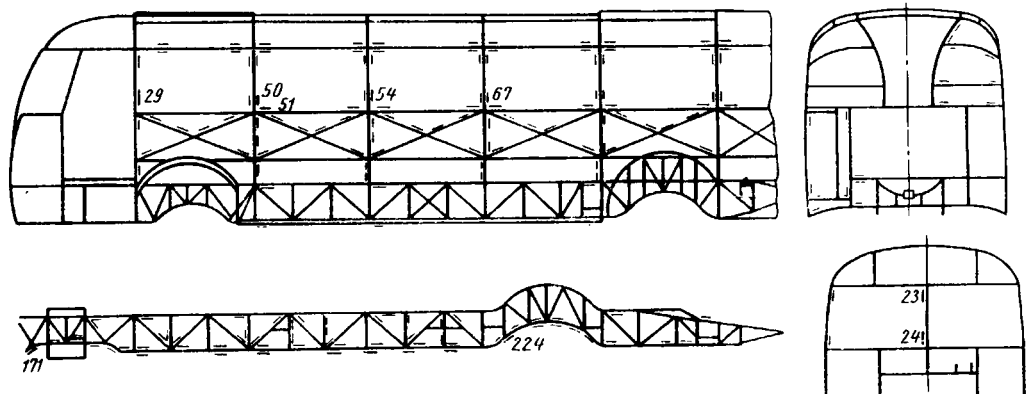


Рис. 1. Схема размещения датчиков на несущей системе кузова автобуса ЛАЗ-699А

напряжений (как показали исследования) практически ничтожна, а время действия этих нагрузок чрезмерно мало.

На рис. 1 приведена схема расположения датчиков на несущей системе автобуса ЛАЗ-699А, а в таблице приведены результаты измерений напряжений с указанием их знака при скручивании полностью укомплектованного автобуса на завершающей стадии испытаний. При испытаниях использовалась обычная аппаратура¹.

Температурная компенсация осуществлялась размещением компенсационных датчиков непосредственно рядом с активными на специальных элементах.

Тензодатчики наклеивались с особой тщательностью; обеспечивалось постоянство величины питающего прибора напряжения; контролировалась и регулировалась чувствительность в процессе измерений.

Поскольку усилитель ТА-5 допускает по паспорту погрешность не более 5% на диапазоне $0,25 \cdot 10^{-3}$ относительных единиц, следует полагать, что максимальная погрешность измерения не превышала 8%. Статистический анализ большого числа напряжений, которые распределялись по нормальному закону, позволял снизить погрешность используемых средних квадратичных значений напряжений.

Анализ полученных результатов показал, что наиболее нагруженными элементами являются элементы, на которых наклеены датчики 23, 24, 29, 50, 51, 54, 67, 171, 224, т. е. наиболь-

¹ П. И. Воронцова, Д. В. Гельфгат, И. С. Лунев, В. А. Ошников, Ю. Г. Стефанович. Тензометрирование деталей автомобиля. Машгиз, 1962.

номер датчи- ка	Напряжения в кг/см ²		номер датчи- ка	Напряжения в кг/см ²		номер датчи- ка	Напряжения в кг/см ²	
	влево	вправо		влево	вправо		влево	вправо
23	+1260	+1300	86	-760	+840	122	+180	-200
24	-1260	+1280	87	+640	-720	123	+200	-180
25	-480	+500	88	-360	+460	124	-120	+200
26	+760	-720	89	-360	+420	125	-120	+160
27	-880	+820	90	-560	+540	127	-80	+40
28	-340	+360	91	+360	-390	130	-60	+60
29	+1080	-1140	92	-220	+200	132	+60	-80
30	+460	-400	93	-280	+160	134	+100	-40
37	-620	+620	104	+200	-540	136	-100	+60
39	-400	+280	105	-620	+440	137	-40	+40
47	+440	-560	106	-500	+600	138	+80	-80
48	-640	+780	107	+600	-500	140	+40	-60
49	-540	+680	108	+520	-240	141	-60	+80
50	+860	-880	109	-400	+680	142	-120	+100
51	+1020	-980	110	+620	-440	143	-120	+140
52	-840	+860	111	-660	+440	144	-120	+160
53	-640	+860	112	+540	-340	145	+120	-160
54	+1080	-1000	113	+140	-80	151	-60	+40
55	+520	-500	114	-860	+40	152	+40	-60
62	-640	+620	115	-120	+160	153	-40	+50
64	+520	-620	116	-1240	+300	154	0	0
65	-680	+840	117	-300	+620	155	+200	-120
66	-520	+620	116	-100	+120	156	+60	-80
67	+1080	-940	119	-600	+440	157	-120	+60
68	-60	+80	120	-280	+100	171	+1000	-1020
77	+480	-440	121	+280	+320	224	+100	-800

шие напряжения возникают в зоне оконных проемов по концам стержней, в районе передней и задней арок.

Испытания показали, что в пределах угла закручивания 4—24 мин для негруженого автобуса и 32—48 мин для груженого автобуса характер возникающих напряжений может быть выражен линейными кривыми. Таким образом, испытания позволили получить исходные данные для оценки влияния ряда колебательных параметров на принятые измерители, характеризующие нагрузочный режим несущей системы.

Влияние жесткости шин на напряженность несущей системы автобуса. Каждый элемент несущей системы автобуса при изменении жесткости шин по-разному реагировал на дорожные условия, режим эксплуатации и изменение колебательных параметров. Однако были выявлены общие для всех исследуемых элементов закономерности.

Как правило, с увеличением жесткости шин коэффициент K_{δ} возрастал в среднем на 5—30% во всех исследуемых элементах несущей системы и во всех случаях испытаний при скоростях движения 30—50 км/ч.

При испытаниях на дорогах с бетонным и булыжным покрытиями груженого и негруженого автобуса ЛАЗ-699А увеличение жесткости шин приводило в большинстве случаев к возрастанию средних квадратичных значений напряжений от 5 до 45% во всех исследуемых элементах (рис. 2). Во время аналогичных испытаний автобуса ЛАЗ-699А с повышенной жесткостью подвески средние квадратичные напряжения с увеличением жесткости шин возрастали ($K_{с.к} > 1$), кроме случая испытания негруженого и груженого автобусов на дороге с булыжным покрытием. Путем сопоставления коэффициентов $K_{с.к}$ было установлено, что при более жесткой подвеске интенсивность возрастания напряжений меньше, чем в предыдущем случае, так как коэффициенты $K_{с.к}$ были во всех случаях испытаний меньше, чем в соответствующих элементах автобуса с низкой жесткостью подвески.

Испытания автобуса с отключенными амортизаторами показали, что при малых силах сопротивления колебаниям в груженом автобусе с подвеской низкой жесткости как на дороге с бетонным, так и булыжным покрытиями средние квадратичные значения напряжений в элементах несущей системы уменьшались с увеличением жесткости шин; при более жесткой подвеске наблюдалось обратное явление ($K_{с.к} > 1$) только в случае испытаний на дороге с бетонным покрытием. Эти отклонения, очевидно, обусловлены главным образом уменьшением угловых перемещений кузова при более жестких шинах. Во время испытаний негруженого автобуса этих отклонений не наблюдалось.

В большинстве случаев (за исключением испытаний негруженого автобуса на дороге с булыжным покрытием) коэффициенты $K_{с.к}$ были меньше, чем в соответствующих элементах

серийного автобуса, т. е. интенсивность возрастания напряжений в элементе несущей системы с увеличением жесткости шин в автобусе с малыми силами сопротивлений колебаний меньше. В автобусах с уменьшенной поперечной жесткостью средние квадратичные значения напряжений возрастали с увеличением жесткости шин ($K_{с.к} > 1$), но коэффициенты $K_{с.к}$ были меньше за некоторыми исключениями, чем в соответствующих элементах серийного автобуса.

Коэффициенты $K_{с.к}$ увеличивались с возрастанием скорости движения только в элементах негруженого автобуса с пониженной жесткостью подвески при движении по дороге с булыжным покрытием. В остальных случаях они уменьшались. При всех испытаниях систематическое возрастание средних квадратичных напряжений наблюдалось при скоростях движения 30—50 км/ч. Во время скорости движения 70 км/ч установить строгую закономерность изменения средних квадратичных значений напряжений с увеличением жесткости шин не удалось; значения их как повышались, так и понижались.

Влияние сил сопротивления на напряженность несущей системы автобуса. Повышение сил сопротивления колебаниям в автобусах с пневматическими подвесками, т. е. использование гидравлических амортизаторов при различных дорожных условиях, понижало, как правило, динамический коэффициент напряжений и среднее квадратичное напряжение в элементах несущей системы груженого автобуса на 6—28% и повышало их в элементах негруженого автобуса на 15—37%.

Значения динамических коэффициентов напряжений K_{δ} в элементах несущей системы груженого автобуса при испытаниях на дороге с бетонным покрытием вдвое меньше, а на дороге с булыжным покрытием в 5 раз меньше, чем в соответствующих элементах негруженого автобуса. При одних и тех же условиях испытаний значения динамического коэффициента K_{δ} в исследуемых элементах несущей системы груженого автобуса на дороге с бетонным покрытием почти вдвое, а в элементах негруженого автобуса в 4 раза меньше, чем при испытаниях на дороге с булыжным покрытием.

Средние квадратичные значения напряжений в элементах несущей системы груженого автобуса уменьшались, как правило, с увеличением сил сопротивления колебаниям при различных колебательных параметрах и условиях испытаний (рис. 3) и повышались в элементах негруженого автобуса (бетонное покрытие).

С увеличением скорости движения автобуса от 30 до 50 км/ч на дороге с бетонным покрытием средние квадратичные значения напряжений в элементах несущей системы уменьшались, а затем с увеличением скорости до 70 км/ч возрастали. На дороге с булыжным покрытием в интервале скоростей 30—70 км/ч средние квадратичные значения напряжений возрастали, причем более интенсивно при 30—50 км/ч.

Почти во всех случаях испытаний груженого и негруженого автобуса (при различных параметрах колебаний и режимах испытаний) средние квадратичные значения напряжений с уменьшением сил сопротивления изменялись интенсивнее, чем в соответствующих элементах серийного автобуса, что следовало из сопоставления коэффициентов $K_{с.к}$. Только на дороге с бетонным покрытием в элементах груженого автобуса

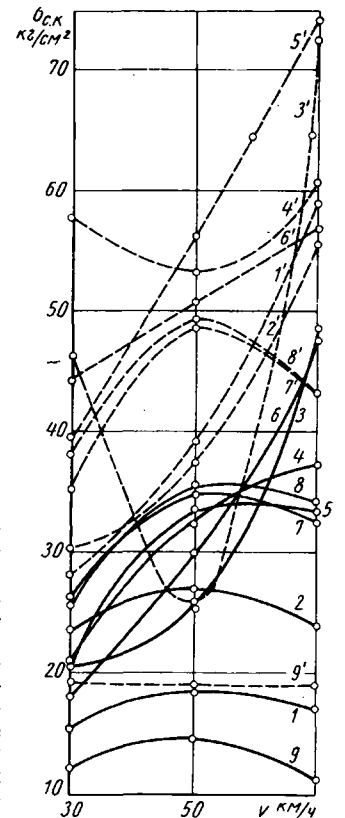


Рис. 2. Изменение среднего квадратичного значения напряжений от жесткости шин (сплошные линии — пониженная жесткость, штриховые — повышенная):

- 1 — датчик 23; 2 — датчик 24;
- 3 — датчик 29; 4 — датчик 50;
- 5 — датчик 51; 6 — датчик 54;
- 7 — датчик 67; 8 — датчик 171;
- 9 — датчик 224

с повышенной жесткостью подвески и пониженной жесткостью шин наблюдалось обратное явление.

На дороге с бетонным покрытием, как правило, с увеличением скорости движения интенсивность нарастания напряжений в элементах несущей системы автобуса уменьшалась, а на дороге с булыжным покрытием преимущественно возрастала.

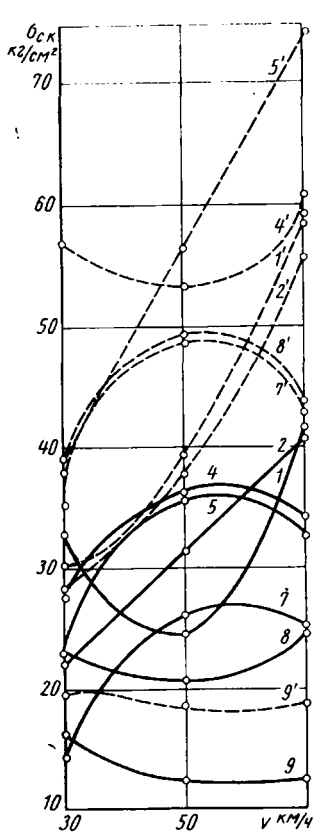


Рис. 3. Изменение среднего квадратичного значения напряжений от скорости движения груженых автобусов с повышенными поперечной жесткостью, жесткостью подвесок и шин (сплошные линии — с повышенными силами сопротивления колебаниям; штриховые — с пониженными силами сопротивления колебаниям; обозначения те же, что на рис. 2)

Влияние жесткости подвесок на напряженность несущей системы кузова автобуса. Использование пневматической подвески с относительно низкой жесткостью дает возможность понизить значения максимальных напряжений и средних квадратичных значений напряжений в элементах несущей системы груженого автобуса при всех условиях эксплуатации на дорогах с различными покрытиями (рис. 4), а в элементах негруженого автобуса — при движении по дороге с булыжным покрытием. В элементах негруженого автобуса, движущегося по дороге с бетонным покрытием, с уменьшением жесткости подвески напряжения повышались, за исключением автобуса без стабилизатора.

С увеличением скорости движения автобуса, оборудованного пневматической подвеской, с 30 до 50 км/ч во всех случаях испытаний напряжения в элементах несущей системы кузова возрастали. При увеличении скорости движения до 70 км/ч эта закономерность нарушалась — наблюдались случаи уменьшения и возрастания напряжений.

Качественное исследование характера изменения средних квадратичных напряжений в элементах несущей системы при сопоставлении относительных коэффициентов $K_{п.с.к.}$ с анало-

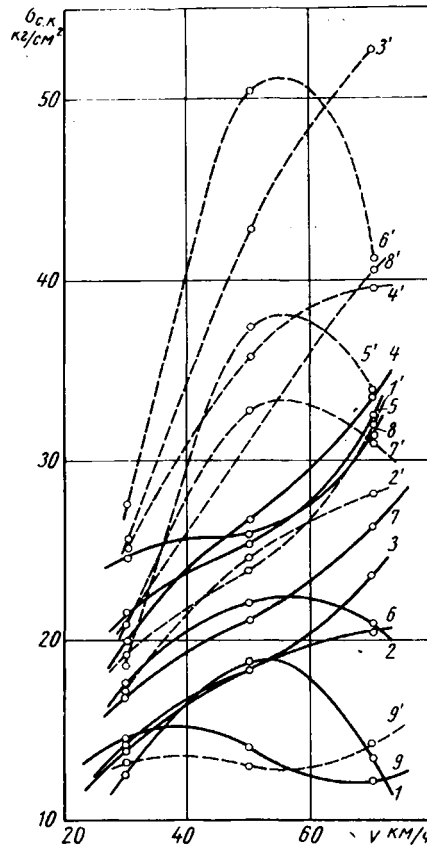


Рис. 4. Зависимость среднего квадратичного значения напряжений от скорости движения негруженых автобусов с пониженной жесткостью шин и повышенными поперечной жесткостью и силами сопротивлений колебаниям (сплошные линии — с пониженной жесткостью подвесок, штриховые — с повышенной; обозначения те же, что на рис. 2)

гичными коэффициентами серийного автобуса с шинами повышенной жесткости показало, что в элементах несущей системы автобуса с малой жесткостью шин, а также автобуса без стабилизатора и автобуса без амортизаторов (на дороге с булыжным покрытием) при общем снижении напряжений с уменьшением жесткости подвесок перепад напряжений существенно меньше. Последнее подтверждает правильность выбора колебательных параметров автобуса ЛАЗ-699А с точки зрения долговечности несущей системы кузова. В элементах несущей системы негруженого автобуса (за исключением автобуса без стабилизатора) в процессе испытаний на дороге с бетонным покрытием при уменьшении жесткости подвесок наряду с возрастанием напряжений отмечался большой перепад их.

С увеличением скорости движения коэффициенты $K_{п.с.к.}$ как правило, уменьшались в элементах автобуса, движущегося по дороге с бетонным покрытием, и увеличивались в случае движения по дороге с булыжным покрытием.

Влияние нагрузки на напряженность несущей системы автобуса. При анализе результатов испытаний использовались коэффициент $K_{з.с.к.}$ и средние квадратичные напряжения. Коэффициенты K_{δ} не использовались из-за различных значений напряжений в исследуемых элементах негруженого и груженого автобусов в статическом состоянии.

В автобусе с подвесками пониженной вертикальной жесткости и с шинами как пониженной, так и повышенной жесткости (при различных силах сопротивления колебаниям и поперечной жесткости подвесок) с увеличением нагрузки наблюдалось значительное уменьшение (в среднем в 1,5—3,8 раза) средних квадратичных значений напряжений в элементах несущей системы. Особенно это наблюдалось при движении автобуса по дороге с булыжным покрытием (рис. 5). На дороге с булыжным покрытием данные напряжения в 2—3 раза превышали напряжения, возникающие в соответствующих элементах автобуса, движущегося по дороге с бетонным покрытием.

В автобусе с подвесками повышенной вертикальной жесткости увеличение нагрузки способствовало повышению (в среднем в 1,2—3 раза) средних квадратичных значений напряжений, за исключением одного случая испытания на дороге с булыжным покрытием автобуса с повышенной жесткостью подвесок и пониженной жесткостью шин, когда не устанавливалась закономерность. Последнее объяснялось воздействием амортизаторов — неодинаковым влиянием сил сопротивления колебаниям на напряжения в элементах несущей системы при различных параметрах колебаний, так как при испытаниях автобуса без амортизаторов наблюдалось обратное.

В целом принятые значения сил сопротивления колебаниям и поперечной жесткости подвески существенно не влияли на характер изменения средних квадратичных напряжений в элементах несущей системы при изменении нагрузки автобуса.

С увеличением скорости движения средние квадратичные значения напряжений в элементах несущей системы как негруженого, так и груженого автобусов возрастали. Особенно резкий рост напряжений наблюдался при увеличении скорости движения автобуса от 30 до 50 км/ч на дороге с булыжным покрытием.

Сопоставление относительных коэффициентов средних квадратичных значений напряжений $K_{з.с.к.}$ в элементах несущей системы автобуса при различных параметрах колебаний показало, что в большинстве случаев испытаний как на дороге с бетонным, так и булыжным покрытиями, интенсивность уменьшения напряжений в элементах несущей системы автобуса с подвесками пониженной жесткости, а также интенсивность нарастания напряжений в аналогичных элементах автобуса с повышенной жесткостью подвесок при различных жесткостях шин, силах сопротивления колебаниям и поперечной жесткости больше, чем в элементах серийного автобуса.

Характер изменения кривых коэффициентов $K_{з.с.к.}$ с увеличением скорости движения различен, что объясняется также неодинаковым влиянием сил сопротивления колебаниям при различных параметрах колебаний. В элементах несущей систе-

мы автобуса без амортизаторов коэффициенты $K_{с,к}$ уменьшались при всех случаях испытаний с возрастанием скорости движения.

Интенсивность роста напряжений в элементах несущей системы негруженого автобуса во многих случаях больше, чем в элементах груженого автобуса.

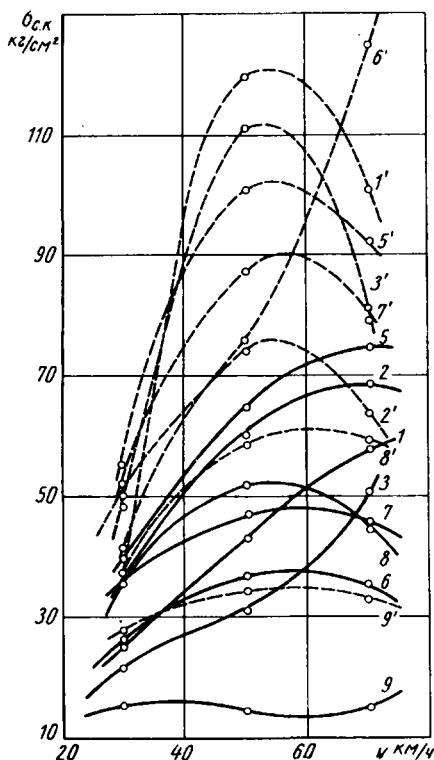


Рис. 5. Зависимость среднего квадратичного значения напряжений от скорости движения автобусов с пониженными жесткостями шин, подвесок, с повышенными силами сопротивления колебаниям и поперечной жесткостью (сплошные линии — груженный автобус; штриховые — негруженный; обозначения те же, что на рис. 2)

Влияние поперечной жесткости на напряженность несущей системы автобуса. Вследствие специфических особенностей работы стабилизатора поперечной устойчивости повышение напряжений в одних элементах часто связано с его понижением в других. Анализ результатов большого числа испытаний позволил выявить определенные закономерности.

Повышение поперечной жесткости подвески в большинстве случаев уменьшало динамические коэффициенты $K_{с,к}$ в несущей системе груженого автобуса с различными (исследуемыми) колебательными параметрами (рис. 6) и увеличивало их в аналогичных элементах негруженого автобуса на дорогах с булыжным и бетонным покрытиями.

С возрастанием скорости движения значения этих коэффициентов также возрастали почти во всех условиях испытаний.

Средние квадратичные значения напряжений в рассматриваемых элементах груженого автобуса с пониженной жесткостью подвесок и повышенной жесткостью шин, а также негруженого автобуса с пониженными жесткостями подвесок и различными жесткостями шин на дороге с бетонным и булыжным покрытиями снижались с уменьшением поперечной жесткости.

Эти напряжения возрастали в большинстве элементов груженого автобуса с пониженной жесткостью подвесок и шин при аналогичных испытаниях.

Испытания груженого и негруженого автобусов с повышенными жесткостями подвесок и различными жесткостями шин на дороге с бетонным покрытием показали почти повсеместное возрастание напряжений в элементах с понижением поперечной жесткости. Очевидно, что наличие стабилизатора, ограничивающего скручивание кузова автобуса с повышенной жесткостью подвесок, значительно уменьшает напряжения, обусловленные скручиванием.

С увеличением скорости движения автобуса с пониженной жесткостью подвески средние квадратичные напряжения в эле-

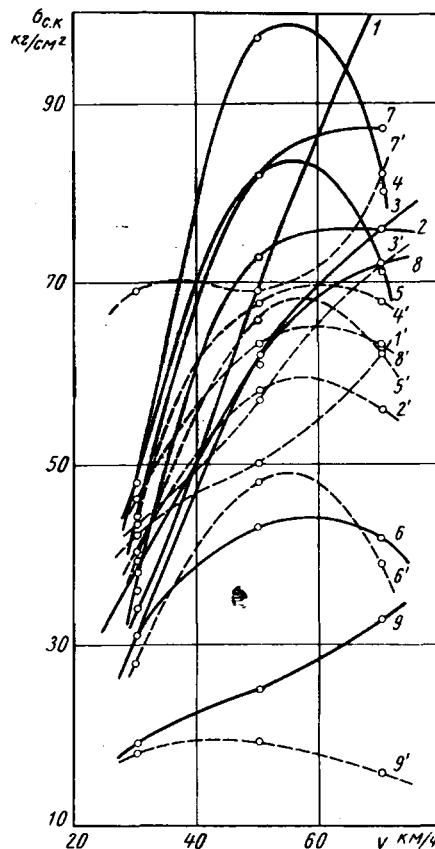


Рис. 6. Зависимость среднего квадратичного значения напряжений от скорости движения автобусов с пониженной жесткостью подвесок и повышенными поперечной жесткостью, жесткостью шин, силами сопротивлений колебаниям (сплошные линии — с повышенной поперечной жесткостью, штриховые — с пониженной; обозначения те же, что на рис. 2)

ментах несущей системы, как правило, возрастали, особенно интенсивно в интервале 30—50 км/ч на дороге с булыжным покрытием.

Сопоставление коэффициентов $K_{с,к}$ показало, что с уменьшением поперечной жесткости интенсивность изменения напряжений в элементах автобуса с различными параметрами колебаний и условиями эксплуатации больше, чем в элементах серийного автобуса.

С возрастанием скорости движения коэффициенты $K_{с,к}$ увеличивались на дороге с булыжным покрытием и уменьшались на дороге с бетонным.

К вопросу о влиянии микрорельефа дороги на поперечную устойчивость полуприцепа

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт им. Кирова

ДО НЕДАВНЕГО времени поперечная устойчивость полуприцепов оценивалась только предельным углом косогора α_n [1], определяемым из условий статического нагружения. Такая оценка устойчивости не совпадает с действительностью, так как при движении автопоезда в реальных условиях эксплуатации подрессоренные массы полуприцепа имеют значительные поперечно-угловые перемещения вследствие воздействия микрорельефов дороги.

Так, запись (взятая из осциллограммы) поперечно-угловых перемещений в вертикальной плоскости опытного образца полуприцепа для перевозки тяжелых неделимых грузов показывает, что в отдельных случаях эти перемещения составляют 7—8°.

Итак, в расчетах поперечной устойчивости полуприцепов и других транспортных свойств необходимо учитывать встречающийся в эксплуатации угол наклона кузова, который является следствием колебаний.

Этому вопросу посвящена статья В. А. Рождова и др. [2]. В отличие от других в этой работе учитывается дополнительный угол β крена полуприцепа за счет поперечно-угловых колебаний.

Однако методика определения угла β , предлагаемая В. А. Рождовым и др., содержит допущение, которое в значительной степени может снизить точность получения конечного результата. Функция воздействия дороги, включенная в расчетные формулы, в этой методике принята периодической. Это положение не соответствует действительности [3, 4]. Уже доказано целым рядом исследований, что неровности дороги бывают различной высоты и длины и повторяются в самом разнообразном сочетании.

Рассмотрим (используя спектральную теорию подрессорирования) пределы изменения угла β ; считая, что характер микрорельефов дороги носит случайный характер, для простоты расчета не учитываем перераспределение нагрузки на правые и левые колеса. В качестве примера производим расчеты для опытного полуприцепа тяжеловоза Минского автозавода. Полуприцеп имеет одну ось, рессоры отсутствуют.

Спектральная плотность случайной стационарной функции, которой и является кривая изменения угла β поперечно-угловых колебаний полуприцепа при движении автопоезда по неровной дороге, находится по формуле

$$S_{\beta}(\omega) = |W_{\beta}(i\omega)|^2 \Phi(\omega), \quad (1)$$

где $\Phi(\omega)$ — спектральная плотность воздействия дороги на колеса полуприцепа в поперечной плоскости;

$|W_{\beta}(i\omega)|$ — модуль частотной характеристики поперечно-угловых колебаний полуприцепа.

Из формулы (1) видно, что амплитуда поперечно-угловых колебаний полуприцепа зависит от величины модуля амплитудно-фазовой частотной характеристики и качества дороги. Поперечно-угловые колебания полуприцепа (рис. 1) описываются дифференциальным уравнением вида

$$M \ddot{\beta} + 2d^2 k_{ш} \dot{\beta} + 2d^2 c_{ш} \beta = d(Q_{лев} - Q_{пр}), \quad (2)$$

где M — масса полуприцепа;

ρ_x — радиус инерции относительно продольной оси, совпадающей с направлением движения;

$\gamma_{ш}$ — коэффициент демпфирования в шине;

$c_{ш}$ — жесткость шины;

$Q_{лев}$ и $Q_{пр}$ — возмущающие силы, действующие на правые и левые колеса.

Для указанного полуприцепа экспериментально получены следующие значения, необходимые для расчета параметров:

$$J_x = 22887 \text{ кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2; d = 76,5 \text{ см};$$

$$k_{ш} = 19 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}; c_{ш} = 967 \text{ кг}/\text{см}; \rho_x = 114 \text{ см};$$

$$Q_{лев} = k_{ш} \dot{q}_{лев} + c_{ш} q_{лев}; Q_{пр} = k_{ш} \dot{q}_{пр} + c_{ш} q_{пр},$$

где $q_{лев}$ и $q_{пр}$ — перемещения, вызванные неровностями дороги.

Так как $q_{лев} = q_{пр} + \Delta q$, то уравнение (2) можно переписать следующим образом:

$$\ddot{\beta} + c_1 \dot{\beta} + c_2 \beta = \frac{d}{J_x} (\Delta \dot{q}_{ш} + \Delta q_{ш}), \quad (3)$$

где

$$c_1 = \frac{2d^2 k_{ш}}{J_x}; c_2 = \frac{2d^2 c_{ш}}{J_x}.$$

В правой части уравнения (3) возмущающая функция времени

$$\Delta q = f(t - \tau),$$

где τ — запаздывание воздействия дороги на задние колеса по отношению к передним.

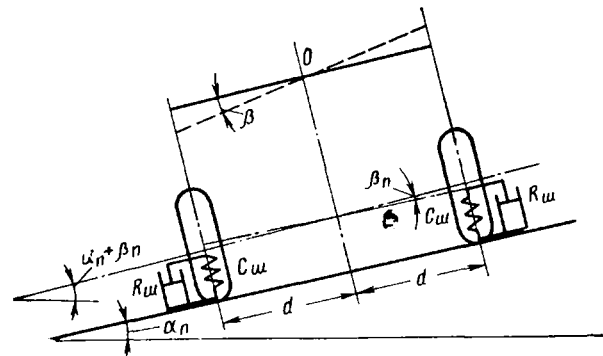


Рис. 1. Схема поперечно-угловых колебаний полуприцепа

С помощью преобразования Лапласа и Фурье из уравнения (3) получено выражение амплитудно-фазовой частотной характеристики поперечно-угловых колебаний полуприцепа

$$W_{\beta}(i\omega) = \frac{d(i\omega k_{ш} + c_{ш}) e^{-i\omega\tau}}{J_x(c_2 - \omega^2 + i\omega c_1)}, \quad (4)$$

где ω — частота колебаний.

Так как в рассматриваемом случае поперечно-угловые колебания полуприцепа возбуждаются только одной осью, то запаздывание τ равно нулю, т. е. данная система является системой без запаздывания.

Анализ выражения (4) показывает, что амплитудно-фазовая характеристика полуприцепа без изменения его параметров остается неизменной. Спектральная же плотность воздействия для участка дороги данного типа зависит от скорости движения. Тогда из уравнения (1) следует, что амплитуда спектра поперечно-угловых перемещений с изменением скорости движения изменяется.

Для целей изучения динамики автопоездов различного типа было проведено статистическое исследование дорог Ленинградской области с различными типами покрытий [4].

На рис. 2, а приведен энергетический спектр воздействия опытного участка I грунтовой дороги для разных скоростей движения, построенный по данным превышений левой колес над правой, полученным путем нивелирования микрорельефа дороги.

На рис. 3 приведена модульная частотная характеристика поперечно-угловых колебаний рассматриваемого полуприцепа. Ее максимальное значение наблюдается при частоте $\omega = 7^1/\text{сек}$. Как следует из формулы (1), резкое увеличение $S_{\beta}(\omega)$ будет в том случае, если максимальные значения спектра

ральной плотности воздействия будут при частоте $\omega = 7^1/\text{сек}$. Из рис. 2, а видно, что на рассматриваемом типе дороги наибольшие значения амплитуды спектра наблюдаются в области малых частот, на которых значение модуля частотной характеристики еще мало. В области частот, близких к $7^1/\text{сек}$, значения спектральной плотности воздействия с увеличением

вые распределения, пользуясь формулой нормального [3] закона распределения (рис. 4).

Из рис. 4 видно, что для опытного полуприцепа с нагрузкой 10,5 т при движении автопоезда по грунтовым дорогам рассмотренных типов возможно появление поперечно-угловых перемещений значительной величины, особенно для участка II.

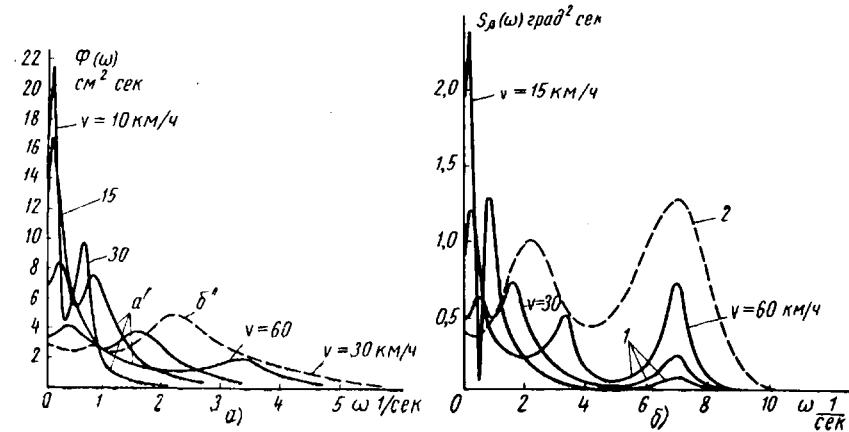


Рис. 2. Энергетические спектры:

а — воздействия; б — поперечно-угловых перемещений; 1 и а' — участок I; 2 и б' — участок II

скорости становятся больше, а с увеличением частоты воздействия уменьшаются, по абсолютной величине они малы. В связи с этим энергетические спектры поперечно-угловых перемещений кузова при $v = 15$ и 30 км/ч (рис. 2, б) имеют наибольшие значения в области малых частот (это обуславливается наличием максимумов энергетических спектров воздействия). При $v = 60 \text{ км/ч}$ энергетический спектр имеет максимальное значение при $\omega = 7^1/\text{сек}$. Максимумы, обусловленные наибольшим значением спектральных плотностей воздействия, по абсолютной величине меньше. При скоростях движения автопоезда 15 и 30 км/ч максимумы, обусловленные наибольшим значением частотной характеристики, проявляются слабо.

Таким образом, на малых частотах с увеличением скорости движения амплитуды спектров поперечно-угловых перемещений уменьшаются, максимумы их сдвигаются в область больших частот. При $\omega = 7^1/\text{сек}$ с увеличением скорости движения амплитуды их, наоборот, увеличиваются. Критической скоростью для данного полуприцепа при движении его по рассматриваемому типу дороги будет скорость 129 км/ч , так как при этой скорости максимальное значение спектральной плотности воздействия будет при частоте $7^1/\text{сек}$. Однако такая скорость движения для рассматриваемого автопоезда не является расчетной, следовательно, для данной дороги (участок I) параметры автопоезда подобраны правильно с точки зрения допустимой интенсивности поперечно-угловых колебаний. На дорогах, имеющих другой характер микронеровностей, спектральная плотность воздействия может иметь другой вид. Так, на рис. 2, а приведен график спектральной плотности грунтовой дороги (участок II) худшего качества для $v = 30 \text{ км/ч}$. Энергетический спектр поперечно-угловых перемещений полуприцепа (рис. 2, б) в этом случае имеет максимальное значение при $\omega = 7^1/\text{сек}$, причем кривая проходит значительно выше, чем для скорости движения 60 км/ч на участке I, что объясняется в основном характером микронеровностей дороги. Спектральная плотность характеризует рассеивание и разброс (дисперсию σ_β^2), перемещений. Ее находим планиметрированием площади графиков спектральных плотностей.

Средняя квадратичная амплитуда перемещений равна корню квадратному из дисперсии, она является измерителем интенсивности колебаний.

Для решения вопроса о вероятности возникновения больших амплитуд угловых перемещений полуприцепа строим кри-

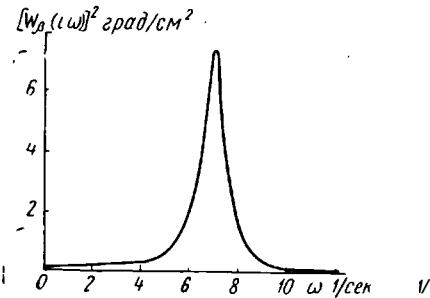


Рис. 3. Модульная частотная характеристика поперечно-угловых перемещений опытного полуприцепа

Вероятность появления углового перемещения $6-7^\circ$ при скорости 30 км/ч во время движения автопоезда по участку I составляет $0,5\%$. Для участка II с вероятностью $0,8\%$ возможно появление перемещения $9-10^\circ$ для $v = 30 \text{ км/ч}$.

Следовательно, поперечные колебания вызывают дополнительные перемещения кузова, ухудшающие устойчивость полуприцепа.

Величина угла крена в значительной степени зависит от интенсивности поперечно-угловых колебаний, а интенсивность колебаний зависит от скорости движения, качества дороги и свойств динамической системы. Влияние качества дороги следует учитывать из условий случайного характера микронеровностей. Расчет угла крена возможно вести, пользуясь изложенной методикой, учитывая перераспределение нагрузки на правые и левые колеса при больших углах наклона площадки к горизонту. Эта методика дает возможность при проектировании одноосных полуприцепов аналогичной конструкции параметры их подбирать соответствующими данному типу дороги. Для расширения возможностей применения описанного метода расчета необходимо накапливать материалы по статистическому исследованию основных типов автомобильных дорог.

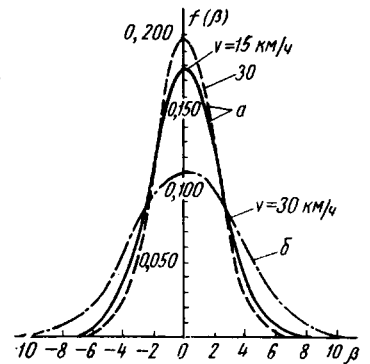


Рис. 4. Кривые распределения амплитуд поперечно-угловых перемещений полуприцепа: а — участок I; б — участок II

ЛИТЕРАТУРА

1. Закс М. Н. «Автомобильная промышленность», 1962, № 1.
2. Рождов В. А. и др. «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.
3. Силаев А. А. «Автомобильная промышленность», 1960, № 8.
4. Жуков А. В., Давидулин Г. Г. Статистический метод исследования микропрофиля автомобильных дорог. Вопросы лесозаготовок и транспорта леса. Сб. трудов Белорусского технологического института им. С. М. Кирова. Минск, 1967.

Стабильность тормозов автомобилей

Д-р техн. наук Я. Е. ФАРОБИН

БЕЗОПАСНОСТЬ движения автомобиля связана с неизменностью и сохранением в процессе эксплуатации тормозных качеств. В последнее время в иностранной печати широко обсуждается явление, получившее название «фаддинг». Установлено, что в некоторых условиях движения автомобиля тормоза, работавшие до этого надежно, внезапно перестают обеспечивать необходимый тормозной момент. Замечена связь между степенью изменения тормозных качеств и типом тормоза. Установлено, что наиболее стабильными по своим свойствам являются дисковые тормоза, которые все больше применяются в автомобилестроении вместо колодочных [1].

В отечественной литературе обычно отсутствуют анализ и сравнительная оценка типов тормозов по стабильности, хотя в требованиях, предъявляемых к тормозам, и в условиях обеспечения этих требований подчеркивается важность стабильной работы тормозов и указывается путь удовлетворения этого требования — применение высококачественных фрикционных материалов, обеспечивающих при различных температурах и скоростях скольжения постоянство коэффициента трения [2 и 3].

Однако из теории трения [4] известно, что коэффициент трения скольжения для какой-либо трущейся пары тел принципиально не может быть постоянным и зависит от режима работы: температуры, скорости и нагрузки. Зависимость силы трения от скорости скольжения обусловлена температурным режимом. Торможение автомобиля вызывает колебания температуры фрикционных элементов и, как следствие, изменение коэффициента трения. Характер этого изменения может быть весьма разнообразным.

Таким образом, коэффициент трения следует считать варьирующей величиной, а оценочным параметром этой вариации может служить ее коэффициент, связанный с пределами изменения коэффициента трения формулой

$$\delta = \frac{\mu_{\max} - \mu_{\min}}{\mu_{cp}} \quad (1)$$

По литературным данным [1—2] пределы изменения коэффициента трения автомобильных тормозов характеризуются различными величинами. Коэффициенты вариации по формуле (1) изменяются в пределах

$$0,0692 < \delta < 0,333. \quad (2)$$

Относительно широкий диапазон изменения δ , по-видимому, объясняется различием материалов и условий работы трущихся пар, что, однако, несущественно для подтверждения самого факта наличия процесса вариации коэффициента трения.

В связи с изложенным выше целесообразно выработать методику и сравнительно оценить некоторые существующие типы тормозов по стабильности, т. е. охарактеризовать свойство тормоза сохранять тормозной момент постоянным при возможной вариации коэффициента трения.

В соответствии с данным определением основным оценочным параметром стабильности тормоза может служить отношение коэффициента вариации тормозного момента к коэффициенту вариации коэффициента трения, в дальнейшем называемое коэффициентом стабильности. Чем меньше этот коэффициент, тем большей стабильностью обладает тормоз, тем меньше зависят тормозные качества автомобиля от условий движения.

Тормозной момент любого тормоза

$$M_T = AB. \quad (3)$$

Величина A не зависит от коэффициента трения трущихся пар, а определяется прикладываемой силой, геометрическими размерами тормоза и рычагов привода. Величина B является функцией от коэффициента трения, принимаемого в настоящем исследовании изменяющимся в определенных пределах. При изменении во времени коэффициента трения, параметром которого служит коэффициент вариации δ , величина B также изменяется в определенных пределах, которые могут быть оценены коэффициентом вариации этой величины, равным коэффициенту вариации тормозного момента

$$\delta_B = 2 \frac{B_{\max} - B_{\min}}{B_{\max} + B_{\min}} \quad (4)$$

Коэффициент стабильности тормоза $K_\delta = \frac{\delta_B}{\delta}$ измеряет чувствительность тормозного момента к изменению коэффициента трения. Физически коэффициент стабильности отражает степень участия сил трения, возникающих между работающими фрикционными элементами тормоза в их прижатии друг к другу. Если в тормозе используется принцип самоусиления (серводействие), то влияние изменения коэффициента трения на тормозной момент увеличивается за счет изменения сил прижатия и тогда $K_\delta > 1$. Если силы трения ослабляют прижатие фрикционных элементов, то изменение коэффициента трения отразится на тормозном моменте менее значительно и получим $K_\delta < 1$.

Методика выявления признаков, характеризующих стабильность тормоза, не зависит от его типа. Она показана на примере анализа ленточного тормоза без серводействия.

Общая формула тормозного момента (при $d_1 = d_2 = d$) [5]

$$M_T = PR_T \frac{h}{d} \cdot \frac{e^{\mu\gamma} - 1}{e^{\mu\gamma} + 1}, \quad (5)$$

где P — усилие на рычаге тормоза;
 R_T — радиус тормозного барабана;
 h и d — плечи рычага тормоза;
 e — основание натурального логарифма;
 γ — угол охвата тормозного барабана лентой.
 Функция B равна

$$\frac{M_T}{A} = \frac{e^{\mu\gamma} - 1}{e^{\mu\gamma} + 1} \quad (6)$$

где

$$A = PR_T \frac{h}{d}.$$

Для исследуемого тормоза связь величин δ_B и δ выражается уравнением

$$\delta_B = 2 \frac{e^{0,5\delta\mu\gamma} - e^{-0,5\delta\mu\gamma}}{e^{\mu\gamma} - e^{-\mu\gamma}}. \quad (7)$$

Поскольку в уравнении (7) имеются две независимые переменные δ и μ (считая $\gamma = \text{const}$), необходимо выявить прежде всего их связь при $\mu = \text{const}$, т. е. выяснить, влияет ли коэффициент δ на коэффициент стабильности.

На рис. 1 показана зависимость $K_\delta = f(\delta)$, построенная по уравнению (7) при $\mu = 0,3$ и $\gamma = 330^\circ$. Практически коэффициент стабильности $K_\delta \approx 0,65$ и от коэффициента δ не зависит, что позволяет считать его неизменным при любой вариации коэффициента трения и в дальнейшем производить анализ при каком-то одном значении коэффициента вариации δ (в последующих расчетах принимается $\delta = 0,3$).

На рис. 1 приведены также зависимости функции B и коэффициента стабильности K_δ от коэффициента трения. Изменение коэффициента трения в определенном пределе вызывает изменение функции B , а следовательно, и момента трения в несколько меньших пределах. Величина этого уменьшения вариации определяется коэффициентом K_δ , который во всем возможном диапазоне изменения μ всегда меньше единицы. В связи с этим вводится понятие прогрессирующей, нейтральной и непрогрессирующей характеристик тормоза. Если, как это про-

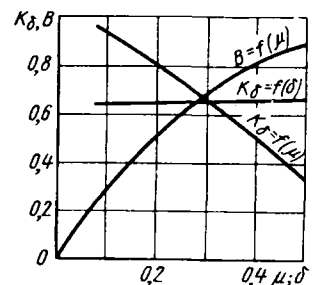


Рис. 1. Характеристики стабильности простого ленточного тормоза без серводействия

исходит при исследуемом простом ленточном тормозе без серводействия, величина вариации момента тормоза по сравнению с вариацией коэффициента трения уменьшается, то тормоз имеет непрогрессирующую характеристику, признаками которой являются: выпуклость вверх кривой зависимости $B=f(\mu)$ и значение неравенства $K_\delta < 1$.

Если кривая зависимости $B=f(\mu)$ имеет характер прямой, а $K_\delta = 1$, т. е. вариации момента тормоза равны вариациям коэффициента трения, то тормоз имеет нейтральную характеристику.

Если кривая зависимости $B=f(\mu)$ выпуклая вниз, а $K_\delta > 1$, то тормоз обладает прогрессирующей характеристикой, при которой вариации момента трения по величине становятся большими, чем вариации коэффициента трения.

Направление выпуклости кривой устанавливается знаком второй производной, соответствующей функции B . Для исследуемого тормоза вторая производная

$$\ddot{B} = \frac{\gamma e^{\mu\gamma} (\gamma - \gamma e^{\mu\gamma} - 4)}{(e^{\mu\gamma} + 1)^3}, \quad (8)$$

а ее знак определяется величинами числителя, заключенными в скобки, т. е. знаком уравнения

$$\varphi(\gamma, \mu) = \gamma - \gamma e^{\mu\gamma} - 4,$$

который при любых положительных значениях величин μ и γ в диапазоне $0 < \mu\gamma < \infty$ всегда остается отрицательным. Следовательно, простой ленточный тормоз без серводействия при любых реальных значениях μ и γ сохраняет непрогрессирующую характеристику.

Характер протекания приведенной на рис. 1 зависимости $K_\delta=f(\mu)$, а именно, уменьшение K_δ с ростом μ , позволяет заметить, что увеличение коэффициента трения благоприятно сказывается на стабильности работы тормоза и поэтому выгоднее, чтобы при равных вариациях коэффициента трения тормоз работал всухую.

Улучшение стабильности работы тормоза при переходе от сухого трения ($\mu=0,3$) к граничному ($\mu=0,1$) достигается при уменьшении коэффициента вариации коэффициента трения больше чем в 1,41 раза.

Исследование влияния угла охвата на стабильность простого ленточного тормоза без серводействия показывает, что уменьшение величины γ вдвое увеличивает коэффициент K_δ в 1,35 раза, т. е. сказывается неблагоприятно.

В таблице приведены основные оценочные параметры, характеризующие стабильность десяти типов различных тормозов. В дополнение к таблице на рис. 2 и 3 показаны совмещенные графики, построенные расчетным путем по данным таблицы

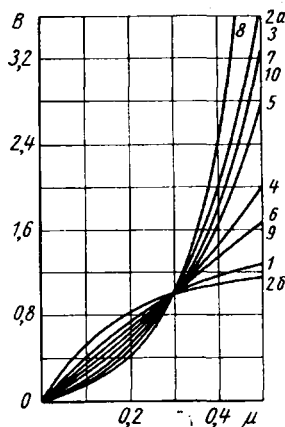


Рис. 2. График зависимости приведенной функции B различных тормозов от коэффициента трения

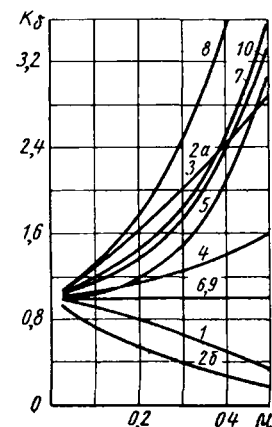


Рис. 3. График зависимости коэффициента стабильности K_δ различных тормозов от коэффициента трения

(цифры к кривым обозначают номера тормозов). На рис. 2 показаны зависимости функций B тормозов от коэффициента трения, каждая из которых выражена по отношению к соответствующей функции B при $\mu=0,3$, причем последняя принимается равной единице. На рис. 3 показаны зависимости коэффициен-

№ тормоза	Наименование тормоза	δ_B	\ddot{B}	$\mu = 0,1$		$\mu = 0,3$	
				B	K_δ	B	K_δ
1	Простой ленточный тормоз без серводействия	$2 \frac{e^{0,5\delta\mu\gamma} - e^{-0,5\delta\mu\gamma}}{e^{\mu\gamma} - e^{-\mu\gamma}}$	$\frac{\gamma e^{\mu\gamma} (\gamma - \gamma e^{\mu\gamma} - 4)}{(e^{\mu\gamma} + 1)^3} < 0$	0,28	0,934	0,639	0,66
2a	Простой ленточный тормоз с односторонним серводействием: при вращении барабана в сторону действия [силы натяжения подвижного конца ленты]	$2 \frac{e^{0,5\delta\mu\gamma} - e^{-0,5\delta\mu\gamma}}{e^{0,5\delta\mu\gamma} + e^{-0,5\delta\mu\gamma} - 2e^{-\mu\gamma}}$	$\gamma^2 e^{\mu\gamma} > 0$	0,777	1,29	4,4	2,05
2б	То же при вращении барабана в обратную сторону	$2 \frac{e^{0,5\delta\mu\gamma} - e^{-0,5\delta\mu\gamma}}{2e^{\mu\gamma} - e^{0,5\delta\mu\gamma} - e^{-0,5\delta\mu\gamma}}$	$-\frac{\gamma^2}{e^{\mu\gamma}} < 0$	0,137	0,735	0,82	0,402
3	Плавающий ленточный тормоз	См. 2a	См. 2a	0,777	1,29	4,4	2,05
4	Двойной ленточный тормоз	$2 \frac{(e^{2\mu\gamma} + 1)(e^{0,5\delta\mu\gamma} - e^{-0,5\delta\mu\gamma})}{(e^{2\mu\gamma} - 1)(e^{0,5\delta\mu\gamma} + e^{-0,5\delta\mu\gamma})}$	$\gamma^2 \frac{e^{2\mu\gamma} - 1}{e^{\mu\gamma}} > 0$	0,583	1,05	1,9	1,25
5	Колодочный тормоз с односторонним расположением опор и с равными приводными силами	$\delta \frac{D_6 + (1 - 0,25\delta^2)\mu^2}{D_5 - (1 - 0,25\delta^2)\mu^2}$	$2 \frac{C_7 D_7 \mu + C_8 \mu^2}{(D_5 - \mu^2)^2} > 0$	0,472	1,04	1,71	1,45
6	Колодочный тормоз с односторонним расположением опор и с равными перемещениями колодок	δ	0	0,463	1	1,389	1
7	Колодочный тормоз с разнесенными опорами	$\delta \frac{D_7}{D_7 - \mu(1 - 0,25\delta^2)}$	$\frac{2C_7 D_7 (D_7 - \mu)}{(D_7 - \mu)^2} > 0$	0,541	1,21	2,45	1,8
8	Колодочный тормоз с самоусилием (серводействием)	$\delta \frac{D_8^2 - \mu^2(1 - 0,25\delta^2)}{D_8^2 + \mu^2(1 - 0,25\delta^2) - D_8 \mu(1 - 0,25\delta^2)}$	$\frac{2C_8 (2D_8 + \mu)}{(D_8 - \mu)^2} > 0$	0,732	1,325	5	2,43
9	Дисковый тормоз без самоусиления	δ	0	0,463	1	1,389	1
10	Дисковый тормоз с самоусилием: заклинивающимися шариками	$\frac{\delta}{1 - \frac{\mu(1 - 0,25\delta^2)}{C_{10}}}$	$\frac{2C_{10}}{(C_{10} - \mu)^2} > 0$	0,167 z	1,16	0,75 z	1,725

тов стабильности анализируемых тормозов от коэффициента трения. Между данными последних колонок таблицы и характером и расположением кривых зависимостей на обоих графиках существует связь.

В соответствии с установленными выше критериями и параметрами стабильности из одиннадцати исследуемых тормозов два (кривые 1 и 2, б) имеют непрогрессирующие характеристики (кривые $B=f(\mu)$ выпуклые вверх, $\dot{B}<0$, $K_{\delta}<1$), два (б, 9) — нейтральные характеристики [зависимость $B=f(\mu)$ выражается прямой линией $\dot{B}=0$, $K_{\delta}=1$], семь (2 а, 3, 4, 5, 7, 8, 10) — прогрессирующие характеристики [соответствующие кривые $B=f(\mu)$ выпуклые вниз, $\dot{B}>0$, $K_{\delta}>1$].

Все кривые зависимости $K_{\delta}=f(\mu)$ при уменьшении коэффициента трения сходятся в одну точку с ординатой $K_{\delta}=1$. Следовательно, при работе тормозов в условиях граничного трения ($\mu \approx 0,1$) разница в их качествах по стабильности гораздо меньше, чем при работе всухую ($\mu=0,3$). Все тормоза с прогрессирующей характеристикой при уменьшении коэффициента трения повышают свою стабильность, причем колодочные тормоза более значительно, чем ленточные.

Колодочный тормоз с односторонним расположением опор и равными перемещениями колодок, а также дисковый тормоз без самоусиления имеют нейтральные характеристики и поэтому стабильность работы этих тормозов не зависит от условий работы трущихся пар.

Из исследуемых тормозов только простой ленточный без серводействия и простой ленточный с односторонним серводействием при вращении барабана в сторону, обратную действию силы натяжения подвижного конца ленты, обладают наиболее благоприятными характеристиками стабильности.

На рис. 2 кривые 1 и 2 б — выпуклые вверх, а кривые зависимости $K_{\delta}=f(\mu)$ (см. рис. 3) расположены ниже прямой $K_{\delta}=1$. В условиях работы при повышенных коэффициентах трения эти тормоза обладают более высокой стабильностью, чем при меньших коэффициентах трения. Поэтому при прочих равных условиях (равных коэффициентах вариации коэффициентов трения) более целесообразно использовать эти тормоза всухую.

Из анализа общей формулы тормозного момента (3) выявляется, что величина A , не зависящая от коэффициента трения, определяется прикладываемой к тормозу извне силой P и радиусом приложения этой силы R_T , произведение которых может рассматриваться как входной момент, одинаковый для сравниваемых тормозов. Если рассматривать тормоз как силовую передачу, то отношение тормозного момента M_T к входному PR_T будет являться силовым передаточным числом (коэффициентом самоусиления), оценивающим степень серводействия или эффективность тормоза. Коэффициент самоусиления (эффективности) тормоза численно равен функции B (при $\frac{h}{d}=1$ для ленточных тормозов) при определенном значении коэффициента трения.

В таблице приведены величины коэффициентов самоусиления и стабильности сравниваемых тормозов при двух значениях коэффициента трения и принятых выше значениях геометрических параметров.

Анализ данных таблицы показывает, что из ленточных тормозов наибольшей эффективностью обладает плавающий тормоз, а из колодочных — с самоусилением. Стабильность обоих тормозов неудовлетворительная. Сопоставление данных таблицы и графиков (рис. 2) дает возможность выявить общее правило: чем больше эффективность (большее значение B) тормоза,

тем меньше его стабильность (тем больше коэффициент K_{δ}) и наоборот, т. е. качества тормоза — эффективность и стабильность — противоположны.

Исследование тормозов на стабильность позволяет правильно понять и объяснить эволюцию тормозных систем автомобилей. Повышение скоростей движения автомобилей, сопутствующее их развитию, требует применения все более мощных тормозов. Уменьшение объема в колесах, отводимого для тормозных механизмов, привело к использованию наиболее эффективных тормозных механизмов, что одновременно снижает их стабильность.

Чем эффективнее тормоз, тем больше вероятность его отказа в работе. В связи с этим понята наблюдаемая в зарубежном автомобилестроении тенденция отказа от применения колодочных тормозов с самоусилением и замены их на дисковые тормоза без самоусиления, но с сервоприводом [1, 6 и 7]. Последние (см. таблицу, рис. 2 и 3) обладают нейтральной характеристикой и при трении всухую (при $\mu=0,3$) в 2,43 раза снижают величину коэффициента стабильности по сравнению с колодочными тормозами с самоусилением.

Нейтральной характеристикой также обладает колодочный тормоз с односторонним расположением опор и с равными перемещениями колодок и, казалось бы, выгоднее вернуться к нему, чем переходить на дисковый тормоз. Однако отказ от серводействия тормозов и уменьшение коэффициента самоусиления требуют при тех же размерах тормоза больших сил нажатия. Конструктивно это легче выполняется при дисковых тормозах, так как у колодочных повышенная деформация барабанов из-за больших усилий требует значительного увеличения их жесткости, что приводит к нежелательному повышению веса.

Кроме того, дисковые тормоза допускают уменьшение величины зазора между диском и тормозными накладками примерно до 0,05—0,06 см [1], что в несколько раз меньше, чем допускаемый зазор в колодочных тормозах (в особенности с автоматической регулировкой последнего), что дает возможность сохранить при требуемом тормозном моменте тормоза прежнюю силу нажатия на педаль и ее ход (если отказаться от применения сервопривода).

Переход к более стабильным тормозам уменьшает влияние замасливания или попадания воды на трущиеся поверхности, на тормозные качества, так как уменьшение коэффициента трения при этом незначительно уменьшает момент трения тормозов.

В этом направлении ведутся работы по созданию тормозов, обладающих повышенными стабильными качествами (тормоза Бриссона) [6].

ЛИТЕРАТУРА

1. Baum, Fritz, «Automobil Industrie», 1963, № 9.
2. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. Машгиз, 1962.
3. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. Машгиз, 1963.
4. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. Машгиз, 1962.
5. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. Машгиз, 1962.
6. Brisson, Louis «Ingénieurs de l'automobile», 1962, № 11.
7. Fúria, Andre «Ingénieurs de l'automobile», 1962, № 11.

Определение остаточных напряжений в поверхностном слое тормозного барабана ЗИЛ-150

Канд. техн. наук Г. М. ХАРАЧ, Е. А. МАРЧЕНКО

Государственный научно-исследовательский институт машиноведения

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ автомобильных колодочных тормозов в большой мере лимитируется преждевременным изменением формы тормозного барабана и износом его рабочей части, что ведет к образованию сквозных трещин в барабане и его разрушению. Можно предполагать, что одной из основных причин изменения формы и износа барабана являются остаточные напряжения, возникающие в материале барабана под действием развивающихся в процессе эксплуатации сил.

Качественное представление о характере напряженного состояния в поверхностных слоях материалов пары трения, обусловленного одновременным действием силы прижима колодки и силы трения, т. е. нормальной и касательной нагрузки, можно получить путем определения остаточных напряжений рентгенографическим методом. Определение остаточных напряжений первого рода этим методом основано на измерении межплоскостных расстояний кристаллической решетки материала. Напряжения при этом определяются в «полупоглощающем» слое толщиной порядка $1/\mu$ (где μ — линейный коэффициент поглощения). В случае съемки железа в характеристическом излучении кобальта толщина слоя, в котором практически определяются напряжения, составляет 0,015—0,020 мм. Так как дифракционные линии рентгенограммы образуются в результате суммарного отражения от кристаллографических плоскостей определенным образом ориентированных зерен, то на получаемую из этих рентгенограмм деформацию кристаллической решетки влияет анизотропия упругих свойств тела, и при вычислении напряжений это необходимо учитывать. В отличие от рентгенографического метода механические способы определения напряжений дают возможность измерять среднюю величину деформации для всех зерен металла.

Исследование напряженного состояния рентгенографическим методом требует съемки нескольких рентгенограмм в каждой точке тела, в которой определяются напряжения. Если даже принять, что на свободной поверхности тела и в прилегающем к ней тонком слое нормальное (перпендикулярное) к поверхности третье главное напряжение практически равно нулю, то по двум рентгенограммам, снятым перпендикулярно к поверхности образца, можно определить лишь сумму главных напряжений, но не каждое в отдельности. Относительное изменение межплоскостного расстояния пропорционально сумме главных нормальных напряжений и определяется следующим уравнением:

$$\frac{\Delta d}{d} = \frac{d_1 - d_0}{d_0} = -\frac{\mu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2),$$

где d_0 — межплоскостное расстояние ненапряженного образца;

d_1 — межплоскостное расстояние образца под напряжением;

μ — коэффициент Пуассона;

E — модуль Юнга;

σ_1 и σ_2 — главные нормальные напряжения.

Существуют различные способы определения главных напряжений. В данном случае для определения главных нормальных напряжений в эксплуатационном барабане колодочного тормоза задней оси ЗИЛ-150, изготовленного из чугуна СЧ 18-36 и длительно работавшего с накладками из материала 6КХ-1, применялся метод разрезов, предложенный Ю. С. Терминасовым и Л. Соколовым¹. При этом с рабочей и нерабочей части образца, изготовленного из реального барабана, снималось по три рентгенограммы: в исходном состоянии, после снятия поперечных макронапряжений, после снятия продольных напряжений. На рис. 1, 2, 3 представлены рентгенограммы, полученные с образца, изготовленного из тормозного барабана автомобиля ЗИЛ-150 после длительной эксплуатации. Съемка осуществлялась на рентгеновском дифрактометре УРС-50И путем построения профиля линии по точкам при постоянном времени счета 1 мин. В излучении $K_{\alpha+\beta}$ кобальта фиксировалась линия (022) α -железа под углом отражения

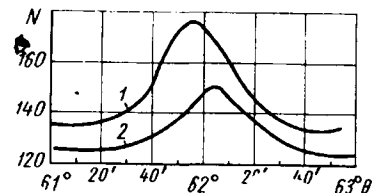
$\theta = 62^\circ 02'$. При вычислении по деформации решетки остаточных макронапряжений принималось, что модуль Юнга $E = 1,5 \cdot 10^4$ кг/мм² и коэффициент Пуассона $\mu = 0,25$. Результаты вычислений сведены в таблицу.

Состояние образца барабана	θ°	a в Å	$\Delta a \times 10^{-4}$ в Å	$\epsilon_R = \frac{\Delta a}{a} \cdot 10^{-4}$
Нерабочая часть барабана				
Исходное	61°56'	2,8697	0	0
После нанесения продольного разреза	62°10'	2,8635	62	22,6
После нанесения поперечного разреза	62°20'	2,8590	107	37,1
Рабочая часть барабана				
Исходное	62°03'	2,8668	0	0
После нанесения продольного разреза	62°15'	2,8612	56	19,6
После нанесения поперечного разреза	62°25'	2,8571	97	33,9

Из приведенных результатов следует, что как в рабочей, так и в нерабочей части тормозного барабана ЗИЛ-150 наблюдаются остаточные напряжения. Напряженное состояние

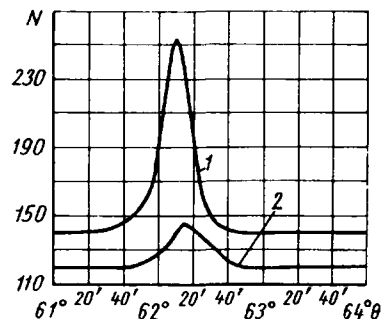
Рис. 1. Кривая распределения интенсивности линии (022) α -Fe в исходном состоянии:

1 — нерабочая часть барабана; 2 — рабочая часть барабана



образца из барабана изменяется в результате нанесения разрезов (продольного и поперечного), что свидетельствует о наличии остаточных макронапряжений (первого рода) сжатия. В

Рис. 2. Кривая распределения интенсивности линии (022) α -Fe после нанесения продольных надрезов (обозначения те же, что на рис. 1)



результате пластической деформации поверхностного слоя, обусловленной трением накладок тормозных колодок о поверхность барабана, напряженное состояние рабочей части барабана изменяется. Уменьшение сжимающих остаточных напряжений в рабочей части барабана по сравнению с нерабочей частью эквивалентно появлению в процессе эксплуатации растягивающих напряжений, величина которых может быть приближенно вычислена по формуле

$$\sigma_1 + \sigma_2 = -\frac{E}{\mu} \cdot \frac{a_d - a_0}{a_0},$$

где a_d — период решетки α -железа в рабочей части; a_0 — период решетки α -железа в нерабочей части барабана.

¹ Терминасов Ю., Соколов Л. ЖТФ, 1937, 7, № 23.

Ж-34598

**ВОЛОГОДСКАЯ
областная библиотека
им. И. В. Бабушкина**

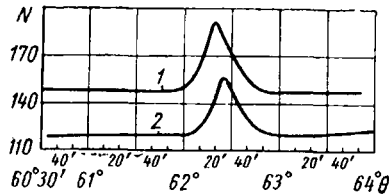


Рис. 3. Кривая распределения интенсивности линии (022) α -Fe после нанесения поперечных надрезов (обозначения те же, что на рис. 1)

Значения остаточных напряжений ($\sigma_1 + \sigma_2$) в рабочей части тормозного барабана по сравнению с его нерабочей частью такие: в плоскости (022) α -Fe значение $\sigma_1 + \sigma_2 = 46 \text{ кг/мм}^2$, на поверхности $\sigma_1 + \sigma_2 = 41 \text{ кг/мм}^2$.

Выходные характеристики шины грузового автомобиля в зависимости от слоистости каркаса

М. И. РЕКИТАР

НИИ шинной промышленности

ШИНА, рассматриваемая в качестве детали подвески автомобиля, характеризуется величиной прогиба, жесткостью, внутренним трением, весом, входящим в общий вес неподдресоренных частей автомобиля, и способностью нивелировать дорогу. Характеристики подвески автомобиля могут меняться с изменением конструкции каркаса шины. В связи с существующей тенденцией постепенно снижать слоистость каркаса шин за счет применения корда повышенной прочности представляет интерес определение характера и возможных пределов изменения параметров шин, влияющих на оwoйства подвески автомобиля, при изменении числа слоев каркаса в широком интервале вплоть до двух слоев.

Исследовались шины 260—20 для автомобилей ЗИЛ-164 и ЗИЛ-130 (обод 7,0—20) с десятью, восемью, шестью, четырьмя и двумя слоями каркаса из высокопрочного вискозного корда 17В.

Величину прогиба $f_{ш}$ и радиальную жесткость $c_{ш}$ шин различной слоистости определяли на гидравлическом прессе ОПШ-30 при нагрузке $Q=1800 \text{ кг}$ и внутренних давлениях $p=3,5; 5,0$ и $6,5 \text{ кг/см}^2$. Боковую жесткость определяли при $Q=1800 \text{ кг}$, $p=5,0 \text{ кг/см}^2$. Потери на качение в шинах определяли на шинообкатном стенде инерционным способом [1], измеряя замедление свободного вращения системы барабан—шина. Потери на качение при различных нагрузках ($Q=1400 \div 2200 \text{ кг}$), $p=5,0 \text{ кг/см}^2$ и скорости $v=50 \text{ км/ч}$ измеряли в шинах после обкатки в течение 2 ч (для стабилизации температуры). Потери на качение при различных скоростях ($v=40 \div 100 \text{ км/ч}$), $Q=1800 \text{ кг}$ и $p=5,0 \text{ кг/см}^2$ измеряли в холодных шинах для имитации разгона автомобиля. Вес неподдресоренных частей автомобиля с применением шин различной слоистости рассчитывали по характеристикам автомобиля ЗИЛ-164. Способность шин нивелировать дорогу оценивали по жесткости шин к воздействию сосредоточенной нагрузки, которую определяли при вдавливании на прессе ОПШ-30 по центру беговой дорожки шины препятствий двух конфигураций: препятствие № 1 — цилиндр диаметром 20 мм и радиусом скругления 10 мм; препятствие № 2 — конус с углом при вершине 30° и радиусом скругления 20 мм ($p=5,0 \text{ кг/см}^2$).

При уменьшении числа слоев каркаса величина прогиба и жесткость шины изменяются нелинейно (рис. 1). Жесткость шины складывается из упругости воздуха и собственной жесткости оболочки. В области повышенных давлений ($p=6,5 \text{ кг/см}^2$) доля собственной жесткости оболочки мала, поэтому изменение $f_{ш}$ и $c_{ш}$ в широком диапазоне изменения слоистости невелико. В связи с нелинейным характером зависимости прогиба от нагрузки в реальном интервале изменения слоистости каркаса шины $f_{ш}$ практически не изменяется, а $c_{ш}$ изменяется на 15—20%.

В области рабочих ($p=5,0 \text{ кг/см}^2$) и пониженных ($p=3,5 \text{ кг/см}^2$) давлений собственная жесткость оболочки соизмерима с упругостью воздуха, поэтому при снижении слоистости каркаса шин прогиб возрастает, а радиальная жесткость снижается. Максимальное уменьшение числа слоев каркаса

Приведенные значения остаточных напряжений не следует рассматривать как абсолютные вследствие использования при расчетах табличных значений E и μ , которые, как правило, не позволяют учитывать анизотропию упругих свойств материала.

Таким образом, в процессе эксплуатации автомобильного колодочного тормоза поверхностные слои материала барабана при трении о накладку колодки испытывают дополнительные растягивающие напряжения в рабочей части барабана, которые по своей величине достигают предела усталости материала барабана. В этой связи для повышения долговечности автомобильного колодочного тормоза и износостойкости тормозного барабана целесообразно применение материалов с повышенной усталостной прочностью поверхностных слоев.

УДК 629.113.012.551.001.5

(от 10 до 2) приводит при рабочем давлении к снижению $c_{ш}$ приблизительно на 60%, при этом $f_{ш}$ возрастает на 40%.

Известно [2], что снижение жесткости шин уменьшает колебания автомобиля в области высокочастотного резонанса. При колебаниях в области низкочастотного резонанса уменьшение жесткости шин практически на ускорения кузова не влияет, но вызывает увеличения перемещений последнего, что, однако, может быть учтено при выборе характеристики амортизатора. В целом, вследствие уменьшения жесткости шин плавность хода автомобиля улучшается.

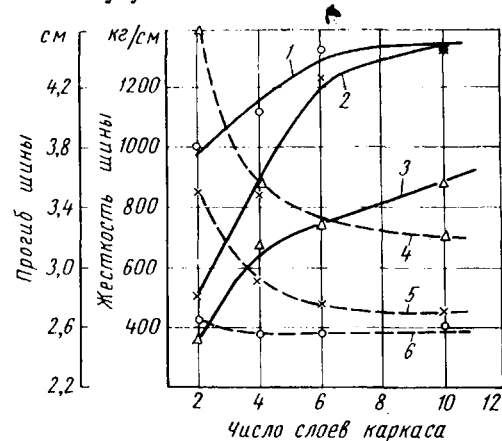


Рис. 1. Прогиб и жесткость шин 260—20 с различной слоистостью каркаса ($Q=1800 \text{ кг}$):

1 — $c_{ш}$ при $p=6,5 \text{ кг/см}^2$; 2 — $c_{ш}$ при $p=5,0 \text{ кг/см}^2$; 3 — $c_{ш}$ при $p=3,5 \text{ кг/см}^2$; 4 — $f_{ш}$ при $p=3,5 \text{ кг/см}^2$; 5 — $f_{ш}$ при $p=5,0 \text{ кг/см}^2$; 6 — $f_{ш}$ при $p=6,5 \text{ кг/см}^2$

Боковая жесткость шин при уменьшении числа слоев каркаса от 10 до 4 снижается только на 5% (с 300 до 285 кг/см). Для одной и той же шины боковая жесткость определяется интенсивностью меридионального усилия в стенке и длиной контакта [3]. Поскольку интенсивность меридионального усилия в шине не зависит от числа слоев каркаса, а длина контакта при снижении слоистости даже несколько возрастает вследствие увеличения прогиба, боковая жесткость практически не зависит от слоистости каркаса. Тенденция к некоторому снижению боковой жесткости при уменьшении числа слоев каркаса связана, по-видимому, с увеличением высоты профиля шины за счет повышения деформации нитей корда от внутреннего давления.

Таким образом, в случае уменьшения числа слоев каркаса снижается радиальная жесткость при сохранении постоянства боковой жесткости.

Как следует из рис. 2, а, в исследованном интервале нагрузок потери на качение четырехслойных шин на 10% ниже, чем десятислойных. Известно, что потери на качение в шине приблизительно линейно возрастают с увеличением прогиба. В связи с тем, что с уменьшением слойности каркаса прогиб шины и удельная напряженность материала возрастают, потери при снижении слойности каркаса уменьшаются незначительно.

В большей степени слойности каркаса влияет на величину потерь в холодных шинах при различных скоростях (рис. 2, б). В области до 80 км/ч потери на качение линейно возрастают с увеличением скорости. В области выше 80 км/ч скорость роста потерь увеличивается. Чем меньше число слоев корда, тем меньше потери на качение. Скорость роста потерь с уменьшением числа слоев каркаса также понижается.

С точки зрения современной тенденции развития автомобиля целесообразно сделать основным источником затухания колебаний амортизатор, сводя до минимума значение всех других источников затухания колебаний [2]. Кроме того, уменьшение внутреннего трения в шине снизит расход горючего, улучшит приимость автомобиля и уменьшит нагрев шин.

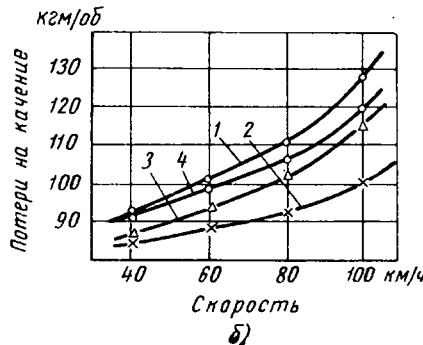
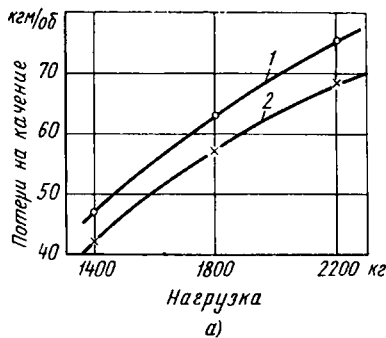


Рис. 2. Зависимость потерь на качение шин 260—20 различной слойности от нагрузки (а) и скорости (б): 1 — 10 слоев; 2 — 4 слоя; 3 — 6 слоев; 4 — 8 слоев

Вес шин входит в общий вес неподрессоренных частей автомобиля. Известно [2], что уменьшение веса неподрессоренных частей автомобиля является средством некоторого уменьшения перемещений колес и смещения максимума ускорений кузова в область более высоких частот, где появление резонанса не столь неприятно. С увеличением частоты колебаний легче уменьшить воздействие их на кузов.

Уменьшение слоев корда в широких пределах позволяет достигнуть максимального снижения веса шин на 30%, при этом снижение веса неподрессоренных частей автомобиля, приходящихся как на переднюю, так и на заднюю ось, составляет лишь 7%.

Слойность каркаса сильно сказывается на нивелирующей способности шин, которая особенно важна при проезде неровностей небольшой длины и неровностей с неплавными очертаниями. Обычно нивелирующую способность шин связывают с общей жесткостью $C_{ш}$, однако более правильно связывать ее с жесткостью шин к воздействию сосредоточенной нагрузки $C_{сн}$, которая на порядок ниже, чем $C_{ш}$ при деформации шин на плоскость. Это и позволяет шине нивелировать дорогу. При снижении числа слоев величина $C_{сн}$ линейно уменьшается для препятствий обеих конфигураций (рис. 3). При уменьшении числа слоев корда от 10 до 2 величина $C_{сн}$ для препятствия № 1 снижается на 33%, для препятствия № 2 — на 27%. Таким образом, при снижении слойности каркаса нивелирующая способность шин резко улучшается.

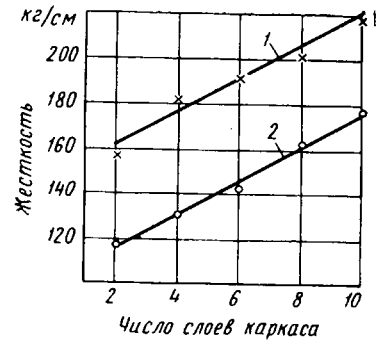


Рис. 3. Жесткость шин 260—20 различной слойности при воздействии сосредоточенной нагрузки ($p=5,0 \text{ кг/см}^2$): 1 — препятствие № 2 (конус с углом при вершине 30°, радиус скругления 20 мм); 2 — препятствие № 1 (цилиндр диаметром 20 мм, радиус скругления 10 мм)

При снижении слойности каркаса шин повышается плавность хода и улучшается приимость автомобиля, снижается расход топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новопольский В. И. Измерение потерь на качение — один из видов лабораторных испытаний автомобильных шин. Груды НИИ шинной промышленности. Сб. 3, Госхимиздат, 1957.
 2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
 3. Пращикин В. Н. «Каучук и резина», 1966, № 12.

УДК 629.114—3—59.001.4

Испытания привода тормозов длиннобазного автомобильного прицепа

Канд. техн. наук Е. И. ЛАХ, А. Н. ПИКУШОВ

Кавказский филиал Центрального научно-исследовательского и проектно-конструкторского института механизации и энергетики лесной промышленности

В НАСТОЯЩЕЕ время широко распространены длиннобазные специализированные автопоезда для перевозки опор линий электропередач, железобетонных балок, ферм, стального проката, труб, бревен и других длинномерных грузов.

В связи с тенденцией увеличения общего веса автомобильных поездов и повышения средних скоростей движения основное значение приобретает тормозная система всего автопоезда, являющаяся средством регулирования скорости и обеспечения безопасности движения, и, в частности, привод тормозов прицепа.

К приводу тормозов автомобильного поезда предъявляются следующие основные требования:

1. Минимальное время срабатывания, т. е. наибольшая скорость создания необходимого (в соответствии с величиной нажима на тормозную педаль) давления в пневмокамерах, пневмоцилиндрах или гидроцилиндрах тормозов колес.
2. Оптимальная величина опережения срабатывания каждой последующей оси (или сдвоенных последующих осей) по отношению к предыдущей оси автопоезда для обеспечения растягивающего усилия между звеньями автопоезда в процессе торможения.

3. Пропорциональность повышения давления в каждый момент времени процесса затормаживания в камерах или цилиндрах тормозов колес перемещению тормозной педали, т. е. наличие следящего действия (давления за перемещением педали).

Однопроводный пневматический привод тормозов, которым оснащены отечественные автопоезда серийного производства, не полностью отвечает упомянутым выше требованиям. Серийный пневмопривод тормозов имеет очень большое время срабатывания.

За время срабатывания однопроводного пневмопривода тормозов даже одиночный автомобиль проходит в среднем 60—70% тормозного пути [1]. Для автопоезда эта величина значительно больше. По исследованиям, проведенным автомобильной лабораторией Кавказского филиала ЦНИИМЭ, общее время срабатывания серийного привода тормозов длиннобазных автопоездов с тягачами МАЗ при экстренном торможении и установке режимного кольца тормозного крана на опережение торможения прицепа при длине пневмомагистрали привода 12—15 м составляет 1,8—2,5 сек (по окончании нарастания давления в тормозных камерах).

Серийный пневмопривод тормозов, как показывают результаты испытаний различных автопоездов разными организациями, не обеспечивает необходимого опережения срабатывания тормозов прицепного состава [2].

Дорожные испытания автомобилей КраЗ-214 с различными прицепами и серийным пневмоприводом также показали [3], что запаздывание срабатывания привода тормозов прицепов составляет 0,2—0,5 сек. Проведенные испытания автомобиля МАЗ-501Б с двухосным роспуском и серийным пневмоприводом при длине тормозной магистрали 15 м показали, что запаздывание срабатывания привода тормозов роспуска в режиме экстренного торможения составляет 0,8—1,0 сек (по нарастанию давления в тормозных камерах до 90% от максимального).

Растягивающее усилие между прицепом и тягачом, необходимое для устойчивости автопоезда и безопасности движения при торможении, может быть обеспечено при опережении срабатывания тормозов прицепа. Оптимальное значение опережения по исследованиям НАМИ [4] должно составлять около 0,1—0,2 сек.

В настоящее время заводами ведутся работы по усовершенствованию однопроводного привода тормозов прицепов. Усовершенствованный пневмопривод тормозов ЗИЛ [2] уменьшает время срабатывания тормозов прицепа на 25—30%. Время запаздывания срабатывания тормозов прицепа уменьшилось примерно на 35—50%. С усовершенствованным приводом запаздывание составляет 0,2—0,3 сек. Таким образом, еще не удалось добиться опережения и свести к нулю запаздывание срабатывания тормозов прицепа при экстренном торможении с помощью усовершенствованного пневмопривода.

Испытания усовершенствованного пневмогидравлического привода системы ЧМЗАП на длиннобазных прицепах с тягачами КраЗ-214 показали аналогичные результаты. Запаздывание срабатывания тормозов прицепов при длине тормозной магистрали 17 м составляет 0,5—0,8 сек. С увеличением длины пневмомагистрали время запаздывания срабатывания тормозов прицепа и общее время срабатывания привода тормозов автопоезда возрастает.

При запаздывании торможения прицепа возникает сжимающее усилие между прицепом и тягачом (при упомянутых выше испытаниях это усилие составляло 1,3—8,8 т), которое при недостаточном высоком коэффициенте сцепления шин с дорогой может привести к заносу прицепа, «складыванию» автопоезда и аварии.

На основании результатов этих же испытаний [3] сделан вывод, что как пневматический, так и пневмогидравлический приводы тормозных систем длиннобазных прицепов обладают плохим следящим действием за перемещением тормозной педали.

Автомобильная лаборатория Кавказского филиала ЦНИИМЭ разработала и испытала электропневматический ускоритель УТП-1 к серийному пневмоприводу тормозов прицепного состава. Ускоритель состоит из пневмоэлектрического включателя, перепускного пневмоклапана с электромагнитным приводом и перепускной приставки к серийному распределительному клапану прицепа. Включатель устанавливается на передней части дышла роспуска, прицепа или рамы полуприцепа и присоединяется к тормозной пневмомагистрали за ее соединительной муфтой. Перепускной пневмоклапан с электромагнитом устанавливается непосредственно у распределительного тор-

мозного клапана и соединяется с ним пневматически с помощью перепускной приставки. Чувствительность включателя рассчитана на его срабатывание от перепада давления не более 0,05 кг/см² в магистрали до и после включения.

При таком перепаде давления включатель замыкает электрическую цепь электромагнита и, кроме того, осуществляет дополнительный выпуск воздуха в атмосферу из пневмомагистрали через жиклер определенного диаметра. Это вторая, кроме имеющейся в тормозном кране, точка выпуска воздуха из тормозной пневмомагистрали в атмосферу. При включении электромагнита перепускной клапан открывается и перепускает воздух из пневмомагистрали (в самом ее конце) через нижнюю полость распределительного клапана непосредственно в тормозные камеры прицепа. Помимо начального наполнения воздухом тормозных камер, достигается ускорение срабатывания распределительного клапана.

Ускоритель обеспечивает следящее действие привода тормозов прицепа за перемещениями тормозной педали с помощью последовательного включения и выключения перепускного клапана с одновременными открываниями и закрываниями срабатывающего жиклера включателя. В результате этого давление в конце тормозной пневмомагистрали у распределительного клапана меняется в соответствии с изменениями давления воздуха в начале магистрали у тормозного крана, что обеспечивает (при правильно подобранных диаметре жиклера и сечении перепускного клапана) не только необходимое опережение, но и соответствующую интенсивность торможения колес прицепа.

Таким образом, ускоритель УТП-1 является дополнительным устройством к серийному пневмоприводу тормозов прицепа, ускоряющим его работу. В случае выхода из строя любого элемента ускорителя пневмопривод продолжает работать обычным образом, как изготовленный серийно. Узлы ускорителя, имеющие общий вес не более 7 кг, смонтированы только на прицепе, поэтому прицеп с таким ускорителем может работать с любым автомобилем соответствующей модели, снабженным комбинированным тормозным краном.

Дорожные испытания ускорителя проводились на двухосном лесовозном автомобильном роспуске 2-Р-15Т с тормозами на всех колесах в составе с тягачом МАЗ-501Б, как в режимах длительного торможения на опусках, так и экстренного торможения на горизонтальном участке дороги. Вес автопоезда 29 т, длина пневмомагистрали привода тормозов 15 м. Все опыты повторялись как с включенным, так и с отсоединенным ускорителем при установке режимного кольца тормозного крана на отметку «Р» (раннее торможение прицепа). Результаты испытаний приведены в таблице.

Как видно из осциллограмм (рис. 1, а) и данных таблицы, при серийном пневмоприводе общее время срабатывания привода тормозов автопоезда определяется срабатыванием тормозов прицепа и, считая по нарастанию давления до 90% от максимального, доходит до 1,7 сек при запаздывании тормозов прицепа до 1,0 сек.

Автопоезд	Длина тормозной магистрали в м	Время срабатывания привода тормозов в сек		Срабатывание привода тормозов прицепа относительно тягача* в сек	
		тягача	прицепа	запаздывание	опережение
МАЗ-501Б с двухосным роспуском 2-Р-15Т с серийным приводом тормозов	15	0,5—0,7	1,3—1,7	0,8—1,0	—
МАЗ-501Б с двухосным роспуском 2-Р-15Т с ускорительным устройством УТП-1 к серийному приводу тормозов	15	0,5—0,7	0,45—0,50	—	0,05—0,20

* По отношению к тормозным камерам задней оси тягача.

Наиболее показательной величиной, по нашему мнению, является не полная величина запаздывания тормозов прицепа для того или иного уровня давления в тормозных камерах, а ее среднинеинтегральное значение (средняя абсцисса соответствующей

шей площади между кривыми давлений), которое в изложенных выше опытах составило 0,7 сек.

При включенном ускорителе УТП-1 общее время срабатывания привода тормозов автопоезда (рис. 1, б и таблица) сокра-

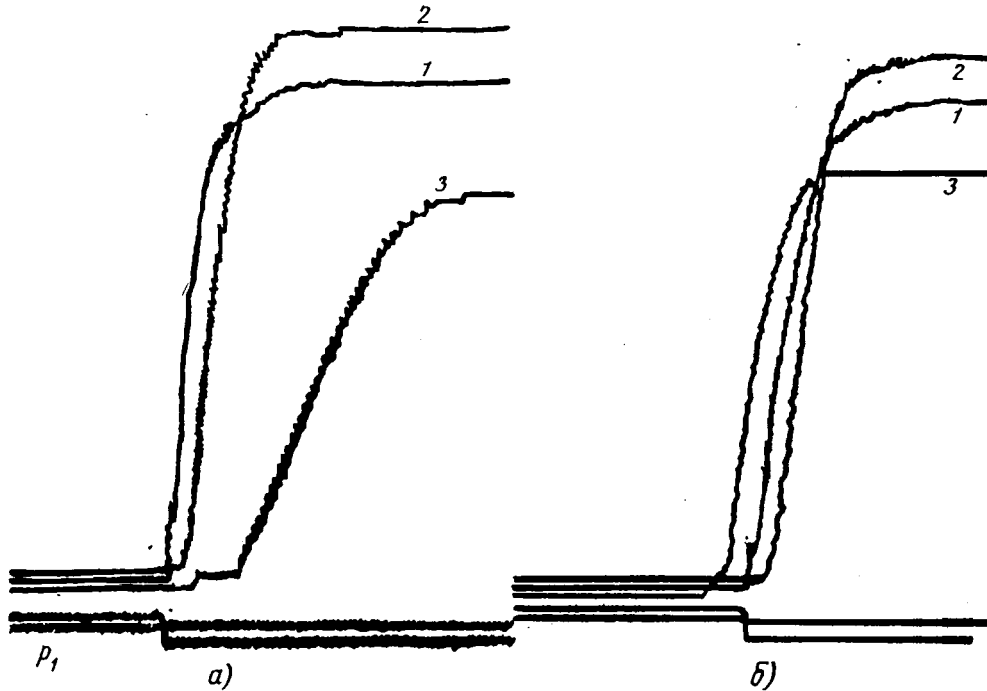


Рис. 1. Образцы осциллограммы нарастания давления воздуха в тормозных камерах автопоезда МАЗ-501Б с прицепом 2-Р-15Т при экстренном торможении:

а — серийный пневмопривод тормозов роспуска; б — серийный пневмопривод тормозов роспуска с ускорителем УТП-1; 1 — передняя ось тягача; 2 — задняя ось тягача; 3 — оси роспуска

щается до времени срабатывания тормозов тягача и составляет 0,5—0,7 сек, т. е. для данной длины магистрали уменьшается более чем в 2 раза. При этом привод тормозов прицепа срабатывания — с опережением (по отношению к тормозам задней оси тягача), среднеинтегральная величина которого составляет 0,10—0,15 сек. За счет сокращения общего времени срабатывания тормозов автопоезда и опережения срабатывания тормозов прицепа (синхронность срабатывания тормозов тягача и прицепа) тормозной путь автопоезда с ускорителем, как показали испытания, сокращается при экстренном торможении примерно на 20% (в диапазоне начальных скоростей до 50 км/ч).

Из-за опережения срабатывания тормозов прицепа, обеспечиваемого ускорителем УТП-1, между тягачом и прицепом в процессе торможения возникает растягивающее усилие. На рис. 2 приведены графики изменения во времени продольных усилий, действующих между тягачом и прицепом в процессе экстренного торможения на горизонтальном участке дороги, а также замедлений автопоезда. Эти зависимости построены по данным осциллографической записи нарастания давлений в тормозных камерах. Продольные усилия ΔP между тягачом и прицепом и замедления автопоезда j определены из выражений

$$\Delta P = \sum P_{np} - \sum P_a = 4 P_{\tau_3} - 2 (P_{\tau_1} + P_{\tau_2}) + (G_{np} - G_a) f - \frac{1}{g} (G_{np} - G_a) j; \quad (1)$$

$$j = \frac{g}{\delta} \left(f + \frac{4 P_{\tau_3} + 2 (P_{\tau_1} + P_{\tau_2}) + P_w}{G_a + G_{np}} \right); \quad (2)$$

где P_{τ} — с индексами 1, 2 и 3 — тормозные силы соответственно переднего и заднего колес автомобиля и колеса прицепа;

- G_{np}, G_a — полные веса прицепа и автомобиля;
- f — коэффициент сопротивления качению;
- g — ускорение силы тяжести;
- P_w — сопротивление воздуха;
- δ — поправочный коэффициент дополнительного влияния инерции вращающихся масс (при вычислении не учитывается);

$\sum P_{np}$ — тормозные усилия прицепа;

$\sum P_a$ — тормозные усилия автомобиля.

В выражении (2) предполагается, что усилие торможения на каждом колесе меньше возможного по условию сцепления: что торможение происходит без блокирования колес, что замедления автомобиля и прицепа равны.

Тормозные усилия на колесах каждой оси определены из выражений

$$P_{\tau} = \frac{M_{\tau}}{r_k} = \mu \frac{r_{ob} l_k}{r_k} \times \frac{P_{ш}}{(a + b \delta)(c + d f_k)}; \quad (3)$$

$$P_{ш} = m p - n \delta,$$

- где M_{τ} — тормозной момент на колесе;
- μ — коэффициент трения тормозных накладок по барабану;
 - r_{ob} — радиус тормозного барабана;
 - r_k — радиус качения колеса;
 - l_k — плечо действия усилия штока тормозной камеры;
 - a, b, c, d, m, n — коэффициенты зависящие от размеров деталей тормозной меры;
 - f_k — коэффициент трения тормозного кулака о тормозные колодки;
 - δ — средний зазор между тормозными накладками и барабаном;
 - p — значения давлений воздуха в тормозных камерах в каждый данный момент времени в процессе торможения (по средним значениям осциллограммы нарастания давлений в тормозных камерах).

Как видно из рис. 2, ускоритель УТП-1 обеспечивает экстренном торможении необходимое по условию безопасности движения растягивающее усилие между прицепом и тягачом. Если при торможении автопоезда с серийным приводом между автомобилем и прицепом возникает продольное усилие ΔP , достигающее 2,8 т, то при торможении с ускорителем УТП-1 возникает растягивающее усилие, среднее значение

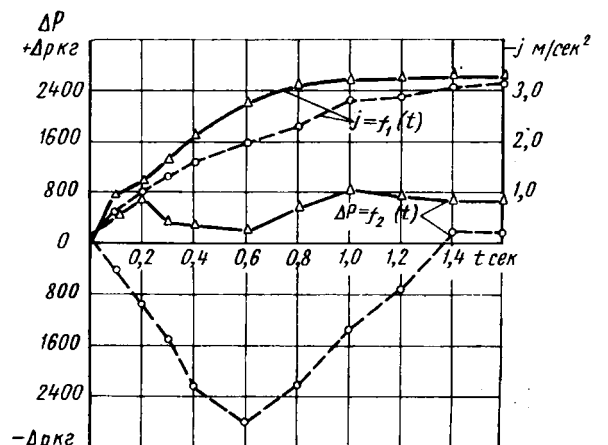


Рис. 2. Продольные усилия между тягачом МАЗ-501Б и пуском 2-Р-15Т в процессе экстренного торможения при автопоезде 29 т (штриховые линии — серийный привод тормозов роспуска; сплошные — серийный привод тормозов с ускорителем УТП-1)

того около 0,6 т. За счет улучшения синхронности срабатывания тормозов прицепа и тягача увеличивается также замедление автопоезда при торможении, что, как и сокращение времени срабатывания привода тормозов, уменьшает тормозной путь.

Из изложенного видно, что применение ускорителя типа УТП-1 к приводу тормозов прицепного состава значительно улучшает торможение автопоезда, обеспечивая уменьшение времени срабатывания его тормозов, опережение торможения прицепа и уменьшение тормозного пути. Это повышает безопасность движения и позволяет увеличить средние скорости автомобильных поездов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.
2. Маклаков Л. Н., Машатин В. И. «Автомобильная промышленность», 1966, № 4.
3. Жаров А. П. «Автомобильная промышленность», 1966, № 6.
4. Любушкин В. В., Розанов В. Г. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов. Труды НАМИ. Вып. 20, 1960.

УДК 629.114.3.014.52.001.24

Проектирование и расчет гидромеханического привода управления колесами полуприцепа

Канд. техн. наук А. П. КОЛПАКОВ

По способу действия приводы управления колесами полуприцепа подразделяются на два вида: привод управления без усилительного действия (механический [1] и гидростатический [2]); привод управления с усилительным действием (гидромеханический [3] и электрический [4]).

Гидромеханический привод управления колесами полуприцепа состоит из трех основных частей: механической связи; механизма управления; силового механизма.

Механическая связь от гидроцилиндров к управляемым колесам рассчитывается на прочность [5] и на кинематику поворота с определением кинематической характеристики механической связи [6—8].

Механизм управления состоит из золотника, деталей привода золотника в движение и обратной связи. Золотник рассчитывается на пропускную способность рабочей жидкости с минимальными внутренними потерями при максимальной производительности гидронасоса [9]. Хорошая чувствительность обеспечивается минимальным ходом золотника. У существующих конструкций эта величина не превышает 3 мм.

Золотник через систему рычагов и тяг приводится в движение от копира, закрепленного на седле тягача. Копир представляет собой канавку переменного радиуса относительно оси сцепного шкворня, по которой перемещается ролик, действующий на золотник. Длина канавки переменного радиуса зависит от угла складывания автопоезда (угла между продольными осями тягача и полуприцепа в плане) на минимальном радиусе поворота тягача [7]. Так как полуприцеп должен поворачиваться относительно тягача на угол не менее $\pm 90^\circ$, канавка переменного радиуса оканчивается канавкой постоянного радиуса или расходящимися направляющими, которые заводят ролик в канавку при «распрямлении» автопоезда [3].

Существуют конструкции копиров в виде гребня с двумя роликами по бокам [6] или с одним роликом и одной рабочей кромкой при поджиге ролика пружиной. Усилие пружины рассчитывается на преодоление сопротивления в приводе, включая и сопротивление перемещению золотника, так как в одну сторону золотник движется за счет копира, а в другую сторону только за счет пружины.

Копир рассчитывается графическим методом. При этом полный ход ролика, определяемый разностью наибольшего и наименьшего радиусов копира относительно оси сцепного шкворня, должен быть достаточно большим для улучшения чувствительности привода управления.

Полный ход ролика выбирается путем увязки его с кинематической характеристикой привода управления, а также с базой полуприцепа и минимальным радиусом поворота тягача. Кинематическая характеристика, в свою очередь, зависит от величины бокового увода эластичных шин полуприцепа [10] и от движения полуприцепа на повороте или по колею тягача, или со смещением к центру [7].

С технологической точки зрения лучшая форма копира — одна дуга постоянного радиуса, центр которой смещен относительно оси сцепного шкворня или, в крайнем случае, два участка с дугами постоянного радиуса для правого и левого поворотов.

Копир проверяется окончательно графической проработкой, например, через каждые 5° , с соответствующей корректировкой, если обнаружится несоответствие полученной и расчетной кинематических характеристик.

В системе тяг передачи движения от ролика к золотнику имеется пружинная тяга-компенсатор, предназначенная для предохранения механизма управления от поломок. Тяга-компенсатор рассчитывается так же, как пружина копира с одной рабочей кромкой. Например, тяга-компенсатор [3] была рассчитана на усилие 120 кг, что обеспечивало хорошую чувствительность привода управления при передаче усилия с помощью тяг. Однако когда усилие передавалось двумя тросами, чувствительность привода управления была недостаточной.

Наличие тяги-компенсатора позволяет выполнить механизм управления без копира. В этом случае элементы связи прикрепляются непосредственно к седлу тягача, а для предохранения гидромеханической и механической связи от гидроцилиндров к колесам от перегрузок потребуются установка между золотником и тягой-компенсатором специальных упоров, ограничивающих величину хода золотника в пределах максимальных углов поворота управляемых колес полуприцепа.

Силовой механизм рассчитывается в соответствии с необходимым усилием для поворота колес полуприцепа и необходимой производительностью гидронасоса.

Для расчета усилия, обеспечивающего поворот колес на месте, можно воспользоваться приближенной формулой [11]. Давление гидронасоса, которое ограничивается предохранительным клапаном, целесообразнее принимать по максимальной величине в технической характеристике гидронасоса, так как при движении в обычных дорожных условиях это давление не реализуется.

Рассмотрим обоснование выбора производительности гидронасоса. Теоретически [7] и экспериментально [3] доказано, что некоторое отставание поворота колес полуприцепа относительно угла складывания улучшает совпадение колес полуприцепа и тягача на переходных режимах поворота. Отставание обеспечивается уменьшением производительности гидронасоса, при этом уменьшается расход мощности на его работу.

Угловая скорость поворота управляемых колес полуприцепа при гидромеханическом приводе является постоянной величиной (без учета колебаний числа оборотов двигателя тягача на данном повороте, если гидронасос приводится от двигателя), поэтому необходимо теоретически проанализировать требуемую угловую скорость поворота управляемых колес для точного совпадения колес полуприцепа и тягача.

Форма переходной траектории движения тягача зависит от режимного коэффициента поворота [12], определяемого по формуле

$$K_n = \frac{\sigma_0}{v} \quad (1)$$

где σ_0 — угловая скорость поворота управляемых колес тягача;

v — скорость движения.

Переходная траектория движения тягача в координатах с достаточной точностью (ошибка не превышает 2%) строится по первым членам разложенной в ряд Маклорена подынтегральной функции [12, 13] и представляет собой кубическую параболу с уравнениями:

$$x = \frac{v^2 \sigma_0}{6 L_m} t^3; y = vt; x = \frac{\sigma_0 y^3}{6 v L_m}, \quad (2)$$

где x, y — текущие координаты;
 L_m — база тягача;
 t — текущее время.

Заменяем колеса полуприцепа одним условным колесом, расположенным в центре оси одноосного или в центре тележки двухосного полуприцепа. Угол φ_{23} (рис. 1) поворота условного

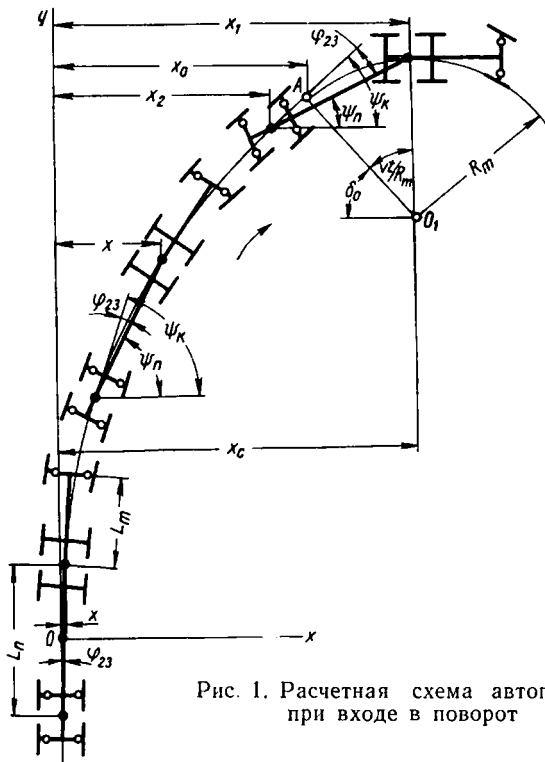


Рис. 1. Расчетная схема автопоезда при входе в поворот

колеса на стадии движения входа в поворот; тягач на переходной, полуприцеп на прямолинейной траекториях, определяется формулой

$$\varphi_{23} = \frac{x}{L_n}, \quad (3)$$

где L_n — база полуприцепа.

После подстановки значения x и дифференцирования

$$\frac{d\varphi_{23}}{dt} = \sigma_n = \frac{3 v^2 \sigma_0 t^2}{\sqrt{36 L_m^2 L_n^2 - v^4 \sigma_0^2 t^6}}, \quad (4)$$

где σ_n — угловая скорость поворота условного колеса полуприцепа.

Время t прохождения полуприцепом прямолинейной траектории до точки o (рис. 1) изменяется в пределах $0 \leq t \leq \frac{L_n}{v}$.

На стадии движения входа в поворот (тягач и полуприцеп на переходной траектории) необходимо, чтобы траектория центра условного колеса полуприцепа совпадала с траекторией центра задней оси (тележки) тягача, поэтому плоскость условного колеса должна быть касательной к переходной траектории тягача.

Угол ψ_k наклона плоскости условного колеса находим дифференцированием выражения (2)

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \psi_k = \frac{2vL_m}{\sigma_0 y^2}; \psi_k = \operatorname{arctg} \frac{2L_m}{\sigma_0 vt^2}. \quad (5)$$

Для аналитического определения угла наклона ψ_n продольной оси полуприцепа к оси x воспользуемся теоремой Лагранжа о среднем значении, заменив угол ψ_n углом наклона касательной к переходной траектории тягача. Теорема Лагранжа о среднем значении дает точные результаты для квадратной функции, для кубической функции это условие выполняется приближенно. По расчетам точка касания касательной, параллельной продольной оси полуприцепа, для всех значений кубической параболы, соответствующих переходной траектории, смещена в сторону тягача для входной переходной траектории. Величина смещения зависит от базы полуприцепа, но не зависит от режимного коэффициента поворота.

Тогда время прохождения полуприцепом пути, равного расстоянию от центра условного колеса до точки касания касательной, должно быть $\frac{L_n}{2v} k$, где k — расчетный поправочный коэффициент, равный для входа в поворот 1,156.

Угол наклона продольной оси полуприцепа к оси x определяется выражением

$$\psi_n = \operatorname{arctg} \frac{2L_m}{\sigma_0 v \left(t + \frac{1,156 L_n}{2v} \right)^2}. \quad (6)$$

Учитывая, что $\varphi_{23} = \psi_k - \psi_n$, подставляем их значения и дифференцируем

$$\frac{d\varphi_{23}}{dt} = \sigma_n = \frac{2L_m \sigma_0 (2vt + 1,156 L_n)}{\sigma_0^2 v^2 \left(t + \frac{1,156 L_n}{2v} \right)^4 + 4L_m^2} - \frac{4L_m \sigma_0 vt}{\sigma_0^2 v^2 t^4 + 4L_m^2}. \quad (7)$$

Время в этой формуле изменяется в пределах $0 \leq t \leq \left(t_0 - \frac{L_n}{v} \right)$, где t_0 — время движения тягача по переходной траектории.

Определим угловую скорость поворота условного колеса на стадии движения входа в поворот: тягач на круговой, полуприцеп на переходной траекториях.

Значение ψ_n определяется из выражения

$$\cos \psi_n = \frac{x_1 - x_2}{L_n}, \quad (8)$$

где

$$x_1 = x_c - R_m \cos \left[\delta_0 + \frac{v}{R_m} \left(t + \frac{L_n}{v} - t_0 \right) \right]. \quad (9)$$

Подставив значения ψ_n и ψ_k и продифференцировав, имеем

$$\frac{d\varphi_{23}}{dt} = \sigma_n = \frac{v \sin \left[\delta_0 + \frac{v}{R_m} \left(t + \frac{L_n}{v} - t_0 \right) \right] - \frac{v^2 \sigma_0 t^2}{2L_m}}{\sqrt{L_n^2 - \left\{ x_c - R_m \cos \left[\delta_0 + \frac{v}{R_m} \left(t + \frac{L_n}{v} - t_0 \right) \right] - \frac{v^2 \sigma_0 t^3}{6L_m} \right\}^2}} - \frac{4L_m \sigma_0 vt}{\sigma_0^2 v^2 t^4 + 4L_m^2}. \quad (10)$$

Время изменяется в пределах

$$\left(t_0 - \frac{L_n}{v} \right) < t < t_0.$$

Остальные величины определяются из выражений

$$t_0 = 0,946 \sqrt{\frac{L_m}{v \sigma_0}}; x_0 = 0,141 \sqrt{\frac{L_m v}{\sigma_0}}; \delta_0 = 90^\circ - \arctg \frac{2 v L_m}{\sigma_0 y_0^2}; \quad (11)$$

$$x_c = x_0 + R_{min} \cos \delta_0.$$

Величина y_0 находится подстановкой значения x_0 в формулу (2).

Если переходная траектория движения тягача меньше базы полуприцепа, имеется стадия входа в поворот: тягач на круговой, полуприцеп на прямолинейной траекториях и угловая скорость поворота условного колеса определяется формулой

$$\frac{d\varphi_{23}}{dt} = \sigma_n = \frac{v \sin \left(\delta_0 + \frac{vt}{R_m} \right)}{\sqrt{L_n^2 - \left[x_c - R_m \cos \left(\delta_0 + \frac{vt}{R_m} \right) \right]^2}}. \quad (12)$$

где $0 \leq t < \left(\frac{L_n}{v} - t_0 \right)$.

При этом величина t , подставляемая в формулы (4) и (10), изменяется соответственно в пределах $0 \leq t \leq t_0$ и $t_0 \leq t < \frac{L_n}{v}$.

Может наблюдаться случай входа в поворот, когда управляемые колеса тягача поворачиваются на месте до начала движения, т. е. когда $K_n \rightarrow \infty$ и тягач сразу движется по круговой траектории.

Тогда

$$\frac{d\varphi_{23}}{dt} = \sigma_n = \frac{v \sin \frac{vt}{R_m}}{\sqrt{L_n^2 - R_m^2 \left(1 - \cos \frac{vt}{R_m} \right)^2}}, \quad (13)$$

где $0 \leq t \leq \frac{2 R_m}{v} \arcsin \frac{L_n}{2 R_m}$.

Аналогично были получены расчетные формулы для выхода из поворота и построен график зависимости (рис. 2) требуемой δ_n рад/сек

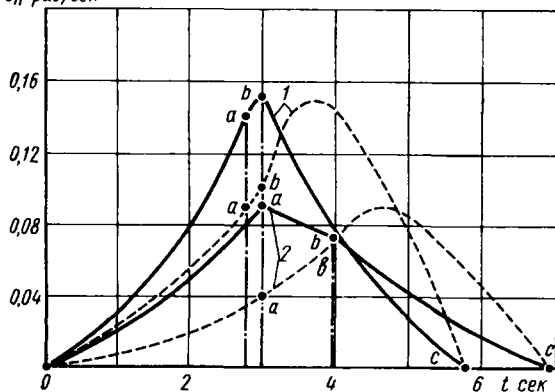


Рис. 2. Зависимость угловой скорости поворота управляемых колес полуприцепа для его движения по колее тягача на переходных режимах поворота (сплошные линии — вход в поворот; штриховые линии — выход из поворота):

$L_m = 4,2$ м; $L_n = 6$ м; $v = 2$ м/сек (7,2 км/ч);
 1 — $\sigma_0 = 0,24$ рад/сек; 2 — $\sigma_0 = 0,12$ рад/сек

угловой скорости поворота управляемых колес полуприцепа для движения по колее тягача на переходных режимах поворота.

При повороте управляемых колес тягача на месте до начала движения, т. е. при $K_n \rightarrow \infty$, величина σ_n должна изменяться

от нуля в начале входа в поворот или выхода из поворота до максимума в конце входа в поворот или выхода из поворота, составляющего $0,25$ рад/сек при $v = 2$ м/сек, $L_n = 8$ м, $R_m = 8$ м.

Как видно, для точного движения полуприцепа по колее тягача на переходных режимах поворота угловая скорость поворота колес полуприцепа должна быть переменной величиной, зависящей от постоянных факторов — базы тягача и базы полуприцепа и от переменных факторов — угловой скорости поворота управляемых колес тягача и скорости движения.

Таким образом, гидромеханический привод управления не обеспечивает точного движения полуприцепа по колее тягача на переходных режимах поворота.

Необходимые для расчета среднюю угловую скорость или время поворота колес нужно выбирать исходя из наиболее часто встречающихся в эксплуатации условий.

Маневрирование автопоезда при $K_n \rightarrow \infty$ осуществляется достаточно редко и может выполняться осторожно на малой скорости движения, поэтому производительность гидронасоса нужно рассчитывать для движения автопоезда по переходным траекториям.

Время движения полуприцепа на входе в поворот и время поворота его колес равно сумме времени движения полуприцепа по прямолинейной траектории до точки o (рис. 1), равного $\frac{L_n}{v}$, и времени движения полуприцепа по переходной траектории от точки o до точки A (рис. 1), равного времени

поворота управляемых колес тягача, т. е. $\frac{\varphi_0 \max}{\sigma_0}$ (где $\varphi_0 \max$ — угол поворота управляемых колес тягача).

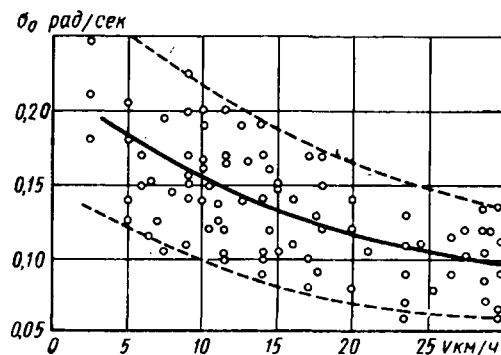


Рис. 3. Экспериментальный график диапазона изменения угловой скорости поворота управляемых колес тягача «Урал-375» с полуприцепом в зависимости от скорости движения (сплошная линия — среднее значение; штриховые линии — предельные значения)

На выходе из поворота первое время будет равно времени движения полуприцепа по круговой траектории, которое также близко к $\frac{L_n}{v}$, а второе остается без изменения.

Первое время зависит от базы полуприцепа и скорости движения, поэтому при постоянной базе полуприцепа определяется как функция скорости. Для определения второго времени воспользуемся статистическими данными зависимости угловой скорости поворота управляемых колес тягача от скорости движения (рис. 3), полученными для седельного тягача «Урал-375» с управляемым полуприцепом [3]. Таким образом, угловая скорость поворота управляемых колес тягача изменяется в больших пределах, но наблюдается определенная закономерность: с увеличением скорости движения угловая скорость поворота управляемых колес уменьшается. Это объясняется субъективными психологическими ощущениями водителя, осуществляющего на большей скорости движения более осторожный поворот. Осреднив диапазон изменения угловой скорости поворота управляемых колес, получим ее зависимость в функции скорости движения (сплошная линия на графике), которую и будем использовать для определения времени поворота.

Время t_m поворота управляемых колес тягача на полный угол (максимальный приведенный угол поворота управляемых колес тягача «Урал-375» составляет 30°), время t_n прохождения полуприцепом пути, равного его базе, и расчетное суммар-

ное время t_p , выраженные в функции скорости движения, показаны на графике (рис. 4).

Из графика видно, что при малых скоростях движения угловая скорость поворота управляемых колес полуприцепа должна быть меньше, а с увеличением скорости движения она также увеличивается. Минимальное время, в течение которого должен

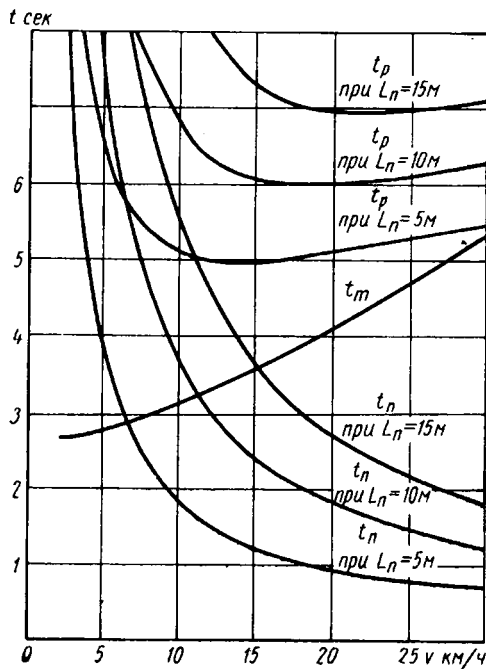


Рис. 4. Зависимость времени движения тягача по переходной траектории t_m , полуприцепа по прямолинейной траектории t_n и суммарного расчетного времени $t_p = t_m + t_n$ от скорости движения

осуществляться поворот колес полуприцепа, составляет: для полуприцепа с базой 5 м около 5 сек, с базой 10 м около 6 сек и с базой 15 м около 7 сек. С учетом особенностей гидромеханического привода управления был выполнен графический анализ отклонения траектории движения колес полуприцепа относительно траектории движения задних колес тягача на пе-

реходном режиме поворота при $\sigma_n = \frac{\varphi_{23 \max}}{t_p}$, где t_p берется из графика (рис. 4) по минимальному значению.

Анализ показал, что как и при жестком механическом приводе управления колеса полуприцепа на входе в поворот «забегают» во внешнюю сторону, хотя и на меньшую величину, а затем в точке перехода тягача на круговую траекторию (точка А на рис. 1) полуприцеп также выходит на круговую траекторию. На выходе из поворота полуприцеп «забегает» к центру. Величина «забегания» при $\sigma_n = 0,2 \text{ рад/сек}$, $L_n = 4,2 \text{ м}$, $L_m = 8 \text{ м}$, $R_m = 8 \text{ м}$, $v = 2 \text{ м/сек}$ составляет около 25 см. При анализе движения полуприцепа с жестким механическим приводом величина «забегания» получилась равной 50 см, т. е. в 2 раза больше.

«Забегание» полуприцепа с гидромеханическим приводом управления можно уменьшить за счет некоторого увеличения времени t_p . Тогда «забегание» во внешнюю сторону в начале входа в поворот уменьшается, затем траектория движения колес полуприцепа пересекает траекторию движения задних колес тягача и полуприцеп в конце входа в поворот «забегает» к центру, выходя на круговую траекторию далее точки А (рис. 1). На выходе из поворота общий характер картины не изменяется, только в начале выхода из поворота полуприцеп «забегает» к центру, а в конце выхода из поворота — во внешнюю сторону с теми же величинами «забегания».

В качестве расчетного принят случай, когда «забегание» во внешнюю сторону в начале входа в поворот равно «забеганию» к центру в конце входа в поворот (для выхода из поворота соответственно наоборот).

Графической проработкой было определено необходимое увеличение времени t_p , при котором величины «забегания» в обе

стороны становятся одинаковыми. Это увеличение составляет 12—13%. При этом «забегание» для приведенных параметров уменьшается до 15 см, т. е. по сравнению с механическим приводом в 3,3 раза.

Угловая скорость поворота управляемых колес полуприцепа зависит от производительности гидронасоса и рабочего объема гидроцилиндров. Действительная производительность гидронасоса меньше теоретической на величину объемных потерь, которые для большинства гидронасосов составляют 10%.

Относительное увеличение времени t_p на 12—13% имеет такой же порядок, как уменьшение действительной производительности к теоретической, поэтому при расчете можно не учитывать ни увеличения времени, ни уменьшения объемного к. п. д. гидронасоса. Тогда производительность гидронасоса определяется по формуле

$$Q = \frac{30q}{t_p}, \quad (14)$$

где q — рабочий объем гидроцилиндров.

С целью подтверждения приемлемости разработанной методики для определения производительности гидронасоса гидромеханического привода управления было проведено отклонение траектории движения колес полуприцепа. Эксперименты проводились с гидронасосами производительностью 15 и 48 л/мин при постоянном числе оборотов двигателя тягача в пересчете на числа оборотов вала гидронасоса 1500 в минуту.

График (рис. 5) смещения S_k траектории движения колес полуприцепа построен в функции режимного коэффициента поворота K_n . Для сопоставления на графике приведены также расчетные кривые, построенные графо-аналитическим методом. Кривая 1 показывает зависимость S_k от K_n при жестком механическом приводе управления применительно к тягачу «Урал-375» и полуприцепу с базой 6,43 м. Кривая 4 построена для расчетной оптимальной производительности гидронасоса, определенной по данной методике и равной 10 л/мин (рабочий объем гидроцилиндров был равен 1,6 л).

Разработанная методика расчета производительности гидронасоса предусматривает постоянную его производительность. Если гидронасос приводится от двигателя тягача, то его производительность зависит от числа оборотов двигателя, которое изменяется в достаточно широких пределах. При этом расчет по минимально-устойчивым оборотам повлечет за собой увеличение расхода мощности на привод гидронасоса и увеличение значения S_k на максимальных числах оборотов. Расчет по средним оборотам ухудшит управляемость полуприцепа при малых числах оборотов, что подтверждается экспериментально. Так, например, на экспериментальном полуприцепе при производительности гидронасоса 15 л/мин наблюдалось ухудшение чувствительности привода управления в случае малых чисел оборотов двигателя тягача (маневрирование на узких участках, движение задним ходом).

Постоянная производительность гидронасоса может быть обеспечена приводом его от источника с постоянным числом оборотов, например от электродвигателя, или при конструкции гидромеханического привода с гидроаккумуляторами.

Создание дроссельного устройства, обеспечивающего постоянную подачу рабочей жидкости при различных числах оборотов вала гидронасоса и при различном давлении, а также в случае необходимости обеспечивающего и максимальное давление, требует конструктивной проработки и экспериментальной проверки. Область применения гидромеханического привода управления должна определяться в соответствии с целевым назначением полуприцепа.

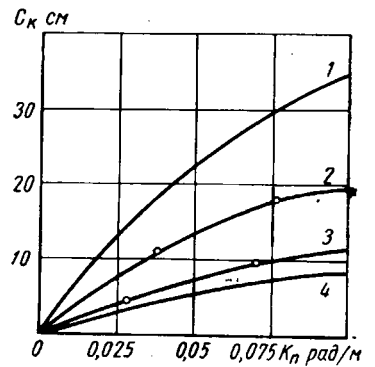


Рис. 5. Зависимость смещения траектории движения управляемого полуприцепа относительно траектории движения задних колес тягача от режимного коэффициента поворота:

1 — расчетная зависимость для жесткого механического привода; 2 — экспериментальная зависимость с гидронасосом производительностью 48 л/мин; 3 — то же с гидронасосом производительностью 15 л/мин; 4 — расчетная зависимость для оптимальной производительности гидронасоса (10 л/мин)

ЛИТЕРАТУРА

1. Марголис С. Я. «Автомобильный транспорт», 1962, № 3.
2. Орловский А. Т. и др. «Автомобильный транспорт», 1962, № 3.
3. Ермилов С. С., Колпаков А. П. «Автомобильная промышленность», 1964, № 9.
4. Колпаков А. П. «Автомобильная промышленность», 1967, № 2.
5. Курганов А. И. Основы расчета шасси тракторов и автомобилей. Сельхозгиз, 1953.
6. Аксенов П. В., Ширяев П. П. «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.

7. Колпаков А. П. «Автомобильная промышленность», 1966, № 11.
8. Марголис С. Я. «Автомобильная промышленность», 1966, № 10.
9. Башта Т. М. Самолетные гидравлические устройства и агрегаты. Машгиз, 1951.
10. Колпаков А. П., Ермилов С. С. «Автомобильная промышленность», 1966, № 4.
11. Гинцбург Л. Л. «Автомобильная промышленность», 1960, № 1.
12. Закин Я. Х. Методы анализа маневренных свойств автопоездов. Автотрансиздат, 1961.
13. Соков В. С. Гаражи. Гострансиздат, 1935.



УДК 621.983:62—465.001 5

Однопереходная штамповка-вытяжка деталей цилиндрической формы

Н. В. ПОТЕКУШИН

Челябинский политехнический институт

Из тонколистовых материалов марок А1М, А2М, Л62М и 08кп на установках с применением метательных взрывчатых веществ были получены цилиндрические детали (рис. 1) малых и средних размеров, без фланца и с фланцем, с плоским и сферическим дном. Штамповка осуществлялась за один пере-

цесс вытяжки, является вязкость [1]. В работе применялась смазка повышенной вязкости (масло машинное С, $\text{ВУ}_{50}=5,34$) и малой вязкости (трансформаторное масло, $\text{ВУ}_{50}=1,77$). Кинематическая вязкость определялась в сантистоксах с помощью капиллярного вискозиметра и переводилась в единицы условной вязкости по ГОСТу 33—66. Предельные коэффициенты вытя-

жек при одинаковых значениях $\frac{r_n}{t}$ (рис. 3) для различных материалов оказались различными, зависящими от вида применяемой смазки и от способа смазывания. Здесь t — толщина материала.

Было изготовлено три группы деталей (свыше 1500): без применения смазки в условиях сухого трения (кривые 1); с обильной смазкой (кривые 2, 4); с односторонней смазкой заготовок — со стороны матрицы (кривые 3, 5). Несмазываемые контактные поверхности заготовок и инструмента обезжиривались ацетоном.

Влияние внешнего трения (отрицательного и положительного) тем больше, чем больше отношение поверхности контакта за-

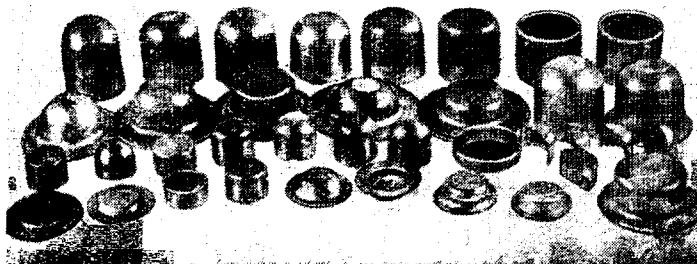


Рис. 1. Детали, изготовленные на установках порохового действия

ход по равнозначным схемам (рис. 2) с передачей энергии пороха деформируемой заготовке через твердое тело.

Пороховой заряд возбуждался в камере сгорания 1. Образующиеся при этом газы, расширяясь, приводят в движение матрицедержатель 2, матрицу 3, складкодержатель 4 с упорными винтами 5, пуансондержатель 6 и пуансон 7. В результате этого происходит принудительное изменение формы заготовки. В первом случае она нагоняется на пуансон 8, а во втором — вдавливается в матрицу 9.

Пуансоны и матрицы выполнены из стали У8А с твердостью HRC 58—60 и с чистой поверхностью по $\nabla 8$ — $\nabla 9$. Радиусы закругления вытяжных кромок для пуансонов r_n принимались равными 0,5; 1; 2; 4; 7,06; 8 и 11,65 мм и для матриц r_m — 0,5; 4 и 5 мм. Зазор между матрицами и складкодержателями устанавливался по индикатору и фиксировался упорными винтами 5.

Изучалось влияние на предельный коэффициент вытяжки m технологической смазки, геометрии инструмента r_n , зазора между матрицей и складкодержателем i , величины заряда Q , а также зазора между матрицей и пуансоном z .

Выявлены оптимальные условия, обеспечивающие устойчивость процесса штамповки. Коэффициенты вытяжек (табл. 1 и рис. 3, 4), полученные при этих условиях, приняты за предельные. Расчетные коэффициенты m следует увеличивать на одну ступень.

Основным фактором, определяющим влияние смазки на про-

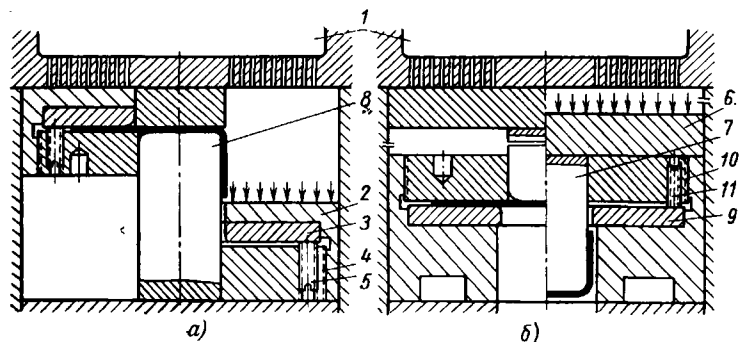


Рис. 2. Схема штамповки-вытяжки:

а — с подвижной матрицей; б — с подвижным пуансоном; 1 — камера сгорания; 2 — матрицедержатель; 3, 9 — матрицы; 4, 10 — складкодержатель; 5, 11 — упорные винты; 6 — пуансондержатель; 7, 8 — пуансоны

готовки и инструмента к общему объему заготовки. С учетом этого на основании проведенных исследований [1, 2] можно предположить, что при вытяжке с обильной смазкой на закруглении матрицы наблюдается полусухое трение, а на остальных трущихся поверхностях — жидкостное. При односторонней смазке между заготовкой и матрицей возникает жидкостное

Таблица 1

Марка мате- риала	Предельный коэф- фициент вытяжки* $\frac{t}{D_3}$	Смазка (односторон- няя)	$\frac{t}{D_3} \cdot 100$	$\frac{r_n}{t}$ ($r_n=5 \text{ мм}$)	$\frac{d^{****}}{d_n}$	$\frac{r_{**}}{t}$	$\frac{H}{d_n}$	$\frac{Q}{V}$ в кг/см³	$\frac{G}{Q}$
A1M	0,53	Повышенной вязкости	1,57	1,31—1,35	0,914	0,95/0,75	0,69	0,000029	3981
A1M	0,51	То же	1,54	2,63—2,70	0,827	0,90/0,75	0,79	0,000038	3096
A1M	0,485	.	1,44	5,26—5,40	0,656	0,87/0,75	0,92	0,000046	2533
A1M	0,48	.	1,42	10,52—10,81	0,313	0,86/0,75	1,01	0,000046	2533
A1M	0,49**	.	1,45	15,32—15,74	0	0,87/0,75	1,05	0,000042	2787
Л62М	0,51	.	1,90	1,02—1,07	0,914	1,25/0,95	0,89	0,000059	1990
Л62М	0,50	Повышенной и малой вязкости	1,87	2,04—2,15	0,827	1,20/0,95	0,94	0,000067	1741
Л62М	0,48	То же	1,80	4,08—4,21	0,656	1,23/0,95	1,06	0,000074	1592
Л62М	0,47	.	1,76	8,00—8,60	0,313	1,20/0,95	1,26	0,000084	1393
Л62М	0,47**	Повышенной вязкости	1,76	11,88—12,52	0	1,21/0,95	1,30	0,000084	1393
08кп	0,56	То же	1,77	1,11—1,26	0,914	0,86/0,80	0,60	0,000059	1990
08кп	0,515	.	1,64	2,46—2,53	0,827	0,88/0,80	0,76	0,000078	1506
08кп	0,48	.	1,52	4,93—5,06	0,656	0,89/0,80	1,00	0,000083	1327
08кп	0,48	.	1,52	9,87—10,12	0,313	0,90/0,80	1,07	0,000088	1327
08кп	0,52**	.	1,64	14,38—14,74	0	0,85/0,80	0,93	0,000080	1466

* За коэффициент вытяжки принято отношение наружного диаметра детали (диаметра матрицы, равно-
ного 25,30 мм) к диаметру исходной заготовки.
** Для деталей со сферическим дном.
*** Пределы интервала зазоров не определялись.
**** Принято: d_n — диаметр пуансона; d — диаметр плоской части торца пуансона; H — высота детали;
 U — объем заряда, G — вес подвижных частей установки.

же предельных и рекомендуемых значений при обычной штамповке (табл. 2). Это объясняется меньшей величиной удельного давления, возникающего во фланце заготовки, и сокращением времени его действия, так как вытяжка велась с жестким складкодержателем. Они значительно ниже коэффициентов, найденных Р. В. Пихтовниковым [3] для стали 20 в условиях штамповки с применением пороха, так как получены для более пластичных металлов и с меньшей скоростью деформирования.

Таким образом, при односторонней смазке заготовок глубокие детали из латуни и мягкой стали можно штамповать с применением машинного, трансформаторного и других масел, вязкость которых находится в пределах $V_{50}=1,77 \div 5,34$. Для деталей из алюминия, как и при обычной штамповке, предпочтительнее машинное масло. Если детали штампуются за один переход, но с малой степенью деформации (неглубокие), то

при обильной смазке (табл. 3) лучше применять трансформаторное масло, а при односторонней — машинное.

При увеличении радиуса r_n снижается коэффициент m , так как уменьшается влияние напряжений, возникающих в металле от изгиба заготовки на закруглении пуансона. При малых значениях r_n сокращается эффективность полезного трения между заготовкой и пуансоном, так как при этом сужается контактная поверхность.

При равномерном возрастании величины r_n/t (рис. 3), начиная с некоторого его значения, характерного для каждой кривой, наблюдается замедление уменьшения коэффициента m . Однако дальнейшее увеличение r_n при $d/d_n > 0$ (табл. 1) приводит к разрыву образцов.

Наименьшие и при этом одинаковые предельные значения m получены с $r_n=4 \div 8 \text{ мм}$, хотя при обычной штамповке [3] разрушающее напряжение в опасном сечении наступит при r_n меньшем $\frac{1}{3} d_n$ (для данного случая ниже 7,76 мм).

Детали из алюминия и стали хорошего качества возможно получить с $r_n \leq 10t$ и из латуни с $r_n \leq 8t$, тогда как из алюминия при вытяжке на прессах с $r_n \leq 7t$. Годные детали были получены также и при малых значениях r_n (0,5—2 мм), т. е. с $r_n=(0,63 \div 2,5)t$. В обычных штампах не рекомендуется назначать $r_n < (2 \div 3)t$.

А. А. Бебрис впервые нашел оптимальные значения зазора для случая штамповки деталей на прессах двойного действия. Величина i рекомендуется также другими авторами [3—7].

В данной работе для условий скоростной штамповки-вытяжки впервые получены кривые, характеризующие три гра-ничные зоны: вытяжки хорошего качества, обрывов дна складкообразования (рис. 4). За исходные данные приняты $\frac{t}{D_3} 100 = 2,0 \div 1,6$ (A2M) и $\frac{t}{D_3} 100 = 1,8 \div 1,3$ (Л62М)

$d_n=16,12 \text{ мм}$; $r_n=r_m=(1,13 \div 1,28)t^*$; $z=(1,32 \div 1,49)t$.

Для сопоставления результатов исследований вытяжка дуб лировалась на гидропрессе. Наименьшие предельные коэффициенты m оказались равными при скоростной штамповке 0,5 (A2M); 0,56 (Л62М) и при обычной — 0,61 (A2M); 0,5 (Л62М). Установлено, что зоны качественной штамповки деталей заключены между прямыми 1—4 и кривыми 1'—4'. Левые прямые 1—4 располагаются зоны обрыва дна. За кривыми 1'—4' располагается зона интенсивного складкообразования при этом при условиях, соответствующих промежутку между кривыми 1'—4' и 1''—4'', получены детали с разглаженным складками. Правее кривых 1''—4'' расположена зона разрыв образцов.

* Меньше радиусов, рекомендуемых в работах [4, 5], для вытяжки на прессах.

трение, на ребре матрицы — полусухое, между заготовкой и пуансоном и под складкодержателем — сухое. При таком распределении трения наблюдается определенное состояние трущихся поверхности образцов. С этих позиций можно объяснить и относительное расположение

кривых $m=f\left(\frac{r_n}{t}\right)$. Наименьшие коэффициенты m получены для деталей третьей группы. При этом для алюминиевых и стальных образцов при штамповке с машинным маслом (кривые 3) они оказались ниже, чем с трансформаторным (кривые 5). Смазочный слой под фланцем заготовки при уменьшении вязкости смазки менее устойчив.

Для изделий из материала Л62М, начиная с $m=0,50$, кривые 3 и 5 сливаются. Обильная смазка машинным маслом (кривые 2) ухудшает процесс деформирования. Трение между заготовкой и пуансоном играет отрицательную и при этом решающую роль. Коэффициенты m выше, чем при вытяжке без смазки. Кривые 4 совпадают с кривыми 1 в интервале r_n/t от 1 до 5 и различаются при увеличении r_n/t .

Для стальных деталей эти кривые совпадают лишь при $m=0,56$. Обильная смазка образует два смазочных слоя (под фланцем и над фланцем). С уменьшением вязкости эти слои более устойчивы, интенсивность выдавливания смазки уменьшается (кривые 4 ниже кривых 2). Без применения смазки довольно хорошо штампуются латунные образцы.

Полученные в данной работе коэффициенты m оказались ни-

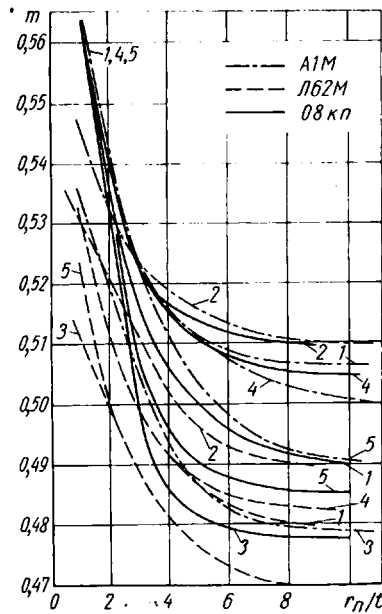


Рис. 3. Влияние радиуса закругления пуансона и смазки на предельный коэффициент вытяжки:

1 — без смазки; 2, 3 — машинное масло; 4, 5 — трансформаторное масло; 2, 4 — заготовка смазана окунанием; 3, 5 — односторонняя смазка заготовки (со стороны матрицы), пуансон обезжирен

Таблица 2

Марка материала	Теоретические значения [3] $\frac{d_{cp}}{D_3}$	Наименьшие предельные m при однопереходной вытяжке на установке порохового действия*			Наименьшие предельные m при однопереходной вытяжке на прессах в обычных штампах			Рекомендуемые m на первых переходах при многооперационной штамповке на прессах в обычных штампах			
		$\frac{d_H}{D_3}$	$\frac{d_{cp}}{D_3}$	$\frac{d_n}{D_3}$	$\frac{d_H^{**}}{D_3}$	$\frac{d_{cp}}{D_3}$ [6]	$\frac{d_n}{D_3}$ [2]	$\frac{d_H}{D_3}$ [4]	$\frac{d_{cp}^{***}}{D_3}$		
A1M	0,368	0,48	0,46	0,44	—	0,48	—	0,50	0,51—0,52	0,52—0,53	0,56—0,58
Л62М	0,368	0,47	0,45	0,43	0,48	0,48	0,43	0,47	0,49—0,50	0,49—0,50	0,53—0,56
08кп	0,368	0,48	0,46	0,44	—	0,55	0,48	0,46	0,51—0,52	0,52—0,53	0,55—0,56

* Соответствующая скорость деформирования по рекомендации Р. В. Пихтовникова не превышала 25 м/сек.
 ** См. соответствующую литературу [3 и 4].
 *** См. соответственно литературу [5 и 6].

Таблица 3

Марка материала	Смазка (малой вязкости)	$\frac{r_n^{***}}{t}$	$\frac{t}{D_3} \cdot 100$	$m = \frac{d_H}{D_3}$	$\frac{i}{t}$
A1M*	Односторонняя	0,66	2,66	0,57	1,04—1,26
A1M*	То же	1,33	2,60	0,56	1,04—1,26
A1M*	"	2,66	2,51	0,54	1,08—1,25
A1M*	"	5,33	2,46	0,53	1,12—1,21
A1M*	"	9,41	2,41	0,52	1,13—1,19
08кп*	"	0,63	2,81	0,57	1,01—1,31
08кп*	"	1,26	2,74	0,56	1,05—1,29
08кп*	"	2,53	2,54	0,525	1,17—1,26
08кп*	"	5,06	2,49	0,515	1,17—1,26
08кп*	"	8,93	2,48	0,51	1,18—1,25
Л62М*	"	4,25	2,97	0,51	1,31—1,36
A1M**	Обильная	1,33	1,66	0,56	1,04—1,14
A1M**	"	2,66	1,57	0,53	1,05—1,14
A1M**	"	5,33	1,50	0,51	1,05—1,13
A1M**	"	10,66	1,48	0,50	1,06—1,13
Л62М**	"	1,06	1,96	0,53	1,01—1,35
Л62М**	"	2,12	1,88	0,51	1,01—1,29
Л62М**	"	4,25	1,85	0,50	1,02—1,27
Л62М**	"	8,51	1,84	0,485	1,02—1,22

* $r_m = 4,0$ мм; $d_H = 16,13$ мм.
 ** $r_m = 5,0$ мм; $d_H = 25,30$ мм.
 *** $t = 0,75$ для A1M; $t = 0,79$ для 08кп; $t = 0,94$ для Л62М.

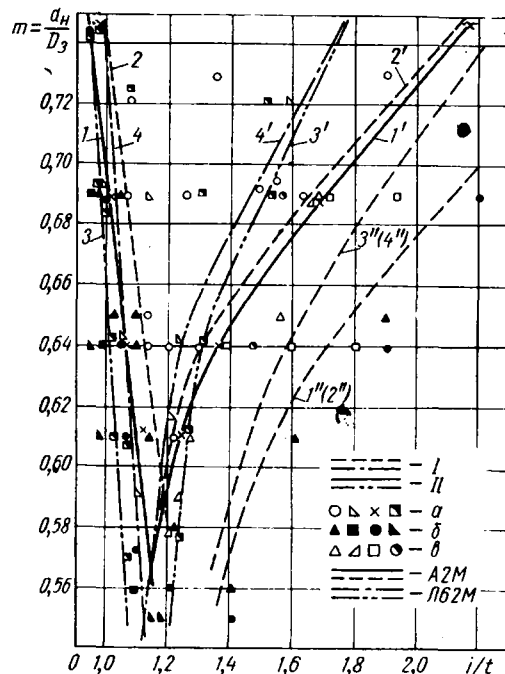


Рис. 4. Граничные зоны штамповки-вытяжки при $r_m = r_n = 0,5$ мм:

a — проштамповано; б — обрыв дна; в — наличие гофра в стенке; I — обычная вытяжка; II — скоростная вытяжка

Анализ граничных кривых показывает, что зоны вытяжки годных изделий при скоростной штамповке больше, чем при обычной, и для деталей из алюминия шире, чем для латунных. Интервалы зазоров (от i_{min} до i_{max}), соответствующие предельным значениям m , уже (меньше) интервалов для деталей с большими значениями m и располагаются внутри последних. Следовательно, чтобы вести штамповку высокого качества с коэффициентами m , большими предельных, достаточно зазор i взять в диапазоне для предельных значений m . С учетом этого в табл. 1 и 3 приведены рекомендуемые для практики оптимальные значения $\frac{i}{t}$.

Значения i в зависимости от m (рис. 4) принимаются для алюминиевых деталей $(1,15-1,55)t$ и для латунных $(1,13-1,37)t$. При этом не следует забывать, что зависимости $m = f\left(\frac{i}{t}\right)$ для различных r_n и r_m будут неодинаковыми.

Можно утверждать, что с уменьшением коэффициента m величина зазора i приближается к i_{min} , что меньшим коэффициентам m соответствуют зазоры с меньшим интервалом значений и, наоборот, что интервалы зазора i для скоростной штамповки гораздо шире рекомендуемых [7, 5] для обычной вытяжки в штампе с подвижной прижимной плитой.

Наименьший вес заряда был зафиксирован при штамповке с обильной смазкой, наибольший — без смазки. С уменьшением m вес заряда при постоянном объеме камеры сгорания V (табл. 1) возрастает. Влияние зазора z остается таким же, как и при обычной штамповке.

Скоростную штамповку можно применять для изготовления мелких и средних деталей в условиях опытного и мелкосерийного производства взамен прессовой штамповки и в серийном

производстве при отсутствии необходимого оборудования. Хронометрированием было установлено, что двухпозиционные установки не уступают в производительности штамповке на прессах.

ЛИТЕРАТУРА

- Исаченков Е. И. Основы выбора смазки для высокопроизводительной листовой штамповки. Сб. «Новое в технологии высокопроизводительной листовой штамповки», Машгиз, 1959.
- Пихтовников Р. В., Завьялова В. И. Штамповка листового металла взрывом. «Машиностроение», 1964.
- Шофман Л. А. Теория и расчеты процессов холодной штамповки. «Машиностроение», 1964.
- Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке. «Машиностроение», 1965.
- Руководящие технические материалы. «Штампы для холодной листовой штамповки. Расчеты и конструирование», РТМ-34-61. М., Стандартгиз, 1962.
- Руководящие технические материалы. «Холодная штамповка». НИИТАвтомпром, 1959.
- Элер, Кайзер. Вырубные, гибочные и вытяжные штампы. Машгиз, 1961.

Условия осуществления качественной сборки разъемного подшипникового соединения

И. Л. БЛАЕР

Проектный, технологический и научно-исследовательский институт

НАДЕЖНОСТЬ и долговечность ответственных разъемных подшипниковых соединений двигателей внутреннего сгорания в значительной мере определяются правильным выбором исходных зазоров в соединении и качественным выполнением их в процессе изготовления и монтажа соединения.

Исходные зазоры выбираются на основании гидродинамического расчета, с помощью которого определяются основные размеры его трущихся поверхностей и сорт смазки, при которых для заданных условий нагружения и скорости обеспечивается работа подшипника в режиме жидкостного трения.

В процессе изготовления подшипникового соединения принимаются меры для наиболее точного соблюдения расчетных размеров сопряженных деталей и уменьшения их отклонений от правильной геометрической формы (овальность, огранка, бочкообразность, конусность и т. п.). В частности, все сопряженные поверхности изготавливаются с высокой степенью чистоты и жесткими допусками на отклонения размеров и формы, кроме того, они тщательно контролируются.

В силу затрудненного доступа не контролируется зазор в подшипнике в процессе монтажа и о нем судят лишь по совпадению величин усилий в болтах крепления отъемной крышки подшипника в процессах монтажа и изготовления. Величина усилий в болтах отъемной крышки подшипника контролируется по величине крутящего момента затяжки, приложенного к гайке, в предположении, что коэффициент трения в резьбе и по торцу гайки для данного соединения остается стабильным. Таким образом, искажение формы и размеров посадочного отверстия подшипника не может быть обнаружено и, следовательно, расчетный зазор не сможет быть обеспечен.

Форма и размеры посадочного отверстия в процессе сборки подшипника с отъемной крышкой определяются жесткостью крышки, вкладышей, болтов и гаек; точностью и чистотой изготовления плоскостей прилегания отъемной крышки к основанию; величиной и точностью приложенного к гайке крутящего момента затяжки; коэффициентом трения в резьбе и по торцу гайки. Все эти факторы даже для одинаково изготовленных деталей не стабильны. Для исключения влияния этой нестабильности на форму и размеры посадочного отверстия подшипника все разъемные части его (кроме вкладышей) перед окончательной обработкой отверстия собираются и в дальнейшем не разукладываются. Достигнутые при затяжке определенным крутящим моментом произвольные форма и размеры посадочного отверстия подшипника доводятся в процессе окончательной обработки его до расчетных значений, что также должно гарантировать при последующей сборке подшипника исключение влияния большинства из перечисленных факторов.

Характер изменения формы и размеров посадочного отверстия подшипника в процессе затяжки гаек болтов крепления

его отъемной крышки был проверен на нижней головке шатуна двигателя 6 ЧН 36/45 (Г-66)). Диаметр посадочного отверстия, прошедшего окончательную обработку, измерялся в трех его сечениях $A-A$, $B-B$, $B-B$ (рис. 1) с помощью микрометрического нутромера. Затяжка гаек контролировалась по углу ее поворота от начального положения и одновременно по величине напряжения в стержнях болтов, измеряемого методом тензометрирования.

Форма и размеры посадочного отверстия подшипника изменяются в процессе затяжки гаек в зависимости от усилия, возникающего в стержнях болтов (рис. 2). Увеличение усилия в стержнях болтов приводит к уменьшению размера отверстия в сечении $A-A$ (рис. 1) и увеличению его в сечениях $B-B$ и $B-B$. Посадочное отверстие приобретает форму правильной окружности в случае совпадения размеров его диаметра в сечениях $A-A$, $B-B$ и $B-B$ лишь при определенном осевом усилии в болтах.

Между тем в процессе монтажа подшипника на вал приданная ему при изготовлении форма и размеры восстанавливаются в большинстве случаев при той же величине крутящего момента затяжки гаек, что и перед изготовлением. При этом не принимается во внимание возможность влияния на форму и размер посадочного отверстия подшипника следующих факторов: смещения отъемной крышки в плоскости разреза на величину зазора между болтом и отверстием в шатуне и отъемной крышке; коэффициента трения в резьбе и по торцу гайки, изменяющегося при одинаково приложенном к гайке крутящем моменте затяжки осевого усилия в стержне болта; дотяжки гайки с целью совмещения отверстий под шплинт.

Влияние повторной затяжки гаек на характер изменения формы и размеров посадочного отверстия подшипника в процессе его монтажа на вал было проверено на нижней головке шатуна двигателя ГАЗ-53. Проверке были подвергнуты 100 посадочных отверстий (без вкладышей) путем измерения диаметров в трех его сечениях (рис. 1) сначала после обработки, а затем после сборки и повторной его сборки. Диаметр отверстий измерялся пассиметром с точностью до 0,002 мм. Гайки затягивались ручным динамометрическим ключом в процессе повторной затяжки крутящим моментом 6,8—7,5 кгм, а перед обработкой отверстия в одних случаях крутящим моментом 6,8—7,5 (рис. 3, а) и в других — 8,0—8,5 кгм (рис. 3, б).

Изменение формы посадочного отверстия за счет смещения отъемной крышки оценивалось по равенству различных по знаку величин изменения размера его диаметра в сечениях $B-B$ и $B-B$ (рис. 1). Из 100 измерений лишь в 20 случаях увеличение (или уменьшение) размера посадочного отверстия в сечении $B-B$ не превышало более чем на 0,004 мм величину уменьшения (или увеличения) размера его в сечении $B-B$. Во всех остальных случаях наблюдалась значительная разница в величинах изменения размеров указанных сечений, либо эти изменения были одинаковы по знаку. Такой характер изменения свидетельствует о незначительном влиянии смещения отъемной крышки при повторной затяжке гаек на форму и размеры посадочного отверстия.

Из рис. 3 следует, что повторная затяжка гаек болтов крепления съемной крышки подшипника в случае контроля ее по одинаковому значению крутящего момента затяжки приводит к изменению формы и размеров его посадочного отверстия. Эти изменения и их пределы не одинаковы для различных его сечений: в сечениях, расположенных ближе к опорам отъемной крышки, они максимальны, а в наиболее отдаленных от опор сечениях они минимальны, что свидетельствует о появлении значительной овальности.

Совпадение области пределов отклонений размеров в различных сечениях посадочного отверстия подшипника (рис. 3, б), свидетельствующее о соблюдении достигнутой в процессе его обработки формы, наблюдается в случае, когда величина крутящего момента затяжки гаек перед обработкой отверстия превышает величину крутящего момента при монтаже подшипника на вал.

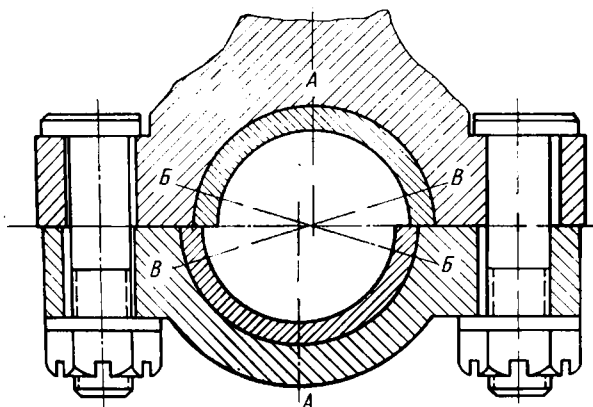


Рис. 1. Схема разъемного подшипникового соединения

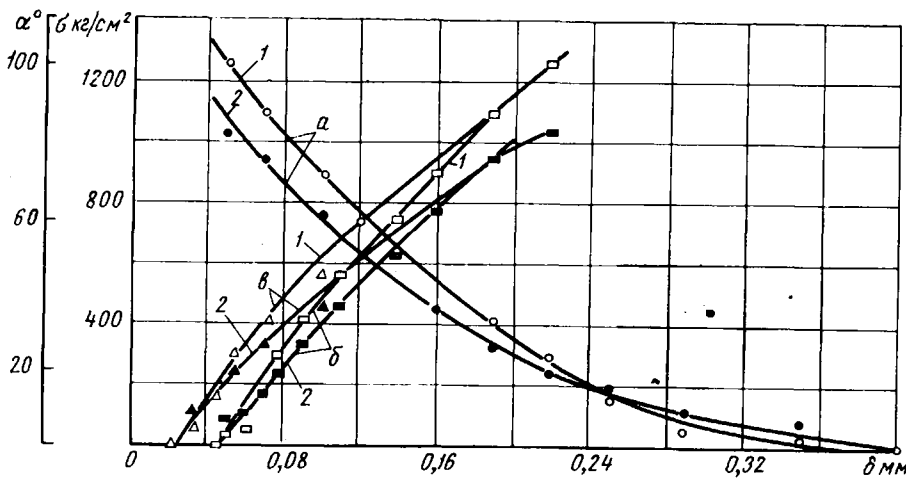


Рис. 2. График зависимости величины изменения δ диаметра отверстия подшипника от угла α затяжки гаек и соответствующих ему напряжений σ , возникающих в стержнях при затяжке первого и второго болтов (соответственно 1 и 2):
 а — в сечении А-А; б — в сечении Б-Б; в — в сечении В-В

Это неизбежно должно приводить к изменению осевого усилия в стержнях болтов крепления отъемной крышки и свидетельствует о влиянии этого усилия, возникающего в процессе повторной затяжки гаек, на форму посадочного отверстия подшипника.

Это было проверено на ответственных резьбовых соединениях двигателей ГАЗ-51, ГАЗ-53 и ГАЗ-21. Гайки затягивались ручным динамометрическим ключом, а напряжения в стержнях болтов измерялись методом тензометрирования. После первой затяжки гайки определенным крутящим моментом и измерений напряжений в стержне болта соединение ослаблялось и повторно затягивалось тем же крутящим моментом. Для учета влияния состояния поверхности резьбы различных партий и поставок напряжения в стержнях болтов измерялись раздельно (рис. 4): в состоянии поставки, промытые бензином, смазанные жировой смазкой УС-2 (Л) по ГОСТу 1033—51. Материал болтов — сталь 38ХА, площадь их поперечного сечения принята $0,64 \text{ см}^2$.

Анализ результатов измерений показывает, что повторная затяжка резьбы в случае контроля ее по крутящему моменту, приложенному к гайке, приводит к изменению усилия, достигнутого в стержне болта при первоначальной затяжке гайки тем же крутящим моментом. При этом наблюдается как увеличение, так и уменьшение этого усилия, однако состояние поверхности резьбы влияет на равномерность распределения этих изменений. Например, для указанных болтов М10×1, поверхность резьбы которых была промыта бензином, повторная затяжка приводила чаще к уменьшению усилия (колебания его пределов, в основном, от -15 до $+10\%$ при максимальных пределах $\pm 30\%$ от первоначального его значения). Для болтов, поверхность резьбы которых была в состоянии поставки, повторная затяжка приводила к более интенсивному увеличению усилия (колебания его пределов, в основном, от -7% до $+15\%$ при максимальных пределах $\pm 33\%$ от первоначального его значения). Для болтов, поверхность резьбы которых была смазана жировой смазкой УС-2 (Л), повторная затяжка приводила, в основном, к увеличению усилия (колебания его пределов от -10 до $+20\%$ от первоначального

его значения, достигая максимума $+50\%$). Следовательно, для сохранения величины осевого усилия, достигнутого в стержне болта при его первоначальной затяжке, повторная затяжка должна выполняться с учетом этих изменений. Например, в случае, когда увеличение осевого усилия недопустимо, а поверхность резьбы в состоянии поставки, повторная затяжка гайки должна осуществляться при уменьшенном значении крутящего момента.

Процесс монтажа подшипника на вал не ограничивается приложением к гайке необходимого крутящего момента затяжки: в большинстве случаев появляется необходимость дотяжки гайки с целью совмещения отверстий в болте и гайке под шплинт. При шести пазах в гайке и одном диаметральном отверстии под шплинт в болте угол такой дотяжки может быть $50-55^\circ$. Для определения величины изменения в этих случаях осевого усилия в болте были измерены напряжения в стержне болта при довертывании гайки на угол $10, 20$ и 30° , результаты

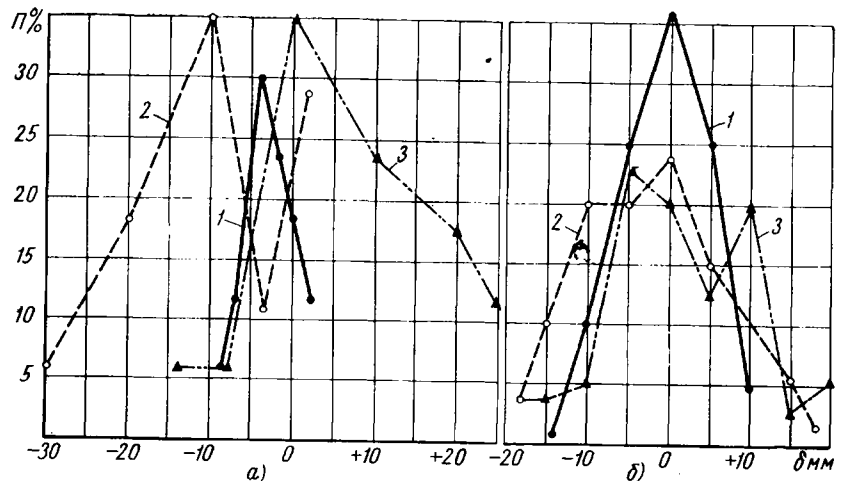


Рис. 3. Распределение величины изменений диаметра посадочного отверстия нижней головки шатуна двигателя ГАЗ-53 при повторной П затяжке гаек крутящим моментом $M_{кр} = 6,8 \div 7,5 \text{ кгм}$:
 1 — в сечении А-А; 2 — в сечении Б-Б; 3 — в сечении В-В.

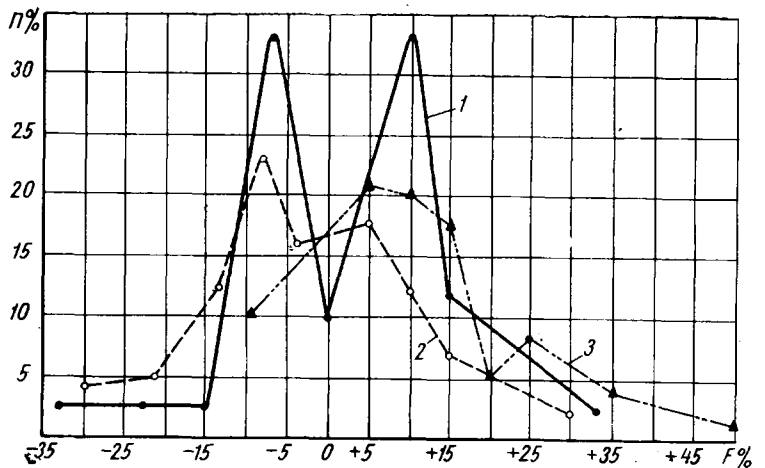


Рис. 4. Распределение изменений осевого усилия F в стержне болта М10×1 при повторной затяжке гайки крутящим моментом первоначальной величины:
 1 — поверхность резьбы в состоянии заводской поставки; 2 — поверхность резьбы промыта бензином; 3 — поверхность резьбы смазана смазкой УС-2 (Л).

Наименование соединения	Крутящий момент первоначальной затяжки в кгм	Увеличение напряжения в стержне болта по отношению к первоначальному при довертывании гайки на угол		
		10°	20°	30°
Нижняя головка шатуна двигателя ГАЗ-51 болт М10×1	5	1,09—1,15	1,16—1,35	1,23—1,45
	6	1,07—1,15	1,12—1,32	1,15—1,43
Коренной подшипник двигателя ГАЗ-21, шпилька М14×1,5	6	1,30—1,66	1,54—1,84	1,79—2,17
	10	1,13—1,27	1,16—1,50	1,32—1,73
	12	1,08—1,11	1,20—1,27	1,31—1,32
	13	1,14—1,24	1,37—1,38	1,46—1,54
Коренной подшипник двигателя ГАЗ-53, шпилька М12×1,25	14	1,11—1,26	1,24—1,42	1,35—1,50
	6	1,11—1,15	1,25—1,32	1,42—1,44
	10	1,03—1,07	1,06—1,16	1,04—1,33

которых сведены в таблицу. Напряжения измерялись методом тензометрирования.

Из таблицы видно, что увеличение осевого усилия в стержне болта при довертывании гайки на определенный угол достигает в некоторых случаях значительной величины. При увеличе-

нии крутящего момента затяжки гайки влияние довертывания гайки на величину напряжения в стержне болта уменьшается.

Дотяжка гайки неизбежно должна приводить к изменению формы и размеров посадочного отверстия подшипника. Для придания ему в этом случае правильной геометрической формы и обеспечения равенства осевых усилий в болтах окончательно смонтированного подшипника с осевым усилием в них, достигнутым в процессе изготовления отверстия подшипника, необходимо уменьшать величину крутящего момента повторной затяжки.

Величина изменения (в частных случаях уменьшения) крутящего момента повторной затяжки должна определяться для каждого соединения в зависимости от конкретных условий состояния поверхности резьбы, жесткости стержня болта и соединяемых изделий, а также с учетом необходимости дотяжки с целью совмещения отверстий под шплинт.

Практика эксплуатации двигателя ГАЗ-53 подтвердила правильность сделанных выводов: частые задирь шатунных вкладышей были устранены введением в технологический процесс различных величин крутящего момента затяжки гаек болтов крепления крышки нижней головки шатуна перед обработкой (8,0—8,5 кгм) и в процессе монтажа его на вал (6,8—7,5 кгм).

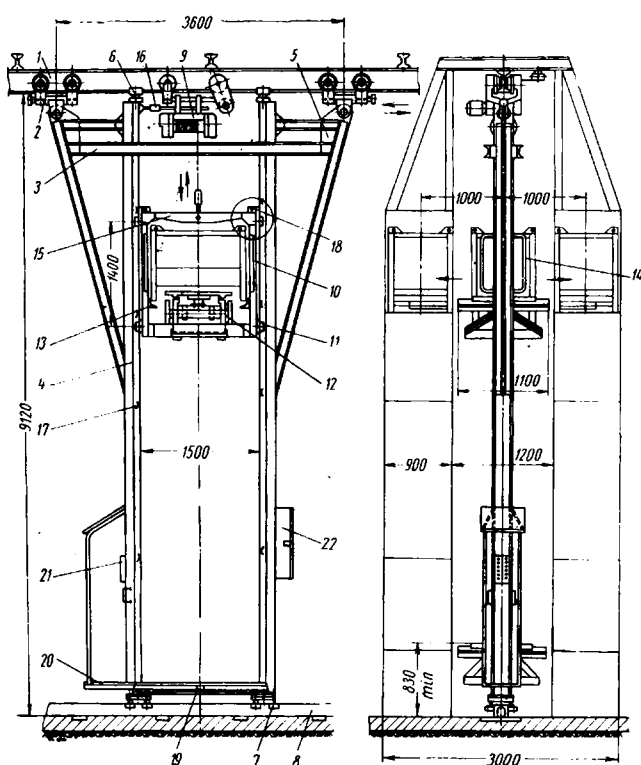
УДК 621.869.4:625.54

Монорельсовый погрузчик двустороннего действия грузоподъемностью 1000 кг

Л. А. УЛИСОВ

Ульяновский автозавод

НА УЛЬЯНОВСКОМ автозаводе в цехе, изготовляющем рамы, внедрен в производство монорельсовый погрузчик двустороннего действия грузоподъемностью 1000 кг. Внедрение погрузчика позволило расположить в проходе шириной 4 м на всю длину цеха два ряда шестиручных стеллажей, сохранив проход шириной около 1 м. Значительно повысилась культура производства в цехе. Устройство механизма показано на рисунке.



На двутавровой балке 1, подвешенной на кронштейнах, при помощи холостых тележек 2 закреплена рама 3 с двумя направляющими 4. Верхняя часть рамы оканчивается косынкой 5 с ушком на конце. При помощи втулки и пальца рама прикреплена к вилкам холостых тележек. В верхней части направляющих швеллеров смонтированы упорные ролики 6, охватывающие с зазором 5 мм нижнюю полку двутаврового пути. Они снимают боковые нагрузки с катков холостых тележек при установке бункера с деталями в ячейку стеллажа. Две опорные тележки 7 роликами охватывают нижний направляющий путь 8, который предотвращает раскачивание погрузчика при движении и отклонение от вертикальной оси рамы погрузчика в момент выноса груза за пределы центра тяжести погрузчика. Внутри направляющих рамы на крюке самоходного тельфера 9 подвешена платформа 10, которая имеет на себе четыре катка 11, катающихся по внутреннему профилю направляющего швеллера рамы. Расстояние между катками по высоте тележки составляет 1400 мм, что предотвращает заклинивание грузовой платформы в направляющих рамы погрузчика при ее выдвигании в крайнее положение. Для восприятия боковых нагрузок при подъеме платформы на грузовой тележке имеются дополнительно четыре опорных ролика, которые катятся по внутренней стенке направляющих рамы.

Тележка платформы выполнена в виде рамки, к которой прикреплен стол 12 с раздвижной платформой. Верхняя платформа стола приводится в движение от электродвигателя с помощью эластичной муфты, червячного редуктора и пары цилиндрических шестерен, которые вращают вал с двумя шестернями, сцепленными с рейками нижней платформы. На концах нижней платформы расположены две звездочки, которые перекачиваются по двум втулочно-роликовым цепям, одним концом прикрепленным к раме стола, а другим к верхней выдвигной платформе стола. Такое крепление цепи при выдвигании нижней платформы в ту или другую сторону позволяет верхней платформе двигаться с удвоенной скоростью. Направляющие, в которых скользит нижняя платформа, во избежание задиоров при работе должны иметь очень твердую поверхность, поэтому они подвергаются цементации с последующей закалкой до твердости HRC 58—62. Верхняя платформа скользит по нижней плите в направляющих, выполненных в виде ласточкина хвоста. Для уменьшения трения на верхнюю опорную часть плиты привернуты по всей длине бронзовые накладки.

Регулировочный клин регулирует боковой зазор между плитой и платформой. В верхней платформе стола для удобства захода выдвигной платформы стола под дно бункера находятся две направляющие в виде вилок. К боковым связям тележки платформы с внутренней стороны на уровне несколько ниже ножек бункера приварены направляющие угольники 13, которые выравнивают бункер в случае перекоса во время втягивания его на середину грузовой тележки и фиксируют его положение на платформе. Кроме того, направляющие служат ориентиром при установке тележки стола погрузчика против направляющих ячейки стеллажа.

Для предотвращения выпадания бункера в проем между стойкой стеллажа и направляющей погрузчика к торцовым стенкам боковых связей грузовой тележки приварены с двух сторон ограждающие дуги 14.

К верхней части тележки платформы прикреплен траверса 15, подвешенная к крюку тельфера. Электротельфер 9 в отличие от стандартного имеет модернизированную ведущую тележку, что дало возможность установить на ней трехскоростной электродвигатель. Таким образом, погрузчик имеет две скорости передвижения: транспортную 20 м/мин, на которой погрузчик передвигается вдоль стеллажей, и погрузочную, равную 6,6 м/мин, на которой рабочий подводит выдвигной стол против нужного ряда ячейки стеллажа.

Горизонтальное перемещение погрузчика происходит с помощью тельфера, соединенного с рамой при помощи водила 16, имеющего регулировочную муфту с контргайками, что дает возможность устанавливать тельфер на одной оси с осью тележки при крайнем верхнем положении крюка тельфера, чтобы избежать перекоса троса.

Так как водителю погрузчика очень трудно при ручном управлении устанавливать или брать бункер из ячеек стеллажа четвертого—шестого ярусов, на погрузчике предусмотрено автоматическое управление. Для этого на направляющих погрузчика закреплены упоры 17, расположенные соответственно ячейкам стеллажа, на траверсе грузовой тележки смонтированы концевые выключатели 18, позволяющие останавливать грузозовую тележку стола в нужном по высоте месте. Концевой выключатель нажимает на ролик рычага не упором, а переходным рычагом, предохраняя его от ударных нагрузок при подъеме тележки.

В нижнем положении тележка останавливается при помощи концевого выключателя 19. Для удобства управления погрузчиком на раме, на высоте 300 мм от пола, смонтирована площадка 20, защищенная сверху металлическим козырьком, и кнопочная станция 21 управления работой погрузчика. С противоположной стороны на раме смонтирован шкаф с электроаппаратурой 22.

Перемещение платформы осуществляется с помощью концевых выключателей, имеющихся на грузовой тележке. Бункер с деталями устанавливается на специальной площадке, находящейся в средней части стеллажей, расположенных справа от прохода, и обслуживается мостовым краном. При этом бункер с помощью специальных устройств самоустанавливается в строго определенном положении, при котором его удобно брать на вилки выдвигной платформы погрузчика. Чтобы взять груз, рабочий, обслуживающий погрузчик, нажимает на пульте управления кнопку «Правая сторона» и кнопку «Взять бункер». При этом тележка стола опущена в крайнее нижнее положение, а верхняя платформа стола с вилками опущена на 50 мм ниже днища бункера. Верхняя платформа заходит под бункер, затем поднимает грузозовую тележку на высоту 100—120 мм до первого упора, расположенного в нижней части направляющей погрузчика, в результате чего дается сигнал на втягивание платформы с бункером внутрь рамы грузовой тележки. Платформа доходит до среднего положения и останавливается. Затем рабочий транспортирует бункер между стеллажами и устанавливает его на малой скорости против нужного ряда ячеек стеллажа, включает кнопку «Правая сторона» или «Левая сторона», переводит выключатель указателя яруса и затем включает кнопку «Поставить бункер». Грузозовая тележка стола поднимается до упора на заданном ярусе и останавливается выше направляющих ячеек стеллажа на 50—60 мм. Верхняя платформа выдвигается в крайнее положение, нажимает на концевой выключатель, и тележка опускается на 100—120 мм, при этом бункер опускается на направляющие стеллажа, а платформа, освободившись от бункера, возвращается в исходное положение.

Погрузчик может работать по автоматическому циклу, при этом пульт управления выводится с погрузчика.

УДК 621.746:002.73

Установка для плавления цинка и заливки его в коуши буксирных тросов

А. Н. КИДАЛОВ

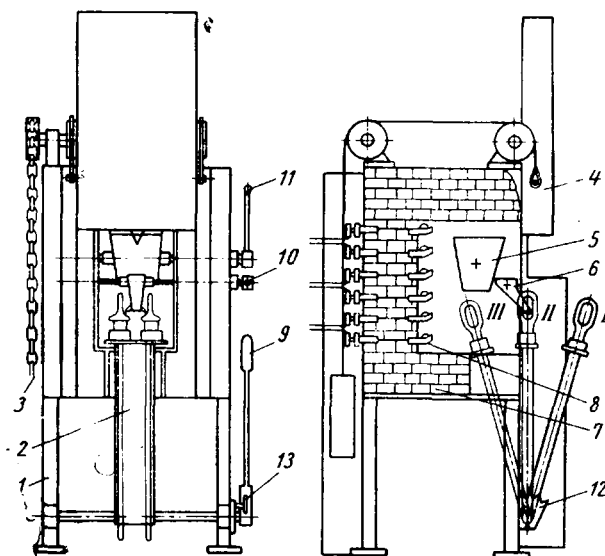
Курганский завод колесных тягачей

НА КУРГАНСКОМ заводе колесных тягачей изготовлена и внедрена установка (см. рисунок) для плавления цинка и заливки его в коуши буксирных тросов.

Коуши с тросом соединяются с помощью заливки расплавленным цинком. Установка состоит из следующих основных узлов: каркаса 1, устройства 2 для подачи коушей в зону нагрева, механизма 3 для закрывания камеры заслонкой 4, тигля 5 для плавления цинка, лотка 6 для заливки коушей, футеровки 7 камеры с электронагревателями 8.

Установка работает следующим образом. В тигле, расположенном в нагревательной камере, цинк нагревается до температуры плавления. Два коуша с предварительно заправленными концами троса вставляются в двухместное устройство, которое находится в положении I. С помощью рукоятки 9 заправленные коуши подаются в зону нагрева — положение III. Нагретые до требуемой температуры коуши с помощью рукоятки устанавливаются в положение II для заливки, при этом рукояткой 10 лоток устанавливается в положение, показанное на рисунке. С помощью рукоятки 11 тигель наклоняется и цинк по двухручьевому лотку 6 подается к месту заливки.

Два одновременно залитых коуша с помощью устройства 2, состоящего из рукоятки 9, зубчатого сектора 12, фиксатора 13 перемещаются в положение I для охлаждения и снятия гото-



вых к испытанию на прочность буксирных тросов. Техническая характеристика установки приведена ниже:

Количество одновременно заливаемых коушей	2
Мощность электронагревателей в <i>квт</i>	35
Напряжение электросети в <i>в</i>	380
Максимальная температура нагрева в <i>°С</i>	500
Время разогрева коушей до температуры 350° в <i>мин</i>	15—20
Время разогрева установки от 18 до 500° в <i>ч</i>	3
Вес одной плавки цинка в <i>кг</i>	45
Вес установки в <i>кг</i>	586
Размеры в <i>мм</i>	900 × 1000 × 2200

Для контроля и поддержания температуры нагрева установка снабжена электронным потенциометром ЭПД-120 и термопарой ТХК-040.

Для безопасной работы при заливке установка имеет откидывающее ограждение 14. Для обеспечения нормальных условий труда установка снабжена вытяжной вентиляцией.

В результате внедрения описанной установки снижена трудоемкость операции, улучшены условия труда и повышена культура производства.

УДК 621.992.31

Оптимальная конструкция, компенсирующего патрона для нарезания резьбы метчиками на агрегатных станках и автоматических линиях

Д-р техн. наук А. И. ИСАЕВ, Э. М. БЕРЛИНЕР

Московский автозавод им. Лихачева

ПРИ НАРЕЗАНИИ резьбы метчиками на агрегатных станках и автоматических линиях возникают большие трудности, особенно при нарезании точных резьб и резьб в алюминиевых сплавах. Эти трудности возникают вследствие неточности изготовления метчиков главным образом из-за большого осевого биения ниток резьбы и из-за применения компенсирующих патронов несовершенных конструкций. Некоторые проектные и станкостроительные организации отказываются гарантировать получение внутренних резьб с натягом и первого класса при обработке деталей на станках.

На Московском автозаводе им. Лихачева проведены исследования вспомогательного инструмента для изготовления метчиков. Установлено, что даже хорошие метчики не дают годной резьбы при неправильно подобранной конструкции компенсирующего патрона.

Факторы, влияющие на работу компенсирующих патронов для метчиков. Величина принудительной подачи может быть больше шага нарезаемой резьбы (на 1—3%), равна ему или меньше его. В зависимости от этого предусматривают патроны для метчиков, работающие на сжатие, растяжение или с двусторонней компенсацией. Наиболее широко применяются патроны с односторонней компенсацией, работающие на сжатие их пружин. Они применяются при подаче, равной шагу или большей шага нарезаемой резьбы. Осевое усилие, возникающее при врезании метчика, немного сжимает пружину патрона, что позволяет при дальнейшем углублении метчика компенсировать небольшие разности шагов в обе стороны.

Опыт Московского автозавода им. Лихачева показывает, что при правильном изготовлении патронов применение любого из указанных выше типов не отражается на точности нарезаемой резьбы.

Для станкостроительных заводов не вызывает трудностей изготовление станков с принудительной подачей, равной шагу или большей шага нарезаемой резьбы (т. е. не выпускать станки с подачей, меньшей шага). Тогда машиностроительные предприятия смогут применять патроны, работающие только на сжатие, и откажутся от патронов, работающих на растяжение или имеющих двустороннюю компенсацию, что облегчит их унификацию.

Качание или плавание втулки, в которой зажимается метчик. Во время обработки деталей на агрегатных станках и автоматических линиях сверление отверстий и нарезание в них резьбы происходит на разных позициях. Это приводит к несоосности метчика и просверленного отверстия, к разбиванию резьбы, к односторонней нагрузке на метчик, а иногда к его поломке. При нарезании конической резьбы возникающая неравномерность высоты профиля резьбы по окружности отверстия (с одной стороны профиль резьбы будет меньшей высоты, чем с другой) ухудшает герметичность резьбового соединения.

Для устранения несоосности метчика и нарезанного отверстия применяются плавающие или качающиеся патроны. Конструктивно патроны первого типа сложнее и дороже в изготовлении. В настоящее время на Московском автозаводе им. Лихачева наиболее точные резьбы с натягом первого класса точности успешно нарезаются на агрегатных станках и автоматических линиях с помощью качающихся компенсирующих

патронов, работающих на сжатие. Поэтому плавающие патроны следует применять в исключительных случаях.

На основании анализа конструкций применяемых патронов и исследования по нарезанию точных резьб на заводе была спроектирована и внедрена оптимальная конструкция компен-

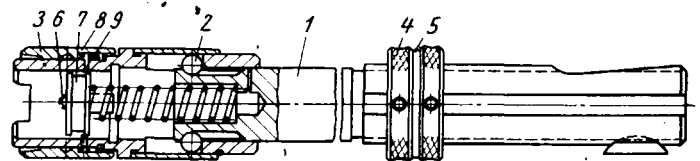


Рис. 1. Компенсирующий патрон

сирующего патрона (рис. 1). В патронах прежде всего изнашиваются места крепления метчиков или разжимных втулок. Поэтому в данной конструкции метчик закрепляется в быстросменной вставке (рис. 2), что в несколько раз увеличивает срок эксплуатации патрона.

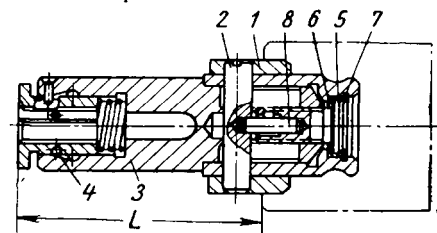


Рис. 2. Быстросменная вставка к компенсирующему патрону

Крутящий момент от хвостовика 1 (рис. 1) передается двум шарикам 2, а от них корпусу 3 с прямоугольным пазом на левом торце. Выступы на правом торце детали 1 (рис. 2), входящие в эти пазы, передают крутящий момент через штифт 2 корпусу 3, а через него квадрату метчика. Гайки 4 (рис. 1) и промежуточная шайба 5 обеспечивают точную регулировку вылета L патрона из шпинделя станка. Шарик 6, удерживающий вставку в патроне, и шарик 2 расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях, что создает небольшое плавание метчика. Качание метчика обеспечивается посадкой движения между корпусом 3 и хвостовиком 1, а также гарантированным зазором в несколько сотых миллиметра между вставкой и корпусом 3. Упор 7 выталкивает вставку при оттягивании втулки 8 направо. Пружинное кольцо 9 удерживает упор от выпадания.

Метчик закрепляется во вставке (рис. 2) тремя шариками 4. Вылет L вставки из патрона регулируется винтом 5 с потайным шестигранным концом под ключ. Пружинные кольца 6 и 7 сохраняют неизменным осевое положение головки винта. Левый конец винта надрезан и имеет форму лепестка, что гарантирует стабильность вылета L . При вращении винта штифт скользит в продольных пазах державки. Штифт удерживается от выпадания шпилькой 8.

Так как не всегда удается применить вышеуказанный способ крепления метчика, был сделан второй вариант вставок с

закреплением метчика в разжимной втулке с наружным конусом Морзе. Для быстросменного крепления в шпинделе станка был изготовлен второй вариант патрона. Этот патрон имеет такую же вставку, так как рабочему легче вынуть короткую вставку длиной 50—100 мм, чем весь патрон. Чтобы унифицировать и сократить номенклатуру вспомогательного инструмента, предусмотрено три длины вставок, отличающиеся одна от другой на 15 мм. Длины патронов назначаются через 45 мм (обычно длины патронов назначаются через 15 мм).

Лабораторные испытания патронов показали, что осевые усилия, необходимые для сжатия патрона, увеличиваются незначительно с возрастанием крутящего момента. Пазы, по которым катятся шарики, передающие крутящий момент от одной части патрона к другой, должны быть шлифованы, иначе при сжатии (растяжении) патрона возникают нежелательные релаксационные колебания осевого усилия.

Установка патронов на автоматических линиях и агрегатных станках на горизонтальных и наклонных снизу вверх шпинделях (работающих в особо тяжелых условиях) показала целесообразность предложенной конструкции. Так, например, этот патрон был установлен на автоматической линии обработки головок блока цилиндров автомобильного двигателя ЗИЛ-130, отливаемых из алюминиевого сплава АЛ4. В этой детали в нескольких отверстиях нарезается резьба с натягом М12А₀ (по ГОСТу 4608-65 допуск по среднему диаметру резьбы равен 0,065 мм). Патроны получили положительную оценку наладчиков и мастеров и рекомендованы для внедрения.

Экспериментальное исследование разработкой конструкции компенсирующего патрона. Исследование проводилось при нарезании резьбы на радиально-сверлильном станке с принудительной подачей метчиками М12А₀ и М20×1,5, установленными в патроне с круглым цилиндрическим штифтом без головки и в патроне с шариками. Резьба М12А₀ нарезалась в пластинах из алюминиевого сплава АЛ4 одним и тем же метчиком, вышлифованным через нитку, начиная со второй полной нитки после заборной части. Метчик устанавливался в патронах обоих типов. При нарезании резьбы М12А₀ (шаг 1,75 мм) принудительная подача на один оборот шпинделя станка устанавливалась больше шага нарезаемой резьбы и равнялась 1,814 мм (14 ниток на 1 дюйм) и 2,209 мм (11½ ниток за 1 дюйм). Резьба нарезалась на всей длине сквозного отверстия, что составляло 11—15 мм. Величины возможного сжатия патронов превышали компенсацию, необходимую для устранения разности между величинами подачи и шага нарезаемой резьбы. При подаче 1,814 мм/об (т. е. когда она была больше шага резьбы на 0,064 мм) резьба, нарезанная обоими патронами в 30 отверстиях, оказалась годной по калибру. При подаче 2,209 мм/об (т. е. когда она была больше шага нарезаемой резьбы на 0,459 мм) и применении патрона со штифтом в нарезанное отверстие ввертывался непроходной калибр-пробка для проверки 2-го класса точности, т. е. резьба получалась по 3-му классу точности или грубее. Тот же метчик при подаче 2,209 мм/об, установленный в шариковом патроне, нарезал годную резьбу с натягом. Влияние величины принудительной подачи на точность нарезаемой резьбы объясняется тем, что при малой разнице между принудительной подачей и шагом резьбы метчика величина компенсации мала и не выходит за пределы скольжения штифта по радиусу, соединяющему про-

тивоположные стенки паза. Поэтому для сжатия патрона требуются небольшие усилия. При большой разнице (0,459 мм) между подачей и шагом нарезаемой резьбы штифт начинает скользить по прямолинейному участку стенки паза и для сжатия этого патрона требуются значительно большие усилия, которые вызывают подрез профиля резьбы.

Резьба М20×1,5 нарезалась тремя метчиками разных типов с принудительной подачей 1,814 мм/об (т. е. большей, чем шаг резьбы метчика на 0,314 мм) на деталях из алюминиевого сплава АЛ4, серого чугуна СЧ 18-36 и стали 35. В этом случае разброс по величине среднего диаметра резьбы при использовании патронов со штифтом был гораздо больше, чем при использовании патронов с шариками. Если при использовании патрона со штифтом разбивание среднего диаметра

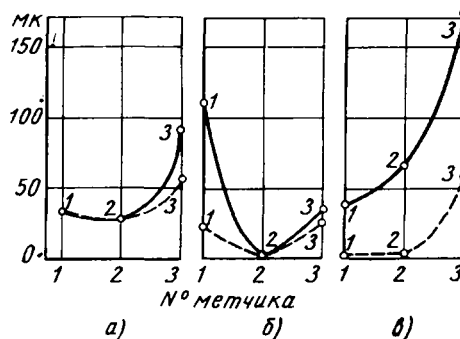


Рис. 3. Разбивание среднего диаметра резьбы М20×1,5 при установке метчика в компенсирующем патроне. Принудительная подача больше шага нарезаемой резьбы на 0,314 мм (штриховые линии — шариковый патрон; сплошные линии — патрон со штифтом):

а — нарезание резьбы на детали из стали 45; б — нарезание резьбы на детали из сплава АЛ4; в — нарезание резьбы на детали из сплава АЛ4; 1 — метчик с углом заборной части $\varphi = 28^\circ$, шлифован через нитку на калибрующей части; 2 — метчик с углом заборной части $\varphi = 11^\circ$; 3 — метчик с углом заборной части $\varphi = 25^\circ$

резьбы в алюминиевом сплаве для первого, второго и третьего метчиков составляло 38, 65 и 175 мк (рис. 3), то при использовании патрона с шариками эти величины уменьшались до 3, 4 и 56 мк (каждая цифра является средним арифметическим из измерений трех отверстий). При нарезании резьбы в сером чугуне и стали этими же метчиками также получилось, что шариковый патрон меньше разбивает резьбу, чем патрон со штифтом. Однако разница в величине разбивания несколько меньше. Это связано с тем, что удельные усилия резания при обработке серого чугуна больше, чем при обработке алюминиевого сплава.

Таким образом, в настоящее время на машиностроительных заводах применяются компенсирующие патроны самых разнообразных конструкций. Испытания показали, что может быть рекомендована более совершенная конструкция патрона, которая позволяет нарезать резьбы высокой точности, обеспечивать быстросменное крепление инструмента, настраивать его по длине вне станка и сокращать в несколько раз количество типоразмеров.

УДК 629.113—597.6:621.792.4

Гигиеническая оценка нового механизированного процесса склеивания тормозных накладок, внедренного на Горьковском автозаводе

В. И. КРИГМАН, Р. А. МЕДВЕДЬ, О. М. ИЛЬИНА

Горьковский автозавод, Горьковский медицинский институт им. Кирова

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе фрикционные накладки приклеивались к колодке центрального тормоза с помощью т.в.м. Работа выполнялась на восьми установках для индукционного нагрева деталей. При этом рабочие подвергались вредному воздействию электромагнитных полей и высокочастотного шума большой интенсивности. Воздух помещения загрязнялся парами фенола и формальдегида. Кроме того, технологический

процесс сопровождался выделением тепла, что приводило к значительному нагреву воздуха.

Для рационализации производства и исключения вредного влияния старого процесса на работающих введен в производство механизированный процесс склеивания тормозных накладок.

Агрегат для приклеивания тормозных накладок состоит из камеры сушки и камеры охлаждения (рис. 1). Камера суш-

ки 1 представляет собой двойной металлический кожух, заполненный теплоизоляционным материалом — минеральной ватой. Воздух в камере нагревается до температуры 200° с помощью электрических нихромовых нагревателей 2, уложенных на гребенки из шамотного материала и расположенных над полотном конвейера и под ним. Для равномерного нагрева изделий верхние и нижние нагревательные элементы со стороны, обращенной к деталям, закрыты металлическими листами. Загрузочное окно камеры закрыто металлическими листами на шарнирах, поэтому исключается необходимость открывать и закрывать дверки. Вентилятор 3 непрерывно подает нагретый воздух

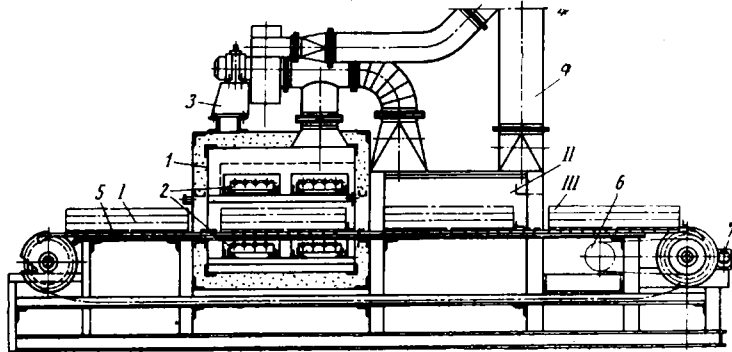


Рис. 1. Механизированный агрегат для приклеивания тормозных накладок:
I — зона загрузки; II — зона охлаждения; III — зона выгрузки

в пространство камеры. Вредные выделения, образующиеся в процессе сушки, все время удаляются из камеры с одновременным подсосом свежего воздуха из атмосферы.

Из камеры сушки изделия перемещаются в камеру охлаждения. Камера представляет собой металлическую коробку без теплоизоляции, внутри которой с помощью вентилятора 3 создается движение воздуха, охлаждающего изделия. Теплый воздух, выходящий из камеры сушки через трубу 4, удаляется в атмосферу. Изделия перемещаются пластинчатым двухцепным конвейером 5, периодически приводимым в движение приводом 6. Сигнал на включение привода дает реле времени, сигнал на отключение — концевой выключатель 7.

Процесс склеивания по новой технологии заключается в следующем. Две фрикционные накладки с нанесенным на них слоем клея после выдержки в вытяжном шкафу укладываются парно в специальные приспособления (рис. 2) вместе с двумя тормозными колодками. На специальной пневмоустановке указанные детали плотно соединяются друг с другом. Одновременно на полотне конвейера загружается 96 изделий, затем они поступают в камеру сушки, время сушки 45 мин. Из камеры сушки детали поступают в камеру охлаждения.

Работа пневмоустановки для соединения деталей центрального тормоза сопровождается значительным шумом. Источник шума — выпуск отработанного воздуха из отверстия распределительного клапана. Для уменьшения шума применен специальный глушитель (рис. 3). Корпус глушителя 1 представляет собой тонкостенную трубу, с обеих сторон закрытую крышками. Обе крышки имеют в центре по одному отверстию. Отработанный воздух из распределительного крана 2 через трубку 3 и отверстие крышки 4 поступает в полость глушителя, а затем через отверстие диска 5 и крышки 6 выходит в атмосферу. Стенки корпуса внутри выложены поролоном 7. Принцип работы глушителя основан на способности пористого материала поглощать звуковую энергию.

В результате внедрения новой технологии санитарно-гигиенические условия труда значительно улучшились. Полностью исключено воздействие на рабочих электромагнитных полей, так как детали в процессе склеивания нагреваются при помощи конвекционного тепла. Устранен шум сжатого воздуха, при-

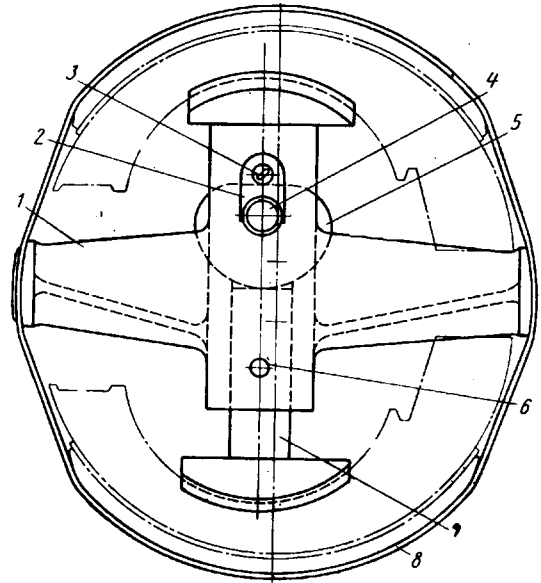


Рис. 2. Припособление для приклеивания тормозных накладок к колодкам:

- 1 — крестовина; 2 — пластина; 3 — винт; 4 — ось; 5 — кулачок;
- 6 — штифт; 7 — распорка; 8 — кольцо

меняемого при старом технологическом процессе для охлаждения изделий. Воздух участка не загрязняется парами фенола и формальдегида и имеет нормальную температуру.

До внедрения новой технологии работа выполнялась в изолированном помещении, представляющем собой металлическую коробку площадью 60 м² и высотой 2,5 м. При этом площадь

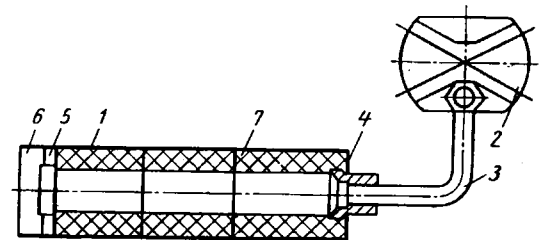


Рис. 3. Схема глушителя шума при выпуске воздуха

и кубатура на одного работающего была в 3,5 раза меньше допустимых величин по санитарным нормам. Кроме того, рабочие в течение всех трех смен были вынуждены работать при искусственном освещении. В настоящее время агрегат располагается в общем помещении цеха высотой 8 м с естественным освещением и не требует изоляции.

Исследование усилий при сборке прессовых соединений до упора в бурт

Канд. техн. наук С. К. АФОНИН, П. А. ПАНОВ

МНОГИЕ узлы современных автомобилей представляют собой прессовые соединения деталей. Так, в автомобиле ЗИЛ-130 насчитывается более 250 соединений, которые могут быть собраны с натягом. Такие соединения обладают высокой несущей способностью и конструктивной простотой, но склонны к перекосам, возникающим в процессе напрессовывания деталей. Перекосы деталей прессовых соединений вызывают нарушение нормальных условий работы подшипников, шестерен, втулок и валов. Например, шестерня, напрессованная на распределительный вал двигателя ЗИЛ-121 с перекосом 0,05 мм, будет иметь биение зубчатого венца 0,20 мм, что в 2 раза превысит максимально допустимое значение.

Для предотвращения перекосов техническими условиями на сборку предусматривается запрессовывание одной детали до упора в бурт или торец другой.

Однако контроль выполнения указанного требования затруднителен, а в ряде случаев невозможен, как, например, при запрессовывании обойм в стакан подшипников вала ведущей шестерни заднего моста автомобиля ЗИЛ-130. По этой причине в технических условиях, как правило, отсутствует какая-либо количественная регламентация достаточности «упора в бурт».

Анализ условий, гарантирующих сборку прессовых соединений без перекосов, приводит к выводу о возможности такой регламентации. Для этого необходимо знать величину усилия, достаточного не только для преодоления сопротивления силы трения между посадочными поверхностями соединяемых с натягом деталей, но и для устранения возникающего при этом перекоса между ними.

Определение усилий, гарантирующих сборку прессовых соединений без перекосов, и явилось целью описываемого экспериментального исследования.

Исследовался процесс сборки образцов, имитирующих прессовые соединения. Номинальный размер диаметра посадочных поверхностей деталей был выбран равным 60 мм. Наружный диаметр всех втулок был 90 мм. Угол направляющей фаски валов и втулок был принят равным 45°. Материал образцов — сталь 45, термообработка — закалка и отпуск до твердости HRC 46—50. Чистота обработки посадочных поверхностей валов и втулок соответствовала 7-му классу по ГОСТу 2789—59.

Биение опорной поверхности бурта вала и торца втулки относительно их посадочных поверхностей для всех образцов составляло не более 0,003 мм.

Из втулок и валов были собраны две группы образцов, отличающихся друг от друга величиной натяга. В первую группу были включены образцы соединений с натягом 0,048—0,065 мм, во вторую 0,019—0,026 мм.

Величина натяга в каждом образце соединения определялась как разность средних диаметров вала и втулки перед их сборкой. Средний диаметр каждой детали вычислялся по результатам девяти измерений — в трех вертикальных (под углом 120° друг к другу) и трех горизонтальных сечениях. Диаметр валов измерялся на горизонтальном оптиметре с точностью до 0,001 мм. Внутренний диаметр втулок измерялся нутромером, индикаторная головка которого имела точность измерения 1 мк.

Каждая группа образцов прессовых соединений состояла из четырех серий, отличавшихся различной длиной втулки. Результаты измерений приведены в табл. 1.

Образцы прессовых соединений собирались напрессовыванием втулки на вал с помощью специально созданной гидросиловой установки. В процессе сборки регистрировались усилия, развиваемые штоком силового гидроцилиндра на пути перемещения втулки по неподвижному валу.

Путь перемещения втулки состоял из двух участков: собственно перемещение (от начала перемещения втулки до момента наступления первого контакта между торцом втулки и опорной поверхностью бурта вала); микроперемещение (от момента наступления первого торцевого контакта до момента полного совмещения плоскостей торца втулки и бурта вала).

Таблица 1

Номер серии	Номера образцов, входящих в серию	Посадочная длина втулки L_c в мм	Относительная длина втулки $\frac{L_c}{D_c}$	Величина натяга в соединении, соответствующая номеру образца данной серии, в мм
Группа I				
Первая	11—15	28	0,47	56, 54, 53, 51, 49
Вторая	16—21	22	0,37	63, 63, 60, 59, 58, 57
Третья	22—26	16	0,27	55, 53, 51, 49, 48
Четвертая	27—32	10	0,17	65, 63, 62, 61, 59, 58
Группа II				
Первая	35—40	36	0,61	25, 23, 22, 22, 20, 20
Вторая	41—46	30	0,51	23, 22, 21, 20, 20, 19
Третья	47—52	20	0,34	25, 22, 21, 21, 20, 19
Четвертая	53—58	11	0,19	26, 25, 24, 23, 22, 22

В конце первого — начале второго участков пути между плоскостями торца втулки и опорной поверхности бурта вала образовывался клинообразный зазор, максимальное значение которого характеризовало собой величину перекоса деталей соединения, момент наступления первого контакта условно назван началом дожатия (НД), а момент полного совмещения контактирующих торцовых поверхностей — концом дожатия (КД).

Величина усилия напрессовывания P измерялась электродистанционным датчиком давления ЭДД-300 или ЭДД-150. Путь перемещения втулки на первом участке контролировался с помощью датчика перемещения УПРН-1. Скорость передвижения штока 6,25 мм/сек поддерживалась постоянной. Изменение величины зазора между торцом втулки и буртом вала на втором участке пути ее перемещения в период времени дожатия, т. е. между началом и концом дожатия, воспринималось системой из четырех тензочувствительных датчиков микроперемещений (рис. 1).

Каждый датчик представлял собой стальную пластинчатую консольную балку 1 с наклеенными на нее проволочными сопротивлениями 2. Пластины с датчиками размещались симметрично в четырех радиальных пазах основания вала 3 и прикреплялись к нему с помощью дисков 4 и винтов. Перемещение втулки 5 на втором участке передавалось на свободные концы балок датчиков через цилиндрические подвижные штифты 6 диаметром 1,8 мм. Штифты перемещались в сквозных отверстиях бурта вала, параллельных оси вала, равноудаленных от нее и пересекавших оси симметрии пазов бурта.

Показания датчиков давления (ЭДД-300), перемещения (УПРН-1) и микроперемещений в процессе напрессовывания втулки на вал регистрировались с помощью осциллографа. Постоянство напряжения питания усилителя и осциллографа достигалось включением стабилизатора напряжения и параллельным соединением выпрямителя с аккумуляторными батареями.

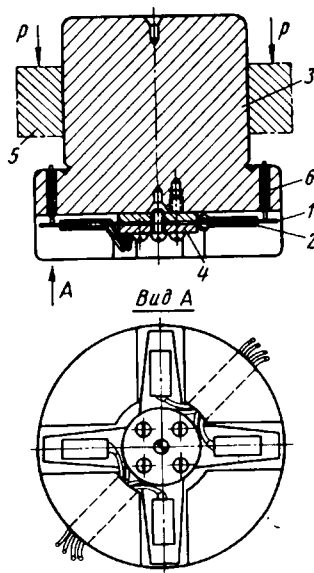


Рис. 1. Размещение системы датчиков микроперемещений на валу с буртом

Перед напрессовыванием образцов датчики тарировались (табл. 2). На полученной осциллограмме (рис. 2) линия *CGNK* соответствует изменению величины усилия на штоке во время перемещения втулки по валу. Точки линии зарегистрированы в определенном масштабе величины усилий в следующие моменты времени: *C* — в начале напрессовывания втулки на вал; *G* — по окончании напрессовывания втулки на всю ее длину; *N* — в начале дожатия втулки (НД); *K* — в конце дожатия втулки (КД). Линия *FE* соответствует пути перемещения втулки на первом участке, т. е. от момента начала перемещения втулки по валу до момента НД — наступления первого контакта между торцом втулки и буртом вала.

Таблица 2

Наименование датчика	Номер или тип датчика	Регистрируемый параметр	Величина параметра, соответствующая 1 мм записи на ленте (характеристика датчика)
Датчик микроперемещений	1	Величина зазора между торцом втулки и буртом вала в процессе дожатия в мм	0,006
То же	2	То же	0,005
То же	3	То же	0,004
То же	4	То же	0,004
Датчик перемещений	УПРН-1	Длина пути перемещения втулки по валу в мм	7,0

Линии 1, 2, 3, 4 соответствуют пути перемещения подвижных штифтов под давлением торцевой поверхности перемещающейся втулки в процессе дожатия. Так, на линии 4 микро-

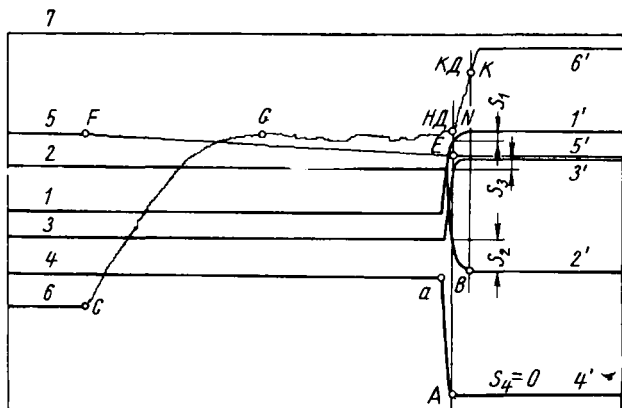


Рис. 2. Типичная осциллограмма запрессовки втулки до упора в бурт вала:

1-4 — путь передвижения штифтов датчиков микроперемещений (1'-4' — то же после запрессовывания); 5 — путь перемещения штока силового цилиндра; 6 — запись усилия запрессовывания (5'-6' — то же после запрессовывания); 7 — запись базового шлейфа

перемещения точки торца втулки зарегистрированы следующие моменты:

a — начало перемещения штифта, или начало деформации балки тензодатчика № 4;

A — окончание перемещения того же штифта, когда он оказывается полностью утопленным, что соответствует окончанию деформации балки тензодатчика № 4; этот момент соответствует наступлению первого контакта между наиболее выступающей точкой перекошенной торцевой поверхности втулки и буртом вала.

Таким образом, точка *A* в данном случае служит отметкой времени начала дожатия. Устранение перекоса в соединении

наступает в момент полного утопления в своем гнезде последнего штифта (в данном случае штифта датчика № 2), на который давит наиболее удаленная от бурта вала точка торцевой поверхности втулки. Этому моменту на приведенной осциллограмме соответствует точка *B* линии 2-2' момента прекращения микроперемещения штифта.

Величина S_2 пропорциональна максимальному учетному значению деформации балки датчика № 2 микроперемещений, которое им достигнуто в период времени от НД до КД. S_1, S_3, S_4 — учетные (в тарировочном масштабе) максимальные значения деформации трех других датчиков. При этом деформация S_4 датчика № 4 равнялась нулю, так как она прекратилась в момент начала дожатия.

Для оценки степени возрастания усилия в процессе допрессовывания введено понятие коэффициента дожатия k_d , который в каждом случае вычислялся как отношение величин усилия P_d и P_3 , зафиксированных соответственно в моменты КД и НД (рис. 2):

$$k_d = \frac{P_d}{P_3}, \tag{1}$$

где P_d — усилие дожатия, минимально необходимое для ликвидации перекоса втулки, возникающей на первом участке пути ее перемещения по валу в период времени от *F* до *E*;

P_3 — максимальное значение усилия запрессовывания, достаточное для преодоления силы трения между цилиндрическими сопрягаемыми поверхностями втулки и вала на том же участке пути перемещения втулки, которое может быть определено по формуле

$$P_3 = \pi D c L_c p f_3, \tag{2}$$

где D — диаметр посадочных поверхностей соединения в мм;

L_c — длина посадки соединения в мм;

p — удельное давление на поверхности сопряжения в кг/мм²;

f_3 — коэффициент трения при запрессовывании.

Таким образом, при сборке цилиндрических прессовых соединений возникает перекося охватываемой детали относительно охватывающей; при прочих одинаковых условиях величина перекоса тем больше, чем меньше относительная длина втулки (рис. 3).

Величина усилия, гарантирующего сборку прессовых соединений цилиндрических деталей без перекоса, может быть определена из формулы (1).

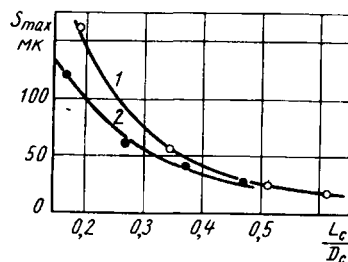


Рис. 3. Зависимость максимального торцевого зазора в момент начала дожатия от относительной длины втулки
1 — для натяга 19—26 мк; 2 — для натяга 48—65 мк

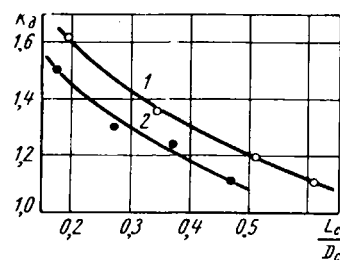


Рис. 4. Зависимость коэффициента дожатия от относительной длины втулки:
1 — для натяга 19—26 мк; 2 — для натяга 48—65 мк

При сборке соединений цилиндрических деталей номинального диаметра 60 мм с гарантированным натягом 20—60 мк средние значения коэффициента дожатия составили 1,1—1,6. При этом с увеличением относительной длины соединяемых деталей коэффициент дожатия уменьшается (рис. 4).

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ РАБОТА В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ФРГ

В ПОСЛЕВОЕННЫЙ период развития научно-исследовательской работы оказало большое влияние на западногерманскую экономику и помогло стране достигнуть высокого уровня технического развития. На научно-исследовательскую работу правительством и монополиями выделялись большие суммы в расчете на то, что вложение таких средств даст положительные результаты. Так, например, по данным научной статистики западногерманского объединения по развитию науки и обучения за 1948—1964 гг. промышленными фирмами ФРГ на эти нужды израсходовано свыше 18 млрд. марок. Примерно столько же израсходовано и государственным органами (без учета расходов на обучение в высших учебных заведениях). Свыше 80% всех средств, затраченных на научно-исследовательские работы отдельными промышленными фирмами, приходится на четыре крупные отрасли промышленности: химическую (32,4%), электротехническую (30,9%), автомобильную (9,8%), общее машиностроение (8,4%).

Из общих расходов отдельных промышленных фирм на научно-исследовательские работы, которые проводились ими по собственным программам, израсходовано в среднем в %:

На оплату персонала	50
На закупку материальных ценностей	40
На амортизационные отчисления	16
На оплату заказов по проведению научно-исследовательских работ на стороне	3

Помимо выделения средств на научно-исследовательскую работу, правительство помогает фирмам и в другом отношении. Например, финансовые органы ФРГ не облагают налогом ту часть их прибыли, которая ими расходуется непосредственно на исследовательские цели.

В западногерманской автомобильной промышленности научно-исследовательская и конструкторская работы (НИОКР) ведутся всеми основными фирмами и прежде всего — монополиями «большой четверки». Основные автомобильные фирмы имеют собственные конструкторские бюро, исследовательские центры и лаборатории, а также испытательные полигоны. Непосредственное участие в научно-технической деятельности автомобильных фирм принимают профессоры и преподаватели высших технических школ и институтов. Они же отбирают наиболее способных студентов и аспирантов, рекомендуют их для работы на предприятиях или в лабораториях той или иной автомобильной фирмы.

Система организации НИОКР у всех автомобильных монополий построена приблизительно одинаково (см. схему).

Рассмотрим деятельность отдельных автомобильных фирм в области научно-исследовательских и конструкторских работ.

Фольксвагенверке — крупнейшая автомобильная монополия Западной Германии (на ее долю в 1965 г. приходилось



52% общего производства автомобилей ФРГ) за 1966 г. израсходовала на расширение НИОКР примерно 250 млн. марок. Кроме того, дирекция фирмы предоставляет стипендии некоторым аспирантам и частично финансирует исследования в области естественных наук. В г. Вольфсбурге размещены большое конструкторское бюро и все основные исследовательские лаборатории.

В этом же городе фирма строит новый исследовательский центр технического развития площадью 1 км². В здании этого центра расположатся мастерские, лаборатории, конструкторские и расчетные бюро. Основным сооружением центра будет аэродинамическая труба, представляющая собой систему труб четырехугольной конструкции диаметром в наиболее узкой части около 8 м и в наиболее широкой около 14 м. При работе на максимальном режиме вентилятор будет подавать в 1 сек 1450 м³ воздуха, что создаст скорость воздушного потока в зоне установки испытываемого автомобиля 150 км/ч. Установка позволит проводить эксперименты при повышенных или пониженных температурах. Создание такого исследовательского центра объясняется тем, что с каждым годом становится все труднее проводить продолжительные испытания автомобилей на дорогах (например, получение динамических и тормозных характеристик при максимальных скоростях движения).

Аэродинамическая труба позволит проводить исследование систем отопления и вентиляции кузовов, систем охлаждения моторов в условиях, близких к тропическим или арктическим и т. д.

Силами инженерно-технического персонала своих исследовательских лабораторий и расчетно-конструкторских бюро фирма Фольксвагенверке проектирует также новые автомобили, автоматические линии и технологические процессы.

В последние два-три года она активно сотрудничает в области НИОКР с другой западногерманской автомобильной монополией Даймлер-Бенц. В целях более успешной борьбы с конкурирующими фирмами американского капитала Фольксвагенверке и Даймлер-Бенц учредили совместную компанию с ограниченной ответственностью (ГмбХ)

в г. Ганновере. Ее задачи в области автомобилестроения будут: проведение фундаментальных научно-исследовательских работ и исследования в области экономической и торговой политики (в том числе и экспортной). Исследования будут проводиться с учетом интересов обеих монополий. Сотрудники Даймлер-Бенц, по-видимому, примут участие и в работе нового исследовательского центра в г. Вольфсбурге. Согласно заявлению представителя Фольксвагенверке это в будущем окажет влияние на развитие всей автомобильной промышленности ФРГ.

Даймлер-Бенц — старейшая автомобильная монополия, которая также вкладывает в НИОКР большие средства. Ее центральный завод, основные конструкторские бюро и исследовательские лаборатории находятся в г. Штутгарте-Унтертуркгейме. Они обслуживают все ее заводы. На этом же заводе созданы специальные конструкторские бюро и лаборатории по проектированию новых конструкций двигателей для реактивной авиации, танков и военно-морского флота.

О затратах на НИОКР, производимых руководством Даймлер-Бенц, можно в какой-то мере судить по цифрам, приведенным в одном из выступлений ее генерального директора, который сообщил, что из 450 млн. марок, вложенных только в течение нескольких лет, по крайней мере 40% было израсходовано на технические усовершенствования, рационализацию производства и исследования. В 1965 г. Даймлер-Бенц вложила 350 млн. марок в основном на повышение рентабельности производства, что было связано с проведением НИОКР. Например, в последние годы специалистами фирмы разработаны мощные 10- и 12-цилиндровые танковые двигатели, работающие на бензине, керосине и дизельном топливе. В 1966 г. испытан новый танковый двигатель мощностью 1500 л. с.

В этом же году разработан и изготовлен универсальный грузовой автомобиль-тягач «Унимог». Эта новая модификация с приводом на четыре колеса и двигателем мощностью 72 л. с. используется в качестве маневрового локомотива на железной дороге. Максимальная скорость движения остается в любом направлении

50 км/ч (без груза). Автомобиль-тягач «Унимог», поставленный на рельсы, может буксировать до 270 т груза при угле пути 5%.

Даймлер-Бенц является одной из крупнейших в мире монополий по производству грузовых автомобилей с дизельными двигателями разнообразных моделей (грузоподъемность до 35 т). Благодаря системе широкой унификации и стандартизации узлов и деталей имеется возможность выпускать свыше 100 серийных моделей 12 основных типов, т. е. практически в состоянии удовлетворить любой спрос на грузовые автомобили.

Недавно фирмой построена в ФРГ новая автомобильная трасса для испытаний всех видов.

Опель — дочернее предприятие американского автомобильного концерна Дженерал Моторс — также придает большое значение проведению научно-исследовательских и экспериментальных работ. При центральном заводе в г. Рюссельгейме размещено конструкторское бюро и исследовательские лаборатории, которыми уделяется много внимания НИОКР по проектированию новых моделей автомобилей и двигателей. В частности, заменяется двигатель автомобиля модели «Рекорд» на более современный; изменяется кузов и частично двигатель автомобилей модели «Кадетт»; рационализируется и отлаживается заново производство V-образного восьмицилиндрового двигателя для автомобилей моделей «Капитан» и «Адмирал»; ведется проектно-конструкторская работа по модернизации заводов фирмы в г. Рюссельгейме и г. Бохуме.

В 1966 г. фирма Опель закончила строительство самого большого в Европе испытательного полигона (автодрома) общей площадью 260 га. Полигон находится в 56 км от г. Рюссельгейма. По своим размерам он в 20 раз больше автодрома, построенного фирмой в том же районе 15 лет назад. Общая протяженность дорожных трасс нового полигона 32,2 км. Построены также скоростная кольцевая трасса длиной 5 км и диаметром 1,6 км, позволяющая вести износные и тормозные испытания при скорости автомобиля до 225 км/ч с отсутствием центробежных нагрузок. Поперечный профиль этой трассы — парабола. Кроме основной, на полигоне предусмотрен и ряд других трасс различного назначения, в том числе с углом подъема до 30°, а также имитирующих горные серпантинные дороги.

Сооружение полигона было начато 3 ноября 1964 г. и полностью закончено к 1 апреля 1966 г. Общая стоимость строительства составила 30 млн. марок. Фордверке является дочерним предприятием американского автомобильного концерна «Форд мотор Компани».

На ее главном заводе в г. Кельне размещены конструкторское бюро и заводские исследовательские лаборатории, где ведется проектирование и испытание новых моделей автомобилей (в основном легковых автомобилей «Таунус» моделей 12M, 15M, 17M и 20M). Масштаб производства и технико-экономические показатели Фордверке пока еще уступают трем другим членам «большой четверки», однако она непрерывно расширяет объем научно-исследовательских работ. С этой

целью ее дирекцией принято решение построить большой исследовательский центр около г. Кельна на территории 75 га.

В 1965 г. предприятием Фордверке был построен в бельгийском городе Ломмеле (недалеко от ФРГ) большой полигон для испытания и исследования автомобилей «Таунус», выпускаемых кельнским автозаводом. Общая площадь сооружения полигона составляет 230 га. Его испытательный комплекс включает булыжное шоссе, разбитую грунтовую дорогу, песок, специально-профилированные участки для испытания несущих систем автомобилей на кручение, участок с ваннами, заполненными соевым раствором для испытания на коррозию и т. д. Общая протяженность всех дорог полигона 28 км. На его постройку затрачено почти 22 млн. марок.

Другие автомобильные фирмы ФРГ, тоже активно ведут научно-исследовательскую работу и затрачивают на это значительные средства.

Из числа малых автомобильных фирм ФРГ заслуживают внимания следующие: НСУ-Моторенверке и Порше.

Фирма НСУ-Моторенверке (г. Нескарзульм) в течение нескольких лет ведет научно-исследовательскую работу по созданию и изучению нового типа автомобильного двигателя — роторного типа системы Ванкеля. В этой работе принимает участие сравнительно небольшой штат сотрудников. Так, например, в 1966 г. разработкой, испытаниями и доводкой двигателя Ванкеля в фирме НСУ были заняты 18 конструкторов, 7 конструкторов-деталировщиков, 9 инженеров-испытателей и 33 механика.

Фирма Порше занимает особое место в легковом автомобилестроении ФРГ по выпуску дорогих спортивных автомобилей. Она имеет большое конструкторское бюро и выполняет крупные заказы других фирм ФРГ на проектно-конструкторские работы. В связи с этим фирма Порше является как бы проектным институтом автомобильной промышленности.

Во вторую группу входят компании, в основном связанные с тяжелым машиностроением, где производство автомобилей является второстепенным. Такие фирмы, как МАН, Крупп, Бюссинг и др., выпускают в основном грузовые автомобили.

В конце 1964 г. западногерманское федеральное управление по закупкам военной техники и вооружения привлекло эти фирмы к выполнению своей программы НИОКР по разработке и оснащению бундесвера новыми грузовыми автомобилями. С этой целью было создано Объединенное конструкторское бюро, в состав которого вошли опытные конструкторы фирм МАН, Крупп, Бюссинг, Клекнер-Гумбольдт-Дейтц и Хеншель. Указанные фирмы получили от военного министерства ФРГ заказ на разработку семейства автомобилей грузоподъемностью 4,7 и 10 т. Субсидия на этот заказ составила 10 млн. марок. Автомобили должны быть трех вариантов: транспортные, амфибии и бронированные с учетом новой концепции разработки автомобилей, которая заключается в широком использовании принципа взаимозаменяемости. Различные узлы и

агрегаты всех трех типов автомобилей должны быть в максимальной мере взаимозаменяемыми. С этой целью намечено сделать следующее:

1. Для трех указанных выше моделей автомобилей использовать один тип моста.

2. Число мостов варьировать в зависимости от грузоподъемности: для четырехтонных грузовых автомобилей — 2 моста, для семитонных — 3 и для десятитонных — 4.

3. Передние и задние мосты сделать управляемыми и унифицированными (поворотное устройство в случае необходимости может быть застопорено).

4. Все три типа автомобилей оснастить многотопливными двигателями с непосредственным впрыском, разработанными фирмой Клекнер-Гумбольдт-Дейтц.

5. Создать двигатели на основе принципа взаимозаменяемости с 6, 8 и 12 цилиндров.

6. Кабину водителя выдвинуть за переднюю ось и сконструировать таким образом, чтобы обеспечить защиту от средств массового поражения.

7. Все крупные агрегаты (коробку передач, двигатель и др.) в случае поломки не ремонтировать, а заменять новыми.

8. Стоимость новых автомобилей не поднимать выше стоимости аналогичных им коммерческих грузовых автомобилей, а срок их службы (по долговечности) обеспечить не менее 12 лет.

Крупнейший изготовитель грузовых автомобилей в ФРГ Даймлер-Бенц не вошла в Объединенное конструкторское бюро и разрабатывает опытные образцы грузовых автомобилей в соответствии с указанными выше условиями на собственные средства. При испытании опытных образцов автомобилей, в отличие от прежних методов, намечено использовать методы испытаний, применяемые в авиации, т. е. с помощью телеметрии.

Одной из наиболее важных научно-исследовательских тем, над которой работают в настоящее время в ФРГ, является проблема обезвреживания отработавших газов автомобильных двигателей. Эта проблема рассматривается в ФРГ как чрезвычайно серьезная. Намечено с 1 января 1968 г. в США установить в законодательном порядке предельные содержания СО и СН в отработавших газах.

Автомобили с двигателями, не удовлетворяющими этому установленному закону условию, не будут допускаться к продаже. Таким образом, экспорт автомобилей из ФРГ в США может быть приостановлен, что нанесло бы большой ущерб западногерманской автомобильной промышленности, поскольку она ежегодно экспортирует в Северную Америку свыше 400 тыс. автомобилей. Автомобильные фирмы ФРГ вынуждены в срочном порядке заниматься разработкой соответствующих мероприятий и прежде всего для тех моделей автомобилей, которые экспортируются в США. Срок для этого очень короткий.

Автомобильные фирмы и отдельные ученые ФРГ работают также над следующими темами:

1) разработкой методов расчетного исследования динамики пневматической шины;

2) исследованием влияния жесткости конструкции несущей системы на ходовые качества и нагруженность рам грузовых автомобилей (фирма МАН);

3) проблемой демпфирования колебаний грузовых автомобилей и автобусов;

4) анализом различных схем поперечной и продольной стабилизации кузовов;

5) исследованием различных систем пневматических подвесок с автоматическим регулированием уровня;

6) исследованием силы сцепления, действующей в пятне контакта шины с дорогой;

7) разработкой программы конструктивных мероприятий, необходимых для создания автомобилей повышенной безопасности;

8) исследованием процессов трогания, разгона и движения автомобилей с гидротрансформаторами и автоматической коробкой передач (фирма Цаирадфабрик).

Некоторый спад, происходящий в настоящее время в автомобильной промышленности ФРГ, не только не уменьшает научно-исследовательскую деятельность, но, пожалуй, даже усиливает ее.

ЛИТЕРАТУРА

1. „VDI — Nachrichten“, 1966, 30. III, стр. 9; 27. IV, стр. 19.

2. „Der Volkswirt“, 1966, № 19, 13. V, стр. 769—772.

3. „Lastauto und Omnibus“, 1966, № 1, стр. 34.

4. „Revue automobil“, 1966, № 2, стр. 13.

5. „Frankfurter Allgemeine Zeitung“, 1965, 23. XII, стр. 22; 1966, 6. VI, стр. 17; 8. VI, стр. 20.

6. „Stuttgarter Nachrichten“, 1965, 23. XII, стр. 7.

7. „Telegraf“, 1965, 23. XII, стр. 7.

8. „Internationale Transport Zeitschrift“, 1965, № 50, стр. 4529—4531.

9. „Automotive Industries“, 1966, № 10, t. 34, 15. V, стр. 14 и 15; № 2, t. 134, 15. I, стр. 12.

10. „Auto, Motor und Zubehör“, 1965, № 12, стр. 1005—1007.

11. „Wehr und Wirtschaft“, 1965, № 10, стр. 513, 527, 551; 1966, № 10, стр. 57—58.

12. „Soldat und Technik“, 1966, № 1, стр. 18—20; № 2, стр. 66—68; № 3, стр. 141.

13. „Motor — Rundschau“, 1966, № 22, 44, стр. 950—951.

Канд. эконом. наук М. А. КЛЕМЕНТЬЕВ

УДК 621.43.001.4:629.113(485)

ЛАБОРАТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ФИРМЫ ВОЛЬВО

В ЛАБОРАТОРИИ двигателей в Гетеборге (Швеция), принадлежащей фирме Вольво, выполняются обкатка и длительные испытания двигателей. Лаборатория вступила в строй в 1961 г. В ней автоматизировано большое количество видов испытаний и введен эффективный контроль за ходом испытаний с автоматической регистрацией данных. Длительные испытания, имитирующие условия дорожных испытаний, все же не могут полностью их заменить. Однако стоимость испытаний на стенде гораздо ниже, чем при испытаниях двигателя, смонтированного на шасси, в дорожных условиях. Отношение стоимости может быть 1:3,5.

Производство двигателей Вольво в 1963 г. возросло до 120 000 высокооборотных бензиновых двигателей с объемом цилиндров 1,8 л и 15 000 дизелей с объемом цилиндров 4,7—9,6 л. Двигатели предназначены главным образом для легковых, грузовых автомобилей и автобусов.

Планирование испытаний двигателей. В оснащении стендов предусмотрены различные условия при обкатке и длительном испытании двигателей. Для обкатки в первую очередь нужны точность измерений, возможность регулирования температуры воздуха, поступающего в цилиндры, и величины сопротивления газов на выпуске. Необходимо также прокручивать двигатель от динамометра и измерять дымность выпускных газов.

Во время длительных испытаний по программе изменяются условия эксплуатации двигателей. Испытания проводятся круглосуточно с автоматической регистрацией данных и постоянным контролем за расходом масла и проникновением газов в картер. Некоторые испытательные стенды должны иметь систему для быстрой смены двигателей, автоматическое наблюдение и систему сигналов,

срабатывающую при превышении установленных границ для температуры, числа оборотов и т. д., а также при утечке топлива или опасности пожара. Для работы обслуживающего персонала гребется наибольший комфорт, особенно в отношении температуры, вентиляции и шума.

Для обкатки существует восемь, а для длительных испытаний десять стендов. Первые расположены в отдельных помещениях со специальными комнатами для наблюдения (рис. 1). Остальные десять

Шланговые соединения и другие детали оснастки (насосы, регуляторы и пр.) размещаются в вентилируемых трубах под полом испытательного стенда. Все соединения с испытуемым двигателем стандартные, в том числе трубопроводы для выпускных газов, воды, масла, топлива, плечо динамометра и электропроводка. Когда двигатель установлен на раме, в определенном порядке специальными зажимами присоединяются к своим местам фланец вала двигателя, фланец выпускной трубы и шланги.

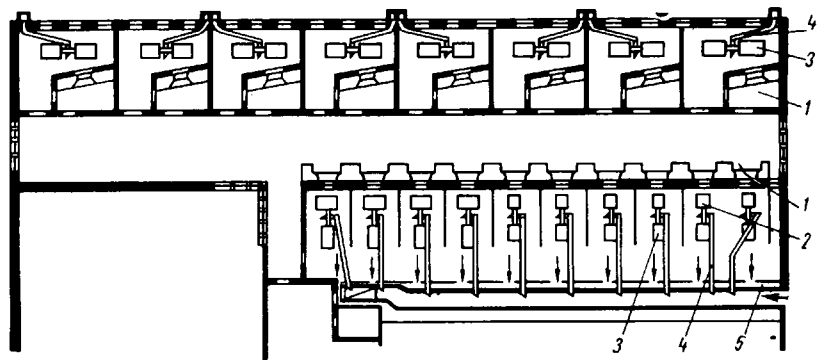


Рис. 1. План лаборатории Вольво:

1 — комната для наблюдений; 2 — динамометр; 3 — испытуемый двигатель; 4 — выпускная труба; 5 — вентиляционная система

установлены в большом помещении и отделены перфорированными звукопоглощающими стенками. Для динамометров и двигателей не применяются массивные фундаменты. Двигатели устанавливаются на рамных конструкциях непосредственно на бетонном полу с резиновыми прокладками. При установке двигателя на раме употребляются стандартные амортизирующие крепления.

Двигатели устанавливаются на станы в специальном помещении, откуда они на тележках транспортируются на стенды (рис. 2).

подающие в рубашку воду. Шланги, подводящие масло и топливо, и приспособления для измерения проникновения в картер газов собраны на специальном стальном щите, соединенном с соответствующими приспособлениями под полом испытательного стенда. Провода пускового реле, зажигания и датчика температуры масла в картере сведены в общий кабель (рис. 3).

Пять различных типов жидкого топлива находятся в емкостях, вмещающих 20 000—40 000 л обычного топлива и 5000 л специального. На нескольких

стендах используется газойль. Три типа смазочных масел помещаются в баках по 1000 л каждый.

Оснастка стендов позволяет полностью подготовить двигатель к испытаниям менее чем за 30 мин после окончания предыдущих испытаний.

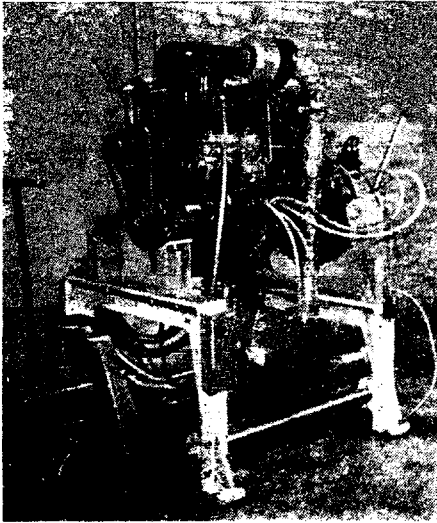


Рис. 2. Станина и тележка для испытываемых двигателей

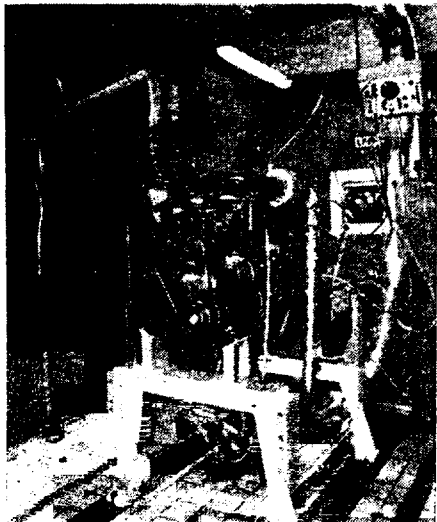


Рис. 3. Двигатель, установленный на испытательном стенде

Обкатка. Стенды для обкатки используются для определения мощности двигателя, расхода топлива, регулировки карбюратора и форсунок, для исследования на вибрацию и шум, для улучшения систем охлаждения и смазки и т. п.

Время обкатки варьируется от нескольких минут до нескольких часов. Каждый стенд находится в отдельном помещении и имеет свою комнату для наблюдения, что облегчает работу персонала. Система вентиляции позволяет отдельно регулировать температуру в помещении стенда и в комнате для наблюдения. Погон всасываемого двигателем воздуха держится на определенном стандартном тем-

пературном уровне, что делает корректирование температуры этого воздуха излишним. Короткие выпускные трубы большого диаметра имеют приспособления для изменения их внутреннего сечения. Имеется возможность присоединения комплексной автомобильной системы отвода выпускных газов для определения потерь мощности двигателя в динах.

Для обкатки применяется динамометр постоянного тока с мотор-генератором, по системе Уорда-Леонардо.

Динамометрический агрегат позволяет измерять трение в двигателе. В лаборатории используются динамометрические установки мощностью от 150 л. с. при 3000—6000 об/мин до 650 л. с. при 1500—4000 об/мин.

Расход топлива измеряется автоматическим весовым устройством. Электронные счетчики регистрируют время и число оборотов, соответствующие определенному расходу топлива. Температура масла в картере и воды автоматически поддерживается на определенном уровне.

Длительные испытания. Длительные испытания стандартных двигателей создают условия дорожных испытаний, в том числе те, которые оказывают сильное влияние на износ двигателя, старение материала, загрязнение масла и т. п.

Создать условия дорожных испытаний двигателей позволяет оснащение стендов, причем влияние качества дороги, погоды, квалификации водителя и других факторов, мешающих таким испытаниям, сведено к минимуму. Специальное автоматическое устройство изменяет условия эксплуатации в каждом испытательном цикле в строгом соответствии с заранее установленной программой. Во время длительных испытаний двигателя находятся под наблюдением, которое полностью автоматизировано. Приборы снимают данные о ходе испытания. Наблюдательные помещения отделены от стендов кирпичной стеной толщиной 25 см,

в которой имеются окна, позволяющие контролировать происходящее на стенде (рис. 4).

На каждом стенде установлен динамометр, принцип действия которого основан на использовании вихревых токов. Динамометрический момент регулируется током сети (постоянным), а возникающее тепло отводится с охлаждающей водой. Вода для охлаждения двигателя поступает из находящегося рядом бака. Температура воды автоматически контролируется и регулируется за счет поступающей холодной воды.

Расход топлива регулируется поршневым измерителем, подающим 10 мл топлива за один ход, т. е. за сто ходов подается 1 л. Система охлаждения масла находится под полом каждого стенда. Расход масла измеряется через определенные промежутки времени путем автоматического контроля за масляным баком, подвешенным на одном плече весов. На другом плече находится противовес. Израсходованное масло пополняется и измеряется поршневым счетчиком, одинаковым по конструкции со счетчиком для топлива.

Под полом стенда расположено также устройство для контроля за прорывающимися в картер газами. Газы проходят через соленоидный клапан и измеряются обыкновенным мембранным газовым счетчиком, дающим один импульс на каждый литр газа. Специальный очиститель поглощает находящиеся в газе водяные и масляные пары. Этим уменьшается количество конденсата в счетчике.

Выпускные газы из двигателя поступают по трубе диаметром 125 мм из эмалированной стали в особый, общий для всех десяти стендов цилиндр. В цилиндре выпускные газы смешиваются с поступающим воздухом и выводятся в атмосферу. Система вентиляции обеспечивает подачу в испытательные помещения за каждую секунду до 12 м³ чистого воздуха.

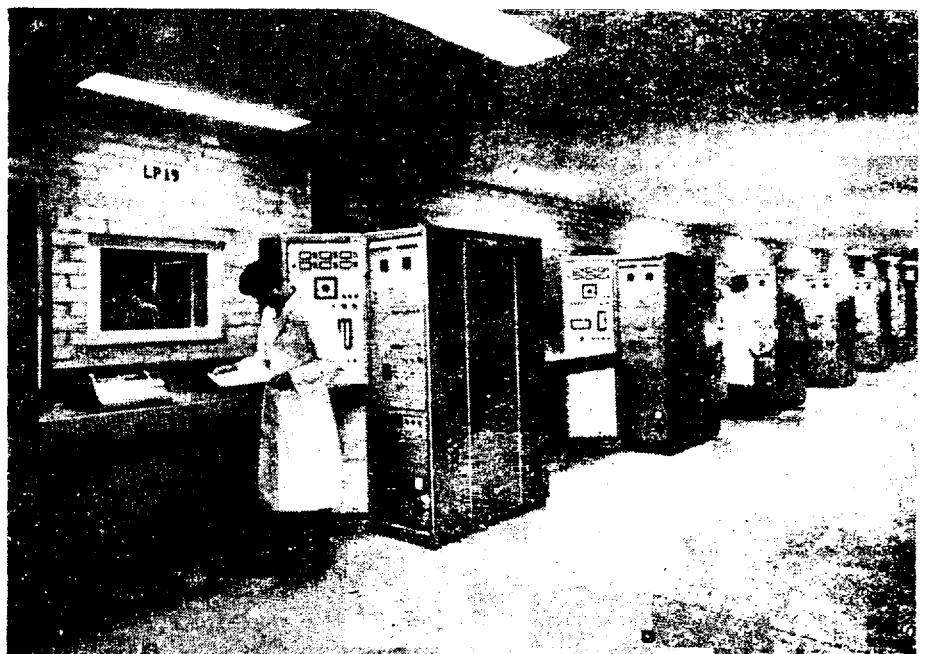


Рис. 4. Зал наблюдения за стендами длительных испытаний

Диапазон измерения динамометров простирается на четырех стендах до 500 л. с. при 3500 об/мин, а на шести остальных — до 300 л. с. при 7000 об/мин. Главными элементами оснащения являются программные датчики, сервосистемы для контроля за показателями испытаний, системы для регистрации и записи данных, следящие устройства, которые при отклонениях от условий эксплуатации прекращают испытания или сигнализируют об отклонениях. Каждая испытуемая программа (цикл) насчитывает до 10 этапов, пронумерованных от 0 до 9.

Каждому этапу соответствуют определенное количество оборотов двигателя, положение дроссельной заслонки, температура воды, длительность испытания. На каждом этапе можно провести ряд дополнительных исследований.

Этап 0 включает остановку двигателя и автоматический пуск в конце этапа. Таким образом, можно имитировать холодный пуск двигателя при необходимой температуре. Любой из десяти этапов может быть опущен. Если используется лишь один этап, двигатель постоянно работает при избранных условиях. Контроль за испытанием и запись данных проводятся через установленные интервалы. Перевод программы с одного этапа на другой осуществляет реле телефонного типа. Все регистрируемые данные автоматически записываются электрической пишущей машинкой.

Следящие устройства, сигнализирующие об отклонениях или прекращающие испытания при превышении установлен-

ных условий испытаний, защищают от разрушения как двигатели, так и оборудование. Границы могут быть установлены для температуры воды, масла в картере, выпускных газов, максимального числа оборотов двигателя и турбокомпрессора и т. д. При превышении этих границ в записи данных, осуществляемых пишущей машинкой, появляется красный шрифт. В таких случаях желательно немедленно прекратить испытание.

Сходная защита имеется для уровня воды в водяном баке, для давления масла, давления и температуры воды в динамометрах, утечки топлива и масла и т. п. В здании лаборатории имеется специальная сигнализация, срабатывающая в пожароопасных случаях, при появлении в помещении взрывоопасных газов, при выходе из строя системы вентиляции и т. п. Сигнальная система сконструирована таким образом, что если отдельная цепь дает сигнал, остальные одновременно блокируются и лишь первопричина остановки обозначается светом индикаторной лампы.

Сигнальные устройства исключают ошибки, которые мог бы допустить человек. Например, только сигнальная цепь уровня воды спасла много двигателей от пуска без воды в рубашке охлаждения, что нередко остается незамеченным испытателем.

За прошедшие годы было испытано большое число двигателей разных типов. Однако стендовые испытания не могут полностью исключить необходимость в испытаниях двигателей, установленных на автомобиле. Проводящиеся испытания

охватывают детали крепления, охлаждение двигателя, очистку воздуха, шум и вибрацию. На последней стадии испытаний двигателя важно исследовать его в дорожных условиях. Эффект испытаний на десяти стендах, выраженный в километрах дорожных испытаний, равен примерно 15 000 км в сутки. За это время расходуется около 3500 л топлива. Дорожные испытания такого масштаба потребовали бы около 20 автомобилей и 40 водителей. Учитывая, что шофер нормально может вести автомобиль примерно 12 ч в течение двух рабочих смен (в зависимости от необходимого ремонта и обслуживания), несколько суток испытаний двигателя на стенде соответствует вдвое большему количеству времени испытаний его на автомобиле.

Стоимостное сравнение показывает, что автоматизированные стендовые испытания дают преимущества в сравнении с дорожными испытаниями. При испытаниях двигателей в течение 1 ч относительные затраты составляют (затраты на стендовые испытания двигателя легкового автомобиля приняты за 1,0): при стендовом испытании двигателя грузового автомобиля — 1,5; при дорожном испытании двигателей легкового и грузового автомобиля соответственно — 2,6 и 5,3.

Опыт первых лет эксплуатации стендов показал, что электронное и электрическое оборудование более надежно в сравнении с механическим оборудованием.

ОКЕ ЛАРБОРН
Швеция, Лаборатория Вольво

НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 621.742.4:661.6831.684

Влияние свойств формовочных смесей при высокой температуре на расширение форм для литья стальных деталей

Жидкое стекло с углекислым газом и стержневые, синтетические, а также натуральные формовочные смеси были подвергнуты испытаниям. Каждая форма нагревалась до 1550° и выдерживалась в течение 2 ч. Затем определялась линейная деформация формы. Из каждого типа формовочной смеси изготавливались формы. Определялась их твердость до обматки. Точные размеры были установлены после затвердевания, затем была залита мягкая сталь при температуре 1580°. После охлаждения были проведены измерения. В результате испытаний установлено, что влияние изменения размеров форм на стальные детали зависит от первоначальной твердости формовочной смеси при высоких температурах; изменение размеров форм обратно пропорционально первоначальной твердости и линейной деформации; изменение размеров форм для указанных формовочных смесей составляет 1,5%.

«Fonderie», июль 1967, № 257, стр. 296.

УДК 621.746.32(420)

Разливочные ковшки с пористым стопором для науглероживания и обессеривания жидкого чугуна

В Англии разработана новая конструкция разливочных ковшей. В основа-

ние такого ковша смонтирован пористый стопор для впуска сжатого воздуха. Стопор представляет собой огнеупорный патрон, состоящий из собственно стопора и приспособления для его закрепления. Сжатый воздух или обогрешивший газ подается снизу в расплавленный металл. Для получения чугуна с шаровидным графитом необходимо обессеривание чугуна и точное регулирование содержания в нем углерода. Обычно это достигается присадкой в жидкий чугун соответствующих веществ. С внедрением ковшей с пористыми стопорами в основании достигается высокоинтенсивное смешивание чугуна с указанными добавками, причем содержание серы уменьшается до 0,004%, а содержание углерода находится в требуемом количестве. Используемый стопор меняется за 3—4 мин. Стойкость стопора составляет 15—20 разливов.

«Giesserei-Praxis» июнь, 1967, № 11, стр. 209—211.

УДК 621.74.658.2

Новый литейный завод в Австралии для изготовления деталей из чугуна с шаровидным графитом

В Австралии фирмой General Motors—Holden's Corp. (США) построен новый литейный завод для изготовления коленчатых валов и ступиц передних колес

из чугуна с шаровидным графитом. Этот литейный материал обладает высокой прочностью, близкой к прочности ковкого чугуна, но достигаемой без термообработки. Площадь нового завода 4010 м². Ранее коленчатые валы для двигателей автомобилей поставлялись другими фирмами. Теперь завод сам производит эти детали и экспортирует их. Литейный завод полностью автоматизирован. Годовая производительность завода 26 тыс. т литья, или 250 тыс. комплектов отливок (коленчатый вал и две ступицы переднего колеса). Завод оснащен формовочными машинами с высоким удельным давлением прессования для литья в сырые формы. Для плавки предназначены две вагранки с горячим дутьем производительностью 14 т/ч и установка для дуплекс-процесса. В цехе имеется автоматический участок очистки литья, включающий линию для дробеструйной очистки с подвесным транспортером. Горячие отливки после выбивки форм проходят через эту линию. Обдой с коленчатых валов снимается в специальном цехе, отдельно от других мелких деталей. Качество отливок контролируется в специальной лаборатории, оборудованной спектрографом для быстрого анализа жидкого чугуна из вагранки и другими современными приборами.

«Giesserei-Praxis», август 1967, № 15, стр. 283—284.

УДК 621.983.3.073.002

Изготовление инструментов для мелкосерийного производства

Производство инструментов для опытного производства и прототипов вызывает большие расходы. Например, в кузовостроении прототипы изготавливаются ручным способом по деревянной модели. Вследствие быстрой смены моделей автомобилей затраты при таких работах особенно высоки. Поэтому в настоящее время появилась тенденция изготовления деталей единой конструкции. Для этого используются литые штампы, которые впервые созданы в США. Стойкостью штампов — 30 деталей. После износа штампов материал, из которого они сделаны, можно вновь использовать. Штампы делаются из сплава висмута, имеющего точку плавления 138°. Сплав обладает хорошими литейными свойствами, получается поверхность, не требующая последующей обработки. Деревянная модель имеет размеры штампа. От первоначальной модели изготавливается пластмассовая матрица с примесью кварцевого песка. После выбивки обочка очищается от остатков разделителя и вместе с изложницей устанавливается сверху на литейную плиту. Четыре установочных угла в форме буквы L на наружных поверхностях образуют ящик. После закрепления углов заливается жидкий сплав (температура нагрева 140°). Затем отливка охлаждается и вынимается. Так получают готовый металлический штамп. После изготовления определенного количества деталей штамп вновь переплавляется.

«Industrie-Anzeiger», август 1967, т. 89, № 8, стр. 31—32.

УДК 621.951.47+621.951.7

Обработка отверстий комбинированными инструментами

В Швейцарии созданы комбинированные инструменты «Dihart» для зенкования и развертывания отверстий под подшипники коробок передач из чугуна марки GG-22. Инструменты устроены так: развертка расположена за зенкером на расстоянии, большем, чем длина отверстия. Припуск на обработку составляет 0,7—1,0 мм. Развертка снабжена специальным кольцом, при помощи которого можно изменять диаметр инструмента на ±5%. Конструкция комбинированных инструментов позволяет использовать зенкер и развертку отдельно. Этими инструментами можно обрабатывать около 450 коробок без брака, в то время как при обработке такого же количества коробок на многошпиндельном сверлильном станке около 10—20 отверстий браковалось. При обработке одной коробки с применением комбинированных инструментов экономится 1,5 мин.

«Werkstatt und Betrieb», июль 1967, т. 100, № 7, стр. 562.

УДК 621.952.5—229.24

Револьверный станок для точного пушечного сверления

Револьверный станок фирмы Warner and Swasey (США) предназначен для пушечного сверления двух параллельных глубоких отверстий в отливке из ковкого

алюминия марки 2014Т6. Глубина отверстий составляет 203 мм, максимальный допуск на параллельность отверстий 0,07 мм. После обработки высота микронеровностей не должна превышать 0,4 мк. В случае использования пушечного сверла все перечисленные требования выполняются в один проход. Давление масла в пушечном сверле достигает 0,42 кг/см². При использовании стандартного пушечного сверла фирмы Eldorado диаметром 19 мм можно уменьшить высоту микронеровностей до 0,1 мк.

«Tooling and Production», май 1967, т. 33, № 2, стр. 98.

УДК 621.7.06:658.527

Автоматические линии для массового производства деталей автомобильного двигателя

В Италии создана новая автоматическая линия массового производства промышленных изделий, в основном деталей автомобильного двигателя. Фирма Fiat на заводе в г. Турине использовала эту линию для обработки обоих концов полуосей. На линии можно выполнять все механические операции. Специальные выключатели следят за правильным перемещением заготовки и установкой ее на рабочих позициях. Все движущиеся части линии имеют принудительную смазку под давлением. Линия обеспечивает постоянство подачи, несмотря на колебания в температуре масла. Если твердость обрабатываемого материала превысит норму или будет наблюдаться чрезмерный износ инструмента и усилие подачи выйдет за допустимые пределы, то рабочая головка автоматически отойдет от детали. При обработке концов полуосей фирма Fiat осуществляет на линии следующие операции: обточку по длине, зацентровку, подрезку места под шестерню, обточку и подрезку фланца, сверление, снятие фасок и нарезание резьбы. Производительность линии 150 деталей в час, размеры линии: длина 17, ширина 7, высота 3,5 м. На линии имеются 8 рабочих головок с 48 шпинделями и 56 других рабочих инструментов. На линии можно одновременно выполнять до 10 различных операций. Линия приводится в действие от электродвигателя мощностью 130 л.с.

«Mass Production», апрель 1967, т. 43, № 4, стр. 70—71.

УДК 621.791.14

Инерционная сварка

В процессе, разработанном фирмой Caterpillar Tractor Co, одна свариваемая часть укрепляется неподвижно, а другая — жестко к маховику, который затем разгоняется до определенной угловой скорости. Когда обе детали соединяются под относительно высокой осевой нагрузкой, запасенная кинетическая энергия быстро преобразуется во frictionное тепло на поверхности соединения. Инерционная сварка зависит от трех параметров: скорости скольжения, момента инерции маховика и осевой нагрузки. В установках для сварки регулируются только осевые нагрузки и скорость шпинделя, а размер маховика выбирается заранее. Лучшие швы образуются при сварке стали со скоростью скольжения 1,18—5,08 м/сек. При очень низких скоростях происходит недогрев, дающий неровное

оплавление, а при чрезмерных — несоответственный периферийный нагрев и очень маленькое оплавление. Низкое упорное давление дает тот же эффект, что и высокие скорости, а высокое давление (4500 кг/см²) — тот же, что и низкие скорости. Третий параметр инерционной сварки — момент инерции маховика. Размер маховика должен быть выбран таким, чтобы обеспечивалось не только необходимое количество кинетической энергии, но и необходимая проковка шва. Это происходит при подъеме характеристики момента, когда маховик замедляет движение и останавливается.

«Welding Journal», июнь 1967, т. 46, № 6, стр. 511.

УДК 621.791.36

Твердая пайка деталей из нержавеющей стали

При изготовлении деталей отопителей из нержавеющей стали фирма Koeler-Dayton заменяет сварку твердой пайкой в печи. Детали собираются в узел, и на место их соединения наносится порошковый сплав на основе никеля, смешанный с пластичным цементом. Пайка происходит в печи при 1145°C в атмосфере чистого водорода. Выгруженные из печи детали не имеют внутренних напряжений и не требуют дальнейшей шлифовки. Твердая пайка позволила снизить вес отопителей и на 27% уменьшить стоимость их изготовления.

«Welding Journal», июнь 1967, т. 46, № 6, стр. 52.

УДК 678.5.029.43

Пресс для сварки пластических материалов для обшивки дверей и соединений автомобиля

Западногерманской фирмой создан четырехстоечный пресс для сварки фольги, пластмасс и других искусственных материалов, используемых при внутренней отделке кузова автомобиля. Исходная мощность прессы 20 квт. Удельное давление при сварке материалов для обшивки дверей и боковых стенок кузова 25 кг/см². Часовая производительность 120 деталей. Пресс снабжен с обеих сторон передвижными столами размером 900×1300 мм. Его обслуживают два человека.

«Maschinenmarkt», апрель 1967, № 33, стр. 722—723.

УДК 621.792.31.4.053:678.6

Склеивание металлических и пластмассовых деталей автомобиля

Опорные плиты, предохранительные щитки, щитки приборов, изготовленных из полиэфирной смолы со стекловолокнистым наполнителем, выполняют с алюминиевыми швами для скрепления их во время затвердевания при комнатной температуре. Для сглаживания швов их покрывают полиэфирной смолой или каучуковым клеем, если при склеивании необходимо тепло и высокое давление. Для деталей, подвергающихся высокой нагрузке, лучше применять эпоксидные или полиуретановые клеи. Например, при сборке двигателя используются термоактивные клеи, имеющие после затвердевания прочность на разрыв 70 кг/см². Термоактивные клеи наносятся также

в виде нескольких капель между внутренними и наружными полыми и профилированными стальными поверхностями облицовки крыш. Для этой цели используются клеи на основе полихлоропрепеновой смолы, винилового пластизола и эпоксидной смолы. Последние должны состоять полностью из твердого вещества.

«Industrie-Lackierbetrieb», апрель 1967, т. 35, № 4, стр. 128.

УДК 629.113.051.004.5:667.6

Окраска щитков приборов автомобиля

Фирма Manufacturers Enameling осуществляет окраску цинковых отливок, образующих панель, следующим образом: отливки помещают в слабый щелочный раствор при 70°C, затем подвергают

двойной промывке водой при 60°C, после чего обрабатывают в растворе фосфата цинка при 57°C. После этого отливки промывают водой комнатной температуры и обрабатывают раствором хромовой кислоты при 77°C. Затем их сушат в конвекционной печи с газовым обогревом при 150°C. После охлаждения на воздухе детали окрашиваются с обеих сторон вручную светоотражающей грунтовкой. Фирма Young Spring Wire Corp. (США) осуществляет окраску приборных щитков автомобиля с минимальной затратой грунтового материала при двукратном погружении в покрывной лак. Предварительно детали очищаются под окраску обработкой трихлорэтиленом при 87°C и последующей обработкой парами для удаления масла. Очищенная деталь

сушится 3 мин на воздухе, после чего в теплом состоянии покрывается серой грунтовкой электростатическим методом. Вязкость грунтовки 23 сек при 25,5°C. После выдержки 6 мин грунтовка такое же время сушится в инфракрасной газовой печи при 163°C. Затем деталь охлаждается 4,5 мин и дважды окрашивается электростатическим методом в двух камерах, содержащих по 10 разбрызгивающих пистолетов. Затем через 4,5 мин сушится в инфракрасной газовой печи 6 мин при 163°C. Общая толщина слоя лака 37,5 мк.

«Industrie-Lackierbetrieb», май 1967, т. 35, № 5, стр. 201.

К Р И Т И К А и БИБЛИОГРАФИЯ

УДК 621.431.1:629.113

Н. Г. Блейз. Автомобильные карбюраторы, бензонасосы и фильтры. Воениздат, 1967.

Наибольший объем в книге (93 стр.) занимает раздел, посвященный карбюраторам — самым сложным из рассматриваемых приборов. Автором описываются карбюраторы, разработанные в последние годы Московским карбюраторным заводом и Ленинградским карбюраторным заводом.

В книге подчеркивается, что заводы созданы унифицированные семейства этих приборов, это позволило рационально решать вопросы производства, эксплуатации, обеспечения запасными частями и др. Основное внимание уделяется рассмотрению многокамерных карбюраторов, входящих все большее распространение на отечественных автомобилях; это также характерно для многих ведущих зарубежных фирм.

У большинства современных карбюраторов состав горючей смеси регулируется на основе принципа пневматического торможения топлива, поэтому автором рассмотрена подробно работа карбюратора при различных режимах двигателя на примере лишь двух карбюраторов. Такой подход позволил достаточно сжато преподнести материал, так как большинство читателей книги знакомо с другими конструкциями карбюраторов.

Значительная часть книги посвящена эксплуатации, обслуживанию, контролю, ремонту, регулировке карбюраторов. Характерным для этой части, а также для соответствующих частей по бензиновым насосам и ограничителям оборотов является то, что автором приводятся почти в каждом случае две рекомендации — одна для проведения работы в дорожных, полевых условиях, другая для работ в условиях крупных автохозяйств и ремонтных заводов. Таким образом, в одних случаях рекомендуются достаточно элементарные приемы, в других — современные, точные, высокопроизводительные. Вместе с тем отдельные рекомендации ранее не описывались, например, изменение производительности бензинового насоса непосредственно на автомобиле, комбинированный прибор с терморегуляторами для проверки жиклеров, приборы изотопами для контроля элементов пневмоцентробежных ограничителей оборотов и др.

В разделе, где описываются ограничители максимальных чисел оборотов коленчатого вала, наряду с современными приборами — пневмоцентробежными ограничителями, устанавливаемыми на V-образных двигателях грузовых автомобилей и автобусов, — описываются также пневматические ограничители, сохранившиеся у нас на рядных двигателях.

Автором очень наглядно (рис. 41) показано преимущество пневмоцентробежных ограничителей, особенно для высокооборотных двигателей.

В разделе, посвященном бензиновым насосам, описываются последние модели приборов, выпускаемых Московским карбюраторным и Шадринским автоагрегатным заводами; при этом подчеркиваются их важные преимущества: насосы имеют высокую производительность и в значительной мере унифицированы по схеме и конструкции.

В разделе фильтров топлива описываются распространенные в последние годы фильтры тонкой очистки с сетчатыми фильтрующими элементами и матерчатые фильтры-отстойники с пластинчатыми (щелевыми) фильтрующими элементами.

Значительный объем книги отведен описанию воздушных фильтров, от конструкции и работоспособности которых непосредственно зависит моторесурс двигателя. Автор, уделяя достаточно внимания широко распространенным масляно-инерционным воздухоочистителям, подробно описывает фильтры, работающие по новому принципу, — пеномасляные, предназначенные для особо тяжелых с точки зрения запыленности условий эксплуатации. В этом же разделе коротко описывается «сухой» воздухоочиститель с бумажным картонным фильтрующим элементом, впервые примененный на легковом автомобиле ЗИЛ-114.

Рецензируемая работа была бы полней, если бы она включала перед каждым разделом, хотя бы кратко теорию рассматриваемых приборов. Также целесообразно показать работу бензонасосов, ограничителей и фильтров при различных режимах двигателя, как это дано для карбюраторов.

Обращает на себя внимание ряд ссылок на другую, ранее выпущенную литературу (например, на стр. 71); было бы значительно удобней не отсылать читателя к этим изданиям, а привести все необходимые сведения прямо в соответствующем разделе, как это сделано на стр. 65 с упоминанием источника: книги Д. А. Рубца и О. К. Шухова.

К недостаткам книги относится тот факт, что в таблицах основных параметров карбюраторов (табл. 2—4) не включен диаметр смесительной камеры.

На стр. 70 допущена неточность, касающаяся проверки производительности насоса ускорения: ошибочно указан темп качаний 10 в минуту, в то время как это правильно дано далее в табл. 2—4 (20 качаний в минуту).

Приведенные критические замечания, которые легко могут быть устранены при переиздании (а этого, очевидно, потребует слишком малый тираж — 30 000 экземпляров), не снижает ценности книги для широкого круга автомобилестроителей и работников, связанных с эксплуатацией автомобиля. Богатый справочный материал книги может быть также рекомендован учащимся в качестве дополнительного учебного пособия.

Н. Г. САМОЛЬ

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113.658.51

Параллельный метод разработки внутривзаводского плана. Фрезинский И. Л. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 3—5.

Новый метод создает возможность проведения плановых разработок по каждому структурному подразделению предприятия самостоятельно и имеет ряд преимуществ по сравнению с широко распространенным последовательным «цепным» методом составления плана. Излагаемая система предусматривает применение вычислительной техники, использует экономико-математические методы в плановых расчетах и расширяет возможности и повышает эффективность оперативного управления производством. *Таблиц 1. Иллюстраций — . Библиографий —*

УДК 621.434.1:629.113

Определение степени сжатия, соответствующей максимальному значению индикаторного к. п. д. карбюраторного двигателя. Костров А. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 6—7.

Аналитическим методом определена степень сжатия, соответствующая максимальному индикаторному к. п. д. карбюраторного двигателя. Аналитическая зависимость позволяет установить влияние состава смеси, скоростного и нагрузочного режимов на рассматриваемое значение степени сжатия. Данные теоретических расчетов подтверждаются экспериментальными исследованиями, выполненными за рубежом. *Таблиц — . Иллюстраций 4. Библиографий 6.*

УДК 629.113.012.83.011:401.7*

Влияние параметров пневматической подвески и условий эксплуатации на напряженность и долговечность несущей системы кузова автобуса ЛАЗ-699А. Акопян Р. А., Атоян К. М., Гершман Б. И. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 8—11.

Исследованы вопросы качественной и количественной оценки влияния колебательных параметров пневматической подвески на напряженность несущей системы кузова автобуса ЛАЗ-699А. Изменялись жесткости подвесок, шин, сила сопротивления колебаниям и поперечная жесткость. Понижение жесткости подвески и повышение сил сопротивления вертикальным колебаниям существенно снижают напряжения несущей системы груженого автобуса и незначительно повышают напряжения в несущей системе негруженого автобуса. *Таблиц 1. Иллюстраций 6. Библиографий —*

УДК 652.136

К вопросу о влиянии микрорельефа дороги на поперечную устойчивость полуприцепа. Жуков А. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 12—13.

Методика определения угла крена полуприцепа при случайном характере неровностей дороги, что в наибольшей мере соответствует действительности, разработана на основании спектральной теории поддрессирования транспортных систем и дает возможность рассчитывать поперечную устойчивость одноосного полуприцепа. Вычислялся угол крена опытного полуприцепа-тягеловоза Минского автозавода. *Таблиц — . Иллюстраций 4. Библиографий 4.*

УДК 629.113—592:620.172.21

Определение остаточных напряжений в поверхностном слое тормозного барабана ЗИЛ-150. Харач Г. М., Марченко Е. А. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 17—18.

Величина остаточных сжимающих напряжений в рабочей части барабана меньше, чем в нерабочей, вследствие появления в рабочей части в процессе эксплуатации тормоза растягивающих напряжений. Величина возникающих растягивающих напряжений близка к пределу усталости материала барабана. Для повышения долговечности автомобильного колодочного тормоза и износостойкости тормозного барабана рекомендуется применять материалы с повышенной усталостной прочностью поверхностных слоев. *Таблица 1. Иллюстраций 3. Библиографий 1.*

УДК 629.114.3—59.001.4

Испытания привода тормозов длиннобазного автомобильного прицепа состава. Лах Е. И., Пикусов А. Н. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 19—22.

Электропневматический ускоритель УТП-1 срабатывания привода тормозов прицепного состава обеспечивает затормаживание колес прицепов с близким к оптимальному опереже-

нием по отношению к задним колесам тягача, уменьшает общее время срабатывания тормозов автопоезда, сокращает тормозной путь и повышает безопасность движения благодаря возникновению растягивающих усилий между тягачом и прицепами. *Таблиц 1. Иллюстраций 2. Библиографий 4.*

УДК 621.983:62—465.001.5

Однопереходная штамповка-вытяжка деталей цилиндрической формы. Потехушин Н. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 26—28.

Особенностью процесса однопереходной скоростной штамповки-вытяжки в жестких штампах безударного действия является отсутствие к началу деформирования заготовки начальной скорости рабочего инструмента. Инструмент находится в контакте с заготовкой и начинает движение одновременно с деформацией заготовки. Скорость деформирования и давление пороховых газов нарастают постепенно, что способствует получению деталей с предельным коэффициентом вытяжки 0,47. *Таблиц 3. Иллюстраций 4. Библиографий 7.*

УДК 621.822.9.002.72

Условия осуществления качественной сборки разъемного подшипникового соединения. Бласср И. Л. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 29—31.

Обеспечение расчетных зазоров в соединении вала с отверстием подшипника скольжения гарантирует качественную и надежную работу подшипникового узла в режиме жидкостного трения. В производственных условиях величина зазора в таком соединении зависит не только от качества его механической обработки, но и от условий монтажа соединения в процессе сборки. *Таблиц — . Иллюстраций 4. Библиографий —*

УДК 621.869.4:625.54

Монорельсовый погрузчик двустороннего действия грузоподъемностью 1000 кг. Улисов Л. А. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 30—32.

На Ульяновском автозаводе разработан и внедрен погрузчик грузоподъемностью 1000 кг для обслуживания склада штампованных деталей и штампов. Внедрение погрузчика позволило повысить культуру производства и дать заводу 9000 руб. условногодовой экономии. *Таблиц — . Иллюстраций 1. Библиографий —*

УДК 621.746:002.73

Установка для плавления цинка и заливки его в коуши буксирных тросов. Кидалов А. Н. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 32—33.

Установка спроектирована, изготовлена и внедрена на Курганском заводе колесных тягачей и предназначена для плавления цинка и заливки его в коуши буксирных тросов с одновременным подогревом коушей и устройством для подачи коушей в зоны нагрева, заливки и охлаждения. С внедрением установки повысилась производительность на данной операции, улучшены условия труда. *Таблиц — . Иллюстраций 1. Библиографий —*

УДК 629.113—597.6:621.792.4

Гигиеническая оценка нового механизированного процесса склеивания тормозных накладок, внедренного на Горьковском автозаводе. Кригман Б. И., Медведь Р. Л., Ильина О. М. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 34—35.

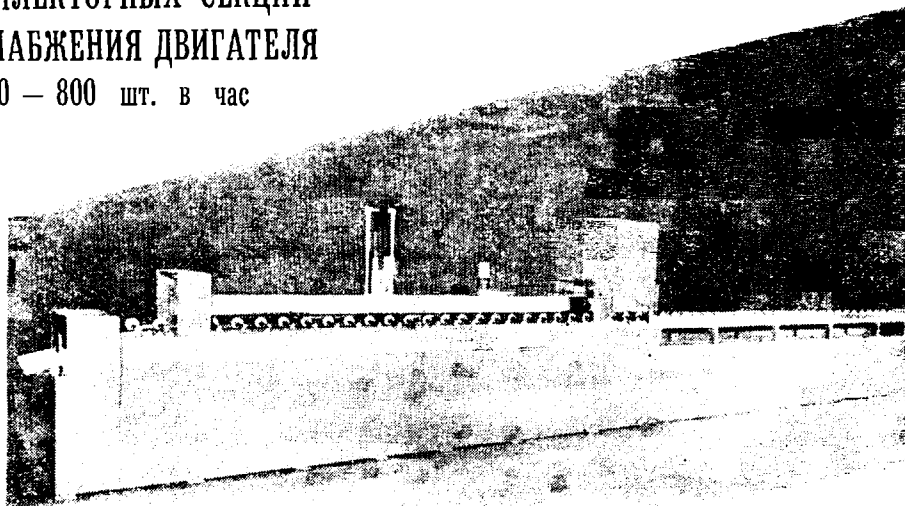
С применением механизированного процесса склеивания тормозных накладок полностью исключено воздействие на рабочих электромагнитных полей, значительно снижен шум, очищен воздух рабочего помещения, увеличена производительность труда в 3,5 раза. *Таблиц — . Иллюстраций 3. Библиографий —*

УДК 629.113.002.72

Исследование усилий при сборке прессовых соединений до упора в бурт. Афонин С. К., Панов П. А. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1, стр. 36—37.

Сущность методики исследования заключалась в использовании тензометрического способа измерения зазора между торцами втулки и бурта вала и одновременной регистрации величины этого зазора и усилия запрессовывания на ленте осциллографа. Исследования проведены на образцах прессовых соединений, каждый из которых состоял из вала с буртом и втулки соответствующей длины. *Таблиц 2. Иллюстраций 4. Библиографий —*

**ПОТОЧНАЯ ЛИНИЯ ПАЙКИ ФИРМЫ
ЭЛЕКТРОВЕРТ АВТОМАТИЧЕСКИ СПАИВАЕТ
ПРОВОЛОКУ ДЛЯ КОЛЛЕКТОРНЫХ СЕКЦИЙ
СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ**
Производительность — 600 — 800 шт. в час



Это комбинированное поступательно-вращательное движение может использоваться для пайки любых цилиндрических фасонных изделий.

Поточная линия фирмы Электроверт создана для автоматизации и ускорения трудоемких и дорогих операций соединения выводов обмоток с распределительными устройствами системы электроснабжения. Детали подаются на конвейер замкнутыми цепями. В момент прохождения операции по флюсованию и спайке, детали вращаются конвейерной лентой гусеничного типа.

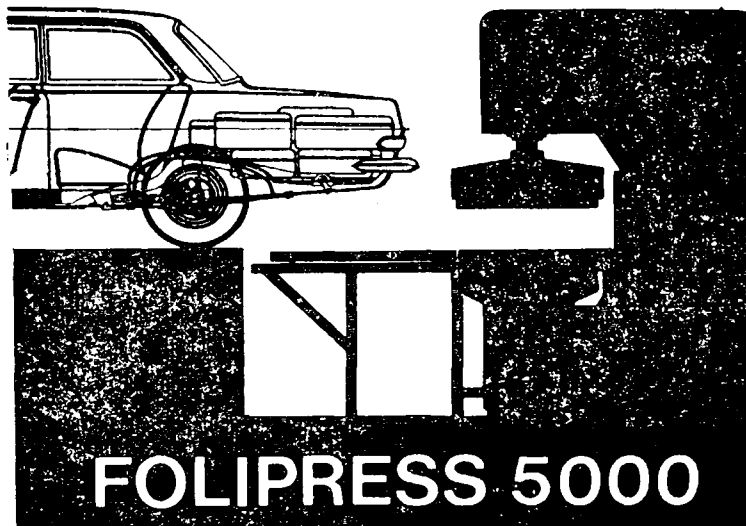
За подробной информацией просим обращаться по адресу:

Electrovert Ltd.
3285, Cavendish Blvd., Montreal,
Quebec, Canada

**ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКИМ ПЛЕНКАМ —
НЕОБХОДИМУЮ ТЕХНОЛОГИЮ ОБРАБОТКИ**

В настоящее время автомобильная промышленность применяет современные материалы. Внутренняя отделка дверей, потолок, подушки сидений, защитные чехлы и многие другие элементы внутреннего оборудования изготавливаются из поливинилхлоридной пленки. Высокочастотные сварочные установки FOLIPRESS 5000 — высокопроизводительные. Они широко применяются в автомобильной промышленности, при производстве изделий для туризма и кожно-галантерейных изделий, а также при всех крупногабаритных сварочных работах.

Пользуйтесь нашим обширным опытом!



VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

Экспортер:
Deutscher Innen- und Außenhandel

Elektrotechnik



По любым вопросам просим обращаться по адресу:

Торговое представительство ГДР в СССР
Отдел электротехники и электроники

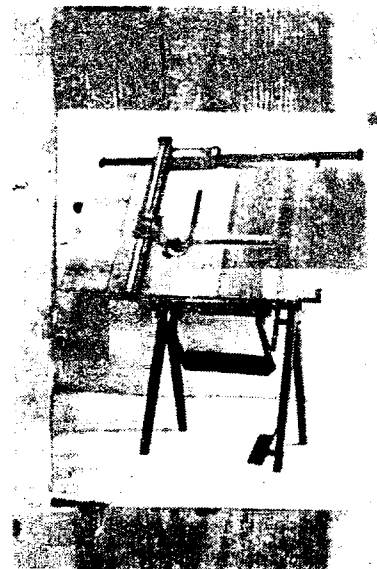
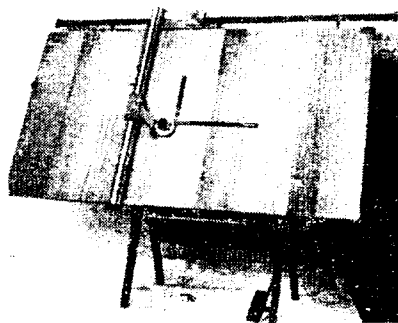
Москва, ул. Димитрова, 31.

DDR, 104 Berlin, Chausseestraße 111—112

ПЕРВОЕ МЕСТО...

... занимает чертежная установка типа Ординат с кареткой. Конструкции придана новая наглядная форма и изменена окраска.

Наклонными роликами, вертикальной кареткой и надежным тормозом установка гарантирует абсолютную точность при работе. Горизонтально и вертикально расположенные рельсы из доброкачественной фасонной стали и ролики с резиновой обкладкой обеспечивают легкий и бесшумный ход.



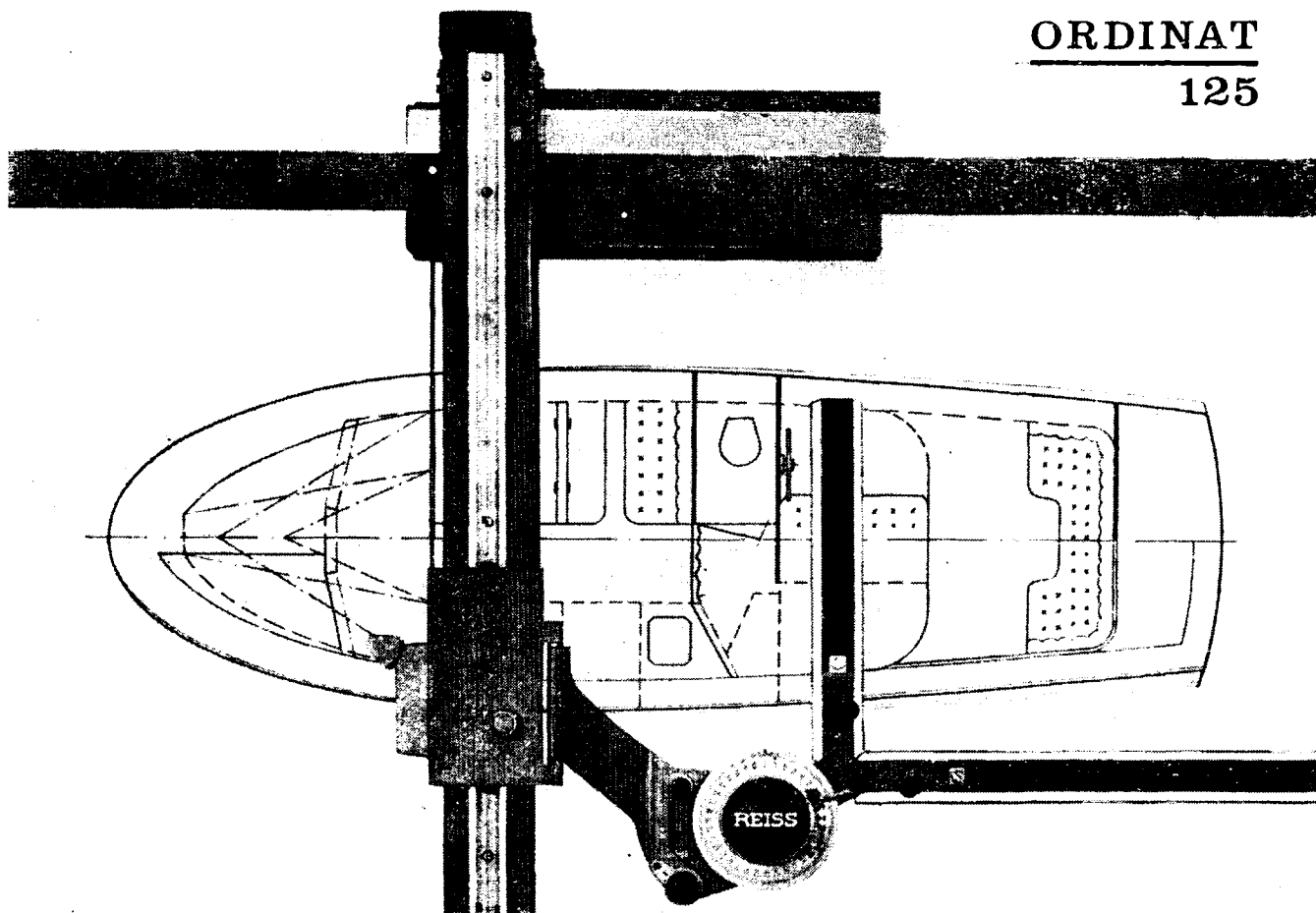
Чертежные установки типа РЕЙСС ОРДИНАТ — прогрессивны

Экспортер:

Deutsche Export- und Importgesellschaft
Feinmechanik-Optik m. b. H.
DDR, 102 Berlin, Schicklerstraße, 7

Германская Демократическая республика

ORDINAT
125



REISS



Самый большой в Европе многооперационный пресс фирмы Шулер для производства автомобильных колес

- Усилие прессования 3000 т
- Производительность 3000 колес в час
- Вес пресса 400 т
- Мощность двигателя 300 л. с.



Schuler

осн. в. 1839 г.

АВТОМАТИЧЕСКОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ СЕМИ ОПЕРАЦИЙ:

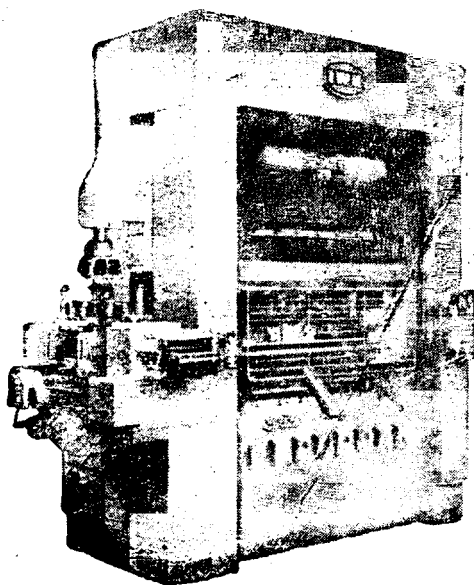
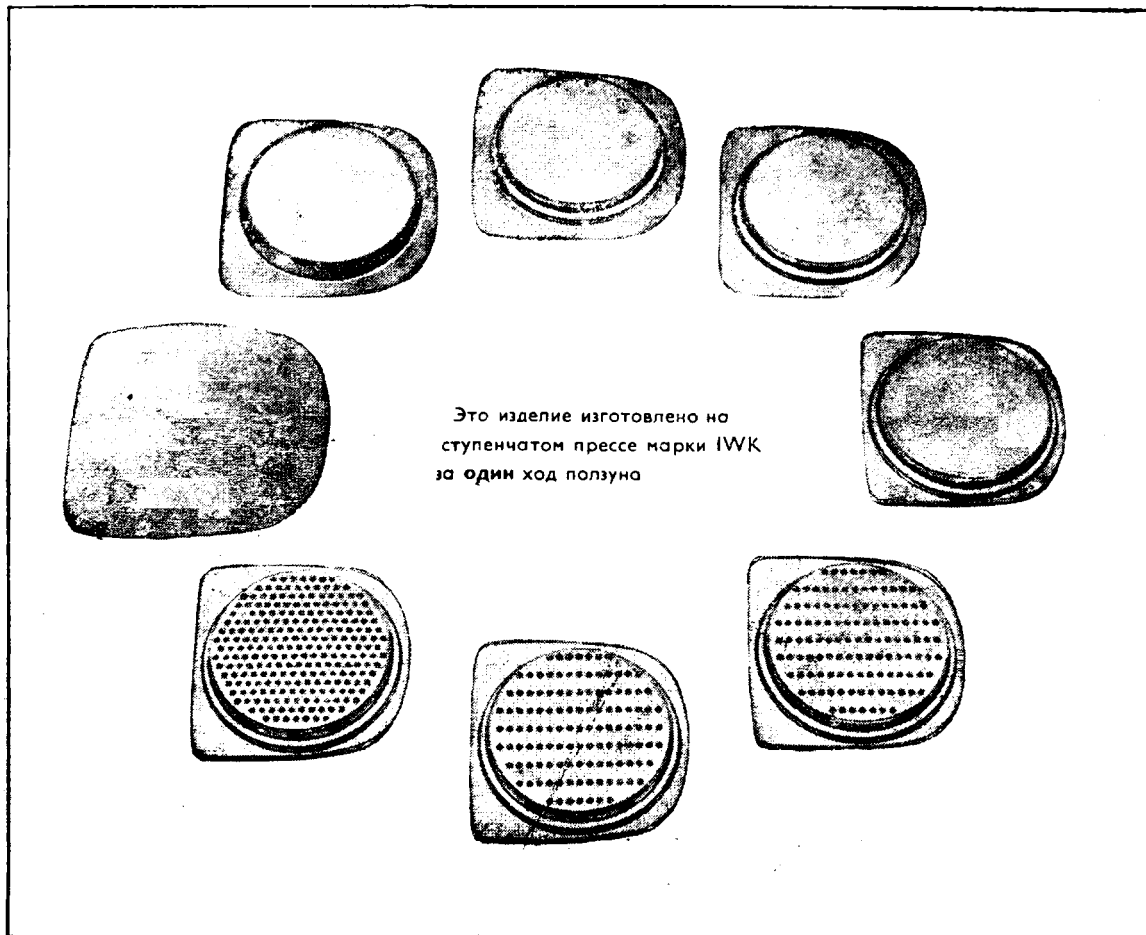
1. Предварительной вытяжки колесных дисков
2. Обрезки наружного ранта
3. Прошивки среднего отверстия
4. Снятия заусенцев у среднего отверстия и отбортовки наружного ранта
5. Штамповки отверстий для рук
6. Чистой штамповки формы, снятия заусенцев у отверстий для рук, зенковки болтовых отверстий
7. Чистой штамповки больших отверстий

- Автоматическое производство крупных изделий на небольшой площади.
- Обслуживают 1—2 человека.
- Быстрая и легкая смена рабочего инструмента благодаря удобному манипулированию перестановочными элементами.
- Меньшее количество затрат, чем на другое оборудование такой же производительности.
- Высокая надежность при длительной работе с малыми допусками.
- Пресс предохранен от перегрузки и от несчастных случаев.

L. SCHULER A. G., Göppingen/Württemberg. ФРГ



ИВК · ИWK · ИВК · ИWK · ИВК · ИWK · ИВК · ИWK · ИВК · ИWK



Рационализировать производство с помощью ступенчатых прессов марки ИWK

Ступенчатые прессы марки ИWK являются машинами автоматического действия для рационального изготовления прецизионных изделий методами штамповки, обжатия и вытяжки. По нашей, подразделенной в узкой прогрессии мощностей производственной программе выпускаются прессы рабочим усилием от 16 до прибл 600 т

За каждый ход ползуна на прессе изготавливается одно или – в зависимости от конструкции штампов – несколько готовых изделий, также и в том случае, если операция подразделяется на 10 или более отдельных ступеней. Неизменные условия работы на каждой отдельной ступени обеспечивают точность изделий в массовом производстве.



INDUSTRIE-WERKE KARLSRUHE Aktiengesellschaft · 75 Karlsruhe

ИНДУСТРИ-ВЕРКЕ КАРЛСРУЭ Акционерное Общество 75 Карлсруэ (ФРГ)

SIROKKO

И зимой и летом

В летнюю жару или в зимнюю стужу — всегда полезны масляные кондиционеры SIROKKO, установленные в помещения для пассажиров. Летом помещения для пассажиров автомобильного, водного и железнодорожного транспорта приятно освежаются, зимой — отапливаются. Изготавливаются разнообразные типы кондиционеров, пригодные для установки в различных по размерам помещениях для пассажиров.

Устанавливайте масляные кондиционеры SIROKKO летом и зимой, Вы заслужите благодарность пассажиров.

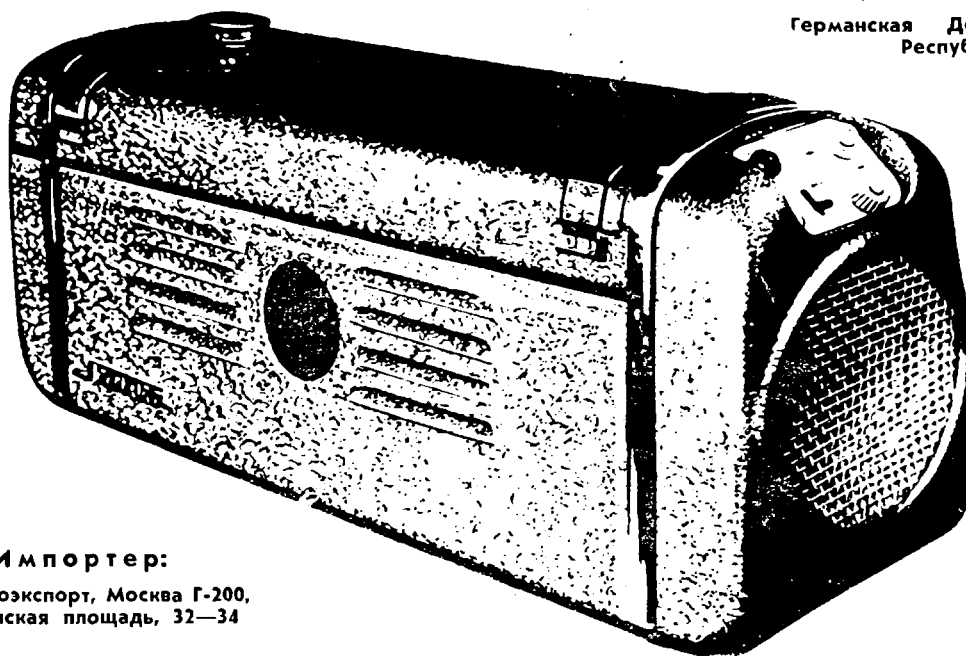
SIROKKO OETF 10 TN



Экспортер:

Transportmaschinen Export-Import
Deutscher Innen- und Außenhandel
108 Berlin, Taubenstr. 11—13

Германская Демократическая
Республика



Импортер:

В/О Автоэкспорт, Москва Г-200,
Смоленская площадь, 32—34