

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 137

— 1972 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 137

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1972

СОДЕРЖАНИЕ

Е. А. Индикт, Е. И. Кривенко, В. А. Черняйкин. Методика экспериментального определения ресурса деталей, лимитирующих надежность автомобилей	3
Л. Д. Калачев, Г. Г. Блохин. Новый метод расчета стержня шатуна	18
Б. Р. Ибрагимов, Б. А. Кисилев, М. С. Левит, М. А. Андронов. Расчетно-экспериментальное исследование фаз газораспределения двигателей ЯМЗ	32
Е. А. Зельцер. Исследование устойчивости движения системы регулирования дизель — центробежный регулятор прямого действия с упругим приводом на грузы	55
А. С. Штейнберг, В. Г. Воронин. Исследование токсичности выхлопа одновального газотурбинного двигателя	69
Ю. В. Котов. К вопросу конструирования сложных форм автомобильных кузовов	76
Ю. В. Котов. Конструирование класса поверхностей, проходящих через четыре попарно пересекающиеся кривые	96
Л. А. Егоров, Н. М. Старовойтов, Г. В. Крамаренко. К выбору конструкции самостопающихся гаек	113
Рефераты статей	123

Труды НАМИ, вып. 137

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Л. А. Егоров, М. М. Вихерт, А. В. Дмитриевский, Н. С. Ханин, К. Г. Евграфов, А. В. Корчемный, В. А. Черняйкин

Редакторы: Л. А. Григорьева, Т. И. Дегожская

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры Р. М. Журавлева, О. А. Шавырина

Л 100766. Подп. к печ. 25/VII-72 г. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 8.

Уч.-изд. л. 7. Зак. 587. Тир. 800. Цена 49 коп.

Типография НАМИ, Москва А-438, Автомоторная, ул., 2.

*Канд-ты техн. наук Е. А. Индикт,
Е. И. Кривенко, инж. В. А. Черняйкин*

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ, ЛИМИТИРУЮЩИХ НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ

ВВЕДЕНИЕ

Государственными планами развития народного хозяйства предусматривается систематическое повышение технического уровня, надежности и долговечности машин и обеспечение их соответствия уровню лучших мировых образцов — аналогов. Эти задачи особенно актуальны для автомобильных конструкций, являющихся продукцией массового производства.

Для проведения работ по повышению качества и надежности автомобильных конструкций необходимо иметь данные о ресурсе деталей, агрегатов, автомобилей в целом, а также о трудовых и стоимостных затратах, связанных с поддержанием автомобиля в работоспособном состоянии.

Последние годы НАМИ совместно с автомобильными и моторными заводами, отраслевыми научно-исследовательскими и учебными институтами проводит работу в области исследования эксплуатационной надежности автомобилей. С октября 1964 г. лаборатория качества и надежности грузовых автомобилей НАМИ проводит испытания контрольных партий автомобилей в реальных условиях эксплуатации г. Москвы на базе экспериментально-производственного автомобильного хозяйства — ЭПАХа [4, 5, 7].

В 1966 г. была разработана и одобрена «Методика определения количественных показателей эксплуатационной надежности автомобилей», в соответствии с которой проводится сбор, учет и обработка первичной информации и выдаются необходимые количественные показатели надежности. Были получены численные значения количественных показателей надежности по большинству моделей отечественных автомобилей.

В 1969 г. из упомянутой методики были выделены материалы, относящиеся к сбору информации о надежности автомобильных изделий, и оформлены в виде РТМ.

Систематически оценивалась стабильность качества сборки автомобилей различных лет выпуска по среднему числу неисправностей, приходящихся на один автомобиль, определяемому по результатам их осмотра до начала испытаний.

Определялись безотказность и ремонтпригодность автомобилей в течение гарантийного периода эксплуатации. Безотказность оценивалась средним числом отказов, приходящихся на один автомобиль, или его наработкой до первого отказа, а также наработками на линейный и дорожный отказы, которые характеризуют отказы автомобилей при выполнении ими транспортной работы.

Ремонтпригодность определялась трудоемкостью проведения текущего ремонта автомобилей в чел.-ч/1000 км пробега, средней стоимостью текущего ремонта в руб/1000 км пробега и средней стоимостью устранения i -го вида отказа также в руб/1000 км пробега. Определялись долговечность деталей, узлов и агрегатов, их ресурсы и гамма-процентные ресурсы [6, 10].

Рассеивание численных значений показателей надежности зависит от технологии изготовления автомобиля и постоянно изменяющихся условий его эксплуатации. Поэтому при исследовании надежности автомобильных конструкций применяется вероятностная схема. При использовании этой схемы основным средством количественного определения и сравнительной оценки надежности является теория вероятностей, а основным методом — статистический [8, 9].

Выявление показателей надежности связано с получением полной и достоверной информации с учетом всех отказов и неисправностей автомобиля, с обработкой значительного объема первичных документов и большого количества сложных вычислений.

В связи с этим обработка первичной информации в случае малой выборки проводилась вручную с использованием полноклавишных машин типа «Вильнюс», а при большом объеме выборки использовались счетно-аналитические машины. Дальнейшая обработка материалов проводилась на электронной вычислительной машине типа «Проминь-М», установленной в грузовом ЭПАХе.

Настоящую методику следует рассматривать как развитие вышеупомянутой «Методики определения количественных показателей надежности и долговечности автомобилей». Она является дальнейшей разработкой практического применения теории надежности при обработке экспериментального материала по определению деталей, лимитирующих надежность автомобильных конструкций.

Опыт практического применения указанной «Методики» в грузовом ЭПАХе НАМИ, а также в научно-исследовательских и учебных институтах (НИИАТ, НИИРП, МАДИ и др.) показал, что заводы отрасли получают практический материал для улучшения конструкции автомобилей и совершенствования методов технической эксплуатации.

В связи с тем, что в настоящее время расширяется сеть ЭПАХов в стране с различными климатическими и дорожными условиями

эксплуатации, необходимо иметь единые методы сбора, учета и обработки первичной информации в целях сравнительной оценки количественных показателей надежности из реальных условий эксплуатации автомобилей.

Настоящая «Методика экспериментального определения ресурса деталей, лимитирующих надежность автомобиля» утверждена на секции НТС НАМИ в 1969 г. как временная единая методика для использования при проведении эксплуатационных испытаний в ЭПАХах.

Примеры расчета ресурса деталей выполнены сотрудниками лаборатории качества и надежности грузовых автомобилей тт. З. И. Сидоренко и Н. М. Кузнецовым.

Глава I. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ

Определение фактического ресурса автомобильных деталей серийных моделей автомобилей проводится путем анализа статистических данных с применением методов теории надежности.

В методике рассмотрены два метода обработки экспериментального материала:

1) при завершенных испытаниях, когда обработка экспериментальных данных проводится после отказов всех деталей, поставленных на испытания [3];

2) при усеченных испытаниях, когда оценка параметров надежности проводится, не дожидаясь отказов всех деталей [12, 13, 14].

Средний ресурс деталей L_{cp} , полностью вышедших из строя, определяется как средняя арифметическая эмпирического ряда распределения согласно формуле:

$$L_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N_0} L_i n_i}{\sum_{i=1}^{i=N_0} n_i}, \quad (1)$$

где L_i — наработка i -й детали до отказа;

n_i — количество отказов за пробег.

Для характеристики разброса значений ресурса определяется среднее квадратическое отклонение σ и коэффициент вариации v по общеизвестным формулам:

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=N_0} L_i^2 n_i}{\sum_{i=1}^{i=N_0} n_i} - L_{cp}^2; \quad (2)$$

$$v = \frac{\sigma}{L_{cp}}. \quad (3)$$

Практика исследования надежности изделий в эксплуатации показывает, что распределение отказов, связанных с износом, у значительной части деталей подчиняется нормальному распределению или двухпараметрическому распределению Вейбулла с параметром более двух.

При распределении ресурса деталей, подчиняющегося нормальному закону, на основании эмпирических данных строится гистограмма распределения отказов. Затем на этот же график наносится теоретическая кривая нормального распределения, которая определяется по формуле

$$f(L) = \frac{Nr}{\sigma} \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}}, \quad (4)$$

где N — число деталей, поставленных на испытания;

r — величина интервала эмпирического ряда;

t — нормированное отклонение, определяемое по формуле

$$t = \frac{L - L_{cp}}{\sigma}. \quad (5)$$

Величина $f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}}$ табулирована и находится по таблице в зависимости от значений t [3].

Теоретические частоты отказов определяются умножением значения $f(t)$ на поправочный коэффициент $\frac{Nr}{\sigma}$. Полученные теоретические частоты отказов построены на основе эмпирического распределения.

Для оценки расхождения между эмпирическим и теоретическим нормальным распределением используется критерий согласия Пирсона, который определяется по формуле

$$\chi^2 = \sum \frac{(n - n')^2}{n'}, \quad (6)$$

где n — эмпирические частоты отказов в интервале;

n' — теоретические частоты отказов в интервале.

Значения $P(\chi^2)$ табулированы и определяются в зависимости от χ^2 и k — числа степеней свободы [3]. При вероятностях $P(\chi^2)$, значительно отличающихся от нуля, расхождение между теоретическим и эмпирическим распределением можно считать случайным, а распределение — подчиняющимся или не противоречащим нормальному закону.

Если распределение ресурса деталей подчиняется закону Вейбулла, то вначале определяются параметры m и L_0 с помощью метода моментов.

Затем вычисляется математическое ожидание $M(L)$, среднее квадратическое отклонение σ и коэффициент вариации v . Исполь-

зую табулированную зависимость $m=f(v)$ [3], находится m . Далее по формуле

$$L_0 = \left[\frac{M(L)}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{m}\right)} \right]^m \quad (7)$$

определяется второй параметр L_0 .

С помощью m и L_0 вычисляется теоретическая плотность распределения

$$f(L) = \frac{m}{L_0} L^{m-1} \exp\left(-\frac{L^m}{L_0}\right). \quad (8)$$

Соответствие эмпирических и теоретических данных проверяется при помощи критерия согласия Пирсона. Одним из методов определения параметров надежности при усеченных испытаниях является использование квантилей.

Прогнозирование параметров надежности до появления отказов всех деталей производится с использованием показателей вероятности безотказной работы.

Как известно, вероятность безотказной работы $\hat{P}(L)$, когда получены отказы всех деталей партии, определяется по формуле

$$\hat{P}(L) = \frac{N(O) - n(L)}{N(O)} = \frac{N(L)}{N(O)} = \frac{N(L)}{N(L) + n(L)}, \quad (9)$$

где $N(L)$ — число деталей партии, исправных к пробегу L ;

$n(L)$ — число деталей партии $N(O)$, отказавших к пробегу L .

Если отказывает только часть деталей партии, то формула (9) будет справедлива до значения L_{\min} , равного минимальному пробегу исправной детали.

При эксплуатационных испытаниях за один и тот же промежуток времени автомобили, как правило, имеют различные пробеги и не все испытуемые детали полностью исчерпывают свой ресурс.

Ввиду длительности проведения эксплуатационных испытаний возникает задача по предварительному определению исследуемых параметров на основании уже имеющейся информации за тот или иной промежуток времени.

Для решения этого вопроса разработан геометрический способ выявления статистической вероятности безотказной работы $\hat{P}(L)$ в интервале от минимального L_{\min} до максимального L_{\max} .

Для построения кривой $\hat{P}(L)$ ось абсцисс разбивается на интервалы пробега, а на оси ординат выбирается первоначальный масштаб, определяющий шаг h_0 убывания ступенчатой кривой $\hat{P}(L)$, соответствующий отказу одной детали:

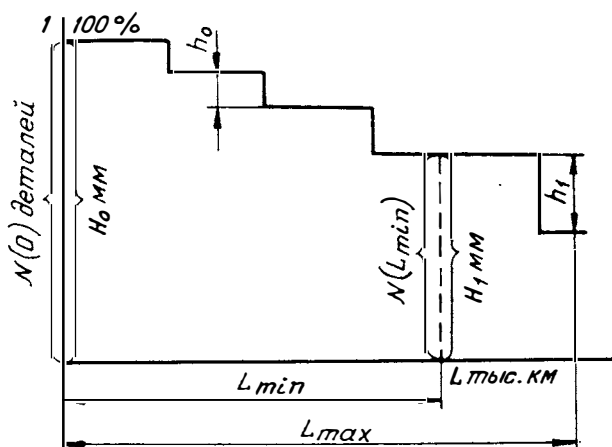
$$h_0 = \frac{1}{N(O)} = \frac{1}{N(O)} 100\% = \frac{H_0}{N(O)} \text{ м.м.}, \quad (10)$$

где H_0 — длина ординаты.

Построение начинается с точки на оси ординат, в которой $P(L) = 1$, проводится прямая, параллельная оси абсцисс, до пересечения с перпендикуляром, восстановленным из конца первого интервала. Если в данном интервале отказы деталей имеют место, то из точки пересечения опускается по перпендикуляру (ординате) на ступеньку высотой, равной произведению $h_0 n_i$, где n_i — количество отказов в данном интервале. С этим шагом h_0 строятся убывающие ступеньки $\hat{P}(L)$ до пробега L_{\min} , после которого происходит потеря одной или нескольких деталей K из-за того, что некоторые автомобили вышли из строя до окончания испытаний. Это факт учитывается пересчетом масштаба шага h_0 (фиг. 1).

$$h_1 = \frac{H_0 \frac{N(L_{\min})}{N(O)}}{N(L_{\min}) - k} = \frac{H_1}{N(L_{\min}) - k} \text{ мм}, \quad (11)$$

где H_1 — ордината кривой $P(L_{\min})$.



Фиг. 1. Определение статистической вероятности безотказной работы деталей с учетом разброса пробегов автомобилей

Из экспериментальных данных определяется количество деталей N_n , имеющих неполную наработку в каждом интервале из-за разницы в пробегах автомобилей, а количество исправных деталей N_n находится по формуле:

$$N_n = N_0 - \sum N_n - k. \quad (12)$$

Количество исправных деталей изменяется в каждом интервале пробега, поэтому для каждого интервала определяется свое значение шага h_i . Для этого ордината в начале рассматриваемого интервала делится на количество исправных деталей $h_i = \frac{H_i}{N_{n_i}}$. Для учета

деталей, отказавших непосредственно в данном интервале, в конце интервала опускается по ординате на ступеньку, равную шагу h , умноженному на количество отказавших деталей в данном интервале. Полученная кривая построена с учетом отказавших и имеющих неполную наработку деталей из-за разницы в пробегах автомобилей. После построения $\hat{P}(L)$ определяется нижняя односторонняя α -процентная доверительная граница:

а) по методу А. Н. Колмогорова

$$\hat{P}_\alpha(L) = \hat{P}(L) - \frac{\lambda_\alpha}{\sqrt{N}}; \quad (13)$$

б) по приближенной формуле Муавра — Лапласа

$$\hat{P}_\alpha(L) = \hat{P}(L) - \frac{t_\alpha \sqrt{\hat{P}(L)[1 - \hat{P}(L)]}}{\sqrt{N}}, \quad (14)$$

где λ_α и t_α определяются таблицей:

α	80%	90%	95%	99%
λ_α	0,97	1,07	1,22	1,52
t_α	1,036	1,282	1,645	2,326

Статистическая вероятность безотказной работы $\hat{P}(L)$, найденная по методу А. Н. Колмогорова, позволяет сделать вывод, что ни в одной точке L с вероятностью α кривая $\hat{P}(L)$ не может быть ниже $\hat{P}_\alpha(L)$, а по формуле Муавра — Лапласа позволяет утверждать, что в точке L с вероятностью α ордината $\hat{P}(L)$ не может быть ниже $\hat{P}_\alpha(L)$. Вышеизложенные методы с очевидными дополнениями применимы при интервальной обработке для приближенной оценки.

Пользуясь кривой $\hat{P}(L)$ и построенными доверительными границами, определяется прогнозируемый ресурс деталей. На графике $\hat{P}(L)$ проводится линия, параллельная оси абсцисс, с ординатой 0,5 (нормальный закон) или 0,37 (экспоненциальный закон) до пересечения с доверительными границами к $\hat{P}(L)$. Абсциссы точек пересечения дают прогнозируемый ресурс.

Глава II. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ, ЛИМИТИРУЮЩИХ НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Анализ надежности современных конструкций отечественных и зарубежных автомобилей показывает, что у всех моделей имеется ограниченное количество деталей, которые определяют их надежность. Эти детали чаще всего называют деталями, лимитирующими надежность конструкции, и данный термин используется в технической литературе [11].

Выявление деталей и узлов, лимитирующих надежность автомобиля, позволит конструктору повышать их безотказность и долговечность, а в эксплуатации — поддерживать автомобили в технически исправном состоянии путем назначения оптимальных режимов технического обслуживания и обоснованно подходить к рациональному планированию запасных частей. Кроме того, это позволит значительно сократить затраты на проведение испытаний, так как количество наименований деталей, за которыми необходимо проводить наблюдения, может быть значительно сокращено.

Теоретическое обоснование метода выявления деталей, лимитирующих надежность автомобилей, впервые в нашей стране было разработано доктором техн. наук А. М. Шейниным. В настоящей главе приводятся практические методы применения указанной методики.

Определение деталей, лимитирующих надежность, проводится путем количественной оценки их безотказности, долговечности и ремонтпригодности.

В зависимости от цели, стоящей перед испытаниями, при анализе деталей, лимитирующих надежность, доминирующее значение может придаваться либо одному из вышеуказанных свойств надежности, либо комплексному рассмотрению этих свойств в любом сочетании.

Определение деталей, лимитирующих надежность автомобилей, в случае комплексного анализа безотказности, долговечности и ремонтпригодности деталей выполняется в следующей последовательности.

Во-первых, выявляются детали, лимитирующие безотказную работу узла, системы или агрегата автомобиля. Под лимитирующими безотказность деталями и узлами понимаются такие детали и узлы, гамма-процентный ресурс которых на рассматриваемом пробеге ниже 90% и не ниже 99% для деталей, влияющих на безопасность движения. Гамма-процентный ресурс L_γ находится из уравнения

$$P(L_\gamma) = \frac{\gamma}{100},$$

где левая часть уравнения вычисляется по уравнениям:

$$P(L) = \int_L^{\infty} f(L) dL, \quad (\text{точная формула})$$

где $f(L)$ — плотность распределения отказов;

$$P(L) = \frac{n(L)}{N}, \quad (\text{приближенная формула})$$

где $n(L)$ — число изделий, оставшихся работоспособными до конца наработки L ;

N — количество изделий, находящихся на испытаниях.

Гамма-процентный ресурс может быть также определен графически по кривой убыли (вероятности безотказной работы), орди-

нате которой P_7 соответствует абсцисса L_7 , т. е. гамма-процентный ресурс.

Нормы на капитальный ремонт автомобилей и их агрегатов устанавливаются не по среднему, а по гамма-процентному ресурсу. Знание гамма-процентного ресурса деталей позволяет оптимально планировать потребность автотранспортных предприятий в запасных частях, что представляет особый интерес для работников автомобильного транспорта.

Во-вторых, определяются детали и узлы, лимитирующие долговечность агрегатов автомобиля. Под лимитирующими долговечность деталями и узлами понимаются такие детали и узлы, ресурс которых меньше ресурса агрегата или автомобиля до капитального ремонта или меньше ресурса, заданного в соответствии с техническими условиями завода-изготовителя.

В-третьих, при обработке первичного материала выбираются детали и узлы, лимитирующие безотказность и долговечность агрегатов автомобиля, по которым определяются трудовые и стоимостные затраты, идущие на устранение отказов деталей.

После определения деталей, лимитирующих отдельно безотказность, долговечность и ремонтпригодность, необходимо выявить детали, лимитирующие надежность агрегатов автомобиля.

К деталям и узлам, лимитирующим надежность автомобиля или агрегата, в ЭПАХе относят детали и узлы, имеющие не менее 50% отказов от общего числа отказов и не менее 70% стоимостных затрат от общей суммы затрат, которые идут на устранение этих отказов, т. е. на запасные части и замену деталей.

Глава III. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Условия испытаний автомобилей в значительной мере должны учитывать характерные условия эксплуатации, в которых работают различные модели автомобилей в соответствии с их назначением. Условия эксплуатации автомобиля, как известно, характеризуются совокупностью дорожных и климатических условий, нагрузочными и скоростными режимами работы агрегатов, линейной и технической эксплуатацией.

Для автомобильных конструкций, помимо знаний количественных характеристик надежности, необходимо учитывать условия эксплуатации, при которых произошел тот или иной отказ детали. В связи с этим ниже приводятся условия эксплуатации автомобилей, проходящих испытания в ЭПАХе.

Автомобили обслуживают строительные объекты г. Москвы. Бортовые автомобили используются на перевозке железобетонных конструкций и кирпича, самосвалы — сыпучих строительных материалов: песка, глины, земли, щебня, керамзита. Расстояние перевозки находится в пределах 5—35 км.

Все автомобили работают с двухосными прицепами. Это позволяет существенно повысить производительность автомобилей и

снизить себестоимость перевозок. Номинальная грузоподъемность автопоезда 9,5 т. В зависимости от применяемого прицепного состава номинальная грузоподъемность автопоездов-самосвалов изменяется в пределах 7,5—9 т.

Автопоезда работают в условиях интенсивного движения г. Москвы в основном на дорогах с твердым и асфальтобетонным покрытием, и только около 2% пробега приходится на подъездные пути к строительным объектам, где дороги находятся в неудовлетворительном состоянии. Средне-техническая скорость движения автопоездов составляет 23 км/ч, а эксплуатационная — 15,2 км/ч.

Экспериментальные автомобили размещаются в филиалах Автокомбината № 1. Хранение автомобилей — безгаражное. В грузовом ЭПАХе установлена следующая периодичность технического обслуживания автомобилей: ТО-1 — через 1500 км и ТО-2 — через 7500 км*.

Средний эксплуатационный расход топлива автомобилей, работающих с двухосными прицепами, составляет 53,2 л/100 км, при этом эксплуатационный расход масла на угар колеблется от 0,25 до 0,35 л/100 км. Топливо и смазочные материалы применяются в соответствии с инструкцией по эксплуатации автомобилей. Соответствие ГОСТу применяемых горюче-смазочных материалов регулярно подтверждается лабораторными анализами Автокомбината № 1.

Для количественной оценки эксплуатационных условий проведены исследования нагрузочных и скоростных режимов методами тензометрирования в соответствии с существующими методиками [1, 2]. Использован автопоезд в составе автомобиля типа ЗИЛ-130 и двухосного прицепа типа ИАПЗ-754В общей грузоподъемностью 10,5 т, так как статистическая проверка загруженности показала, что большинство автопоездов в Автокомбинате № 1 работают с 10%-ной перегрузкой. Заезды проведены в летний период по характерным маршрутам работы грузовых автомобилей ЭПАХа.

Результаты обработки экспериментальных данных на электронном статистическом анализаторе приведены ниже.

Двигатель

Средняя скорость вращения коленчатого вала, об/мин	2306
Среднее количество оборотов коленчатого вала на 1 км пути, об/км	6025
Средняя техническая скорость, км/ч	23,1
Распределение времени действия дроссельной заслонки в зависимости от степени ее открытия:	
10—20%	20—25
20—80%	5—15
80—90%	15—35
90—100%	5

* Указанная периодичность принята согласно действующему «Положению о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» применительно ко II категории условий эксплуатации.

Трансмиссия

Крутящий момент на полуоси:	
максимальный, $\text{кГ} \cdot \text{м}$	900
частота 0,40	$-80 \div +80$
частота 0,43	$+160 \div +320$
Среднее число включений сцепления на 1 км пути *, вкл/км	5,0*

Тормоза *

Среднее число нагруженных диафрагм на 1 км пути, нагр/км	2,08
Среднее время нагружения, сек	2,97
Среднее давление в тормозной системе, кГ/см^2	2,45

Рулевое управление

Средний угол поворота рулевого колеса на 1 км пути, град.	64
Средняя скорость вращения рулевого колеса, об/сек	0,2—1,5

* По сцеплению, тормозам и рулевому управлению приводятся данные, полученные в грузовом ЭПАХэ канд-ми техн. наук тт. Беркович Я. М., Голубенко В. М. и Толкачевым В. К.

Полученные данные нагруженности деталей и агрегатов автомобилей позволили количественно характеризовать условия их эксплуатации при интенсивном городском движении.

Глава IV. АНАЛИЗ ДЕТАЛЕЙ, ЛИМИТИРУЮЩИХ НАДЕЖНОСТЬ СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

В соответствии с приведенной выше методикой на примере двигателей и агрегатов трансмиссии грузового автомобиля грузоподъемностью 5,5 т выявлены детали и узлы, лимитирующие надежность основных агрегатов.

Анализ характеристики надежности автомобилей показывает, что около 90% их деталей являются надежными и за рассматриваемый период испытаний не имели ни одного или имели единичные отказы.

По двигателю (без систем питания и электрооборудования) из 790 деталей 255 наименований выявлено 174 детали 29 наименований, ресурс которых либо меньше ресурса двигателей до замены цилиндрико-поршневой группы, либо равный ему, и в том числе 62 детали 17 наименований лимитируют безотказную работу двигателя (к ним в основном относятся резино-технические и асбестовые детали).

На указанные 29 наименований деталей приходится более 50% отказов по каждой системе и механизму двигателя и около 80% стоимостных затрат, связанных с устранением отказов.

У коробки передач из 197 деталей 110 наименований безотказную работу лимитируют 49 деталей 34 наименований. У заднего

моста из 292 деталей 73 наименований — 56 деталей 21 наименования. У карданной передачи из 142 деталей 54 наименований — 22 детали 8 наименований.

Дальнейший анализ показывает, что надежность коробки перемены передач лимитируют 9 деталей 9 наименований, карданной передачи — 18 деталей 4 наименований и заднего моста — 9 деталей 9 наименований. На основании проведенного исследования выявлено 36 деталей 22 наименований, лимитирующих надежную работу агрегатов трансмиссии и снижающих ее безотказность и долговечность.

Анализ надежности современных конструкций зарубежных автомобилей показывает, что из 10 000 деталей, из которых состоит автомобиль, около 700 деталей лимитируют его надежность. Как показали результаты испытаний, надежность современных конструкций грузовых автомобилей типа ЗИЛ-130 находится на современном мировом уровне [9, 12].

Глава V. ПРИМЕРЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ

Рассматривается определение ресурса поршневых колец двигателя, установленного на автомобиле-самосвале выпуска 1965 г.

На испытаниях находились 39 двигателей, что обеспечивает 90%-ный доверительный уровень при 20%-ном точностном интервале искомых показателей.

Для определения среднего ресурса был составлен вариационный ряд наработок поршневых колец (табл. 1).

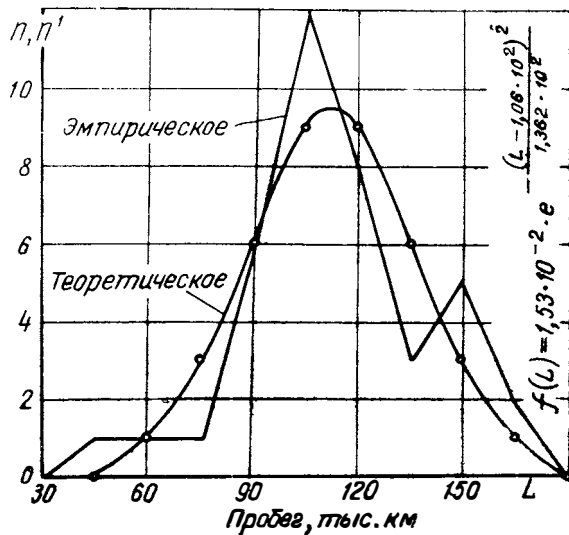
Далее по известным формулам (1), (2), (3) подсчитывались средний ресурс (106 тыс. км), среднее квадратическое отклонение (26,1 тыс. км) и коэффициент вариации (0,246).

Т а б л и ц а 1

Интервалы пробега, тыс. км	L	n	Ln	L^2	L^2n
30—45	37,5	1	37,5	1406,25	1406,25
45—60	52,5	1	52,5	2756,25	2756,25
60—75	67,5	1	67,5	4556,25	4556,25
75—90	82,5	6	495,0	6806,25	40837,25
90—105	97,5	12	1170,0	9506,25	114075,00
105—120	112,5	8	900,0	12656,25	101250,00
120—135	127,5	3	382,5	16256,25	48768,75
135—150	142,5	5	712,5	20306,25	101531,25
150—165	157,5	2	315,0	24806,25	49612,50
			4132,5		464793,75

Интервалы пробега, тыс. км	$L - L_{\text{ср}}$	$t = \frac{L - L_{\text{ср}}}{\sigma}$	$f(t)$	$f(L)$	n'	n
30—45	-68,5	2,62	0,0129	0,026	0,30	0
45—60	-53,5	2,04	0,0498	0,026	1,10	1
60—75	-38,5	1,47	0,1354	0,026	3,02	3
75—90	-23,5	0,90	0,2661	0,154	5,96	6
90—105	-8,5	0,33	0,3778	0,308	8,48	9
105—120	6,5	0,25	0,3867	0,205	8,67	9
120—135	21,5	0,82	0,2850	0,077	6,38	6
135—150	36,5	1,39	0,1518	0,128	3,40	3
150—165	51,5	1,97	0,0573	0,051	1,30	1

В соответствии с существующими методами определялись эмпирические и теоретические частоты (табл. 2), на основании которых строятся графики (фиг. 2). Для определения соответствия эмпирического и теоретического распределения наработок поршневых колец по критерию согласия Пирсона составлена табл. 2. Найденная вероятность $P(\chi^2) = 0,539$ значительно отличается от нуля.



Фиг. 2. Распределение ресурсов комплектов поршневых колец двигателей

Следовательно, эмпирическое распределение согласуется с теоретическим распределением и не противоречит нормальному закону, а плотность распределения наработок комплектов поршневых колец описывается следующей формулой:

$$f(L) = 0,0153e^{-\frac{(L-106)^2}{1362}}$$

Статистические методы обработки материалов характеризуются отклонениями результатов истинных значений параметров тех же оценок.

Абсолютное отклонение доверительного интервала, подсчитанное для нормального закона распределения при доверительной вероятности $\alpha=90\%$, составило $\sigma=6,9$ тыс. км. При этом значение среднего ресурса поршневых колец лежит в пределах $99,1$ тыс. км $<$ 106 тыс. км $<$ $112,9$ тыс. км.

Т а б л и ц а 2

L тыс. км	n	n'	$n - n'$	$(n - n')^2$	$\frac{(n - n')^2}{n'}$
37,5	1	0	1	1	—
52,5	1	1	0	0	—
67,5	1	3	-2	4	1,3
82,5	6	6	0	0	0
97,5	12	9	3	9	1
112,5	8	9	-1	1	0,1
127,5	3	6	-3	9	1,5
142,5	5	3	2	4	1,3
157,5	2	1	1	1	1
172,5	—	—	—	—	—

6.2

Замена комплектов поршневых колец проведена вследствие естественного их износа по радиальной толщине и износа верхнего компрессионного кольца.

В связи с достаточно сложной аналитической зависимостью определение ресурса деталей, распределение которых подчиняется дупараметрическому закону Вейбулла, производится на ЭЦВМ «Проминь».

ЛИТЕРАТУРА

1. Акатов Е. И., Белов П. М., Дьяченко Н. Х., Мусатов В. С. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. М., Машгиз (Ленинградское отделение), 1960.
2. Гольд Б. В., Оболенский Е. П., Стефанович Ю. Г., Трофимов О. Основы прочности и долговечности автомобиля. М., «Машиностроение», 1967.
3. Дунин-Барковский И. В., Смирнов Н. В. Теория вероятности и математическая статистика в технике. М., Гостехиздат, 1955.
4. Индикт Е. А., Кривенко Е. И., Черняйкин В. А. К вопросу о надежности автомобильных конструкций. «Автомобильная промышленность», 1968, № 11.
5. Индикт Е. А. Оценка надежности автомобильных карбюраторных двигателей в эксплуатации. В сб.: «Надежность изделий автомобилестроения». М., НИИНавтопром, 1968.

6. Кривенко Е. И., Индикт Е. А., Черняйкин В. А. Методы определения количественных показателей надежности автомобильных конструкций для северных условий. В сб.: «Региональные особенности эксплуатации техники в северных условиях», вып. 4. Новосибирск, Институт экономики и организации промышленного производства СО АН СССР, 1966.

7. Кривенко Е. И. Основные положения методики определения количественных показателей надежности автомобилей в экспериментально-производственных автохозяйствах. В сб.: «Надежность и долговечность автомобилей» «Автомобилестроение», вып. НИИНавтопрома. М., 1966.

8. Кугель Р. В. Долговечность автомобиля. М., Машгиз, 1961.

9. Островцев А. Н. Основы проектирования автомобиля. М., «Машиностроение», 1968.

10. Черняйкин В. А., Кривенко Е. И., Индикт Е. А., Егоров Л. А. Анализ надежности автомобильных конструкций как ремонтируемых изделий В сб.: «Надежность изделий автомобилестроения». М., НИИНавтопром, 1968

11. Шейнин А. М. Методы определения и поддержания надежности автомобилей в эксплуатации. М., «Транспорт», 1968.

12. Shainin D. Outline of how practical should a reliability program B. C. SAE Preprint, № 4, 1962, № 464A, p. 1—2.

13. Simpson B. H. Reliability prediction from warranty data. SAE Preprint, 1966, 10—14/1, № 660060, 6 p., 7 ill.

14. Vigier M. Interpretation des essais d'endurance grâce aux techniques de l'automobil. SIA, 1965, II, vol 38, № 2, p. 57—69.

Канд. техн. наук Л. Д. Калачев, инж. Г. Г. Блохин

НОВЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА СТЕРЖНЯ ШАТУНА

Стержни шатунов рассчитывают на сжатие и разрыв, а также на продольный и поперечный изгиб. В настоящее время наиболее распространен расчет на сжатие с учетом продольного изгиба по формуле Навье — Ренкина [2], которая имеет вид:

$$\sigma = \frac{P_{\max}}{f_{\text{сеч}}} + c \frac{l^2}{I} P_{\max}, \quad (1)$$

где σ — напряжение в крайней точке среднего поперечного сечения шатуна;

$f_{\text{сеч}}$ — площадь поперечного сечения шатуна;

I — момент инерции сечения в рассматриваемой плоскости изгиба;

l — длина стержня;

c — коэффициент, учитывающий метод закрепления концов стержня и его материал;

P_{\max} — максимальная сжимающая сила.

Первая составляющая формулы выражает напряжения, возникающие при сжатии и растяжении, вторая эмпирически учитывает увеличение напряжения от возможного продольного изгиба.

Влияние поперечного изгиба оценивается отдельно по формуле

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W}, \quad (2)$$

где $M_{\text{из}}$ — максимальный изгибающий момент от действия поперечной силы инерции;

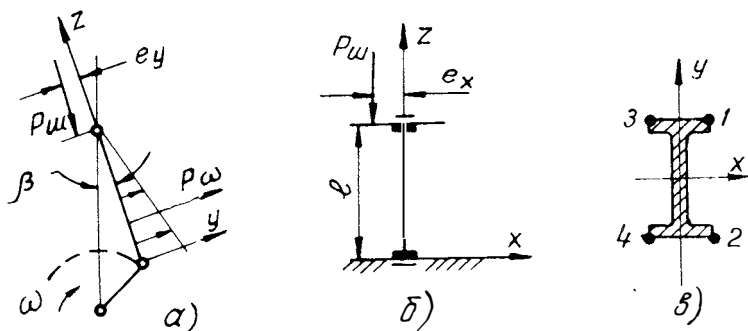
W — момент сопротивления среднего сечения.

Общее нормальное напряжение подсчитывают условно суммированием максимального напряжения от продольного и поперечного изгиба.

Приведенная выше общепринятая методика расчета шатуна не учитывает ряда факторов, к числу которых в первую очередь следует отнести возможное смещение оси стержня относительно оси

действия сжимающей силы, непрямолинейность продольной оси стержня и наличие зазоров в паре цилиндр — поршень, дающее возможность некоторой деформации стержня без защемления концов в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна, за счет зазоров в сочленениях пальца и между поршнем и гильзой. Кроме того, существующая методика не учитывает динамику нагружения стержня (расчет ведется по максимальной силе) и возможных поперечных колебаний стержня, которые нарушают его прямолинейность.

Допущения. При выводе уравнения поперечных колебаний стержня приняты следующие условия. Поперечные колебания рассматриваются в двух плоскостях: в плоскости качания и плоскости, перпендикулярной ей. Внешняя нагрузка может быть приложена с некоторым эксцентриситетом в каждой из этих плоскостей. В дальнейшем примем направление осей, показанное на фиг. 1, а, б.

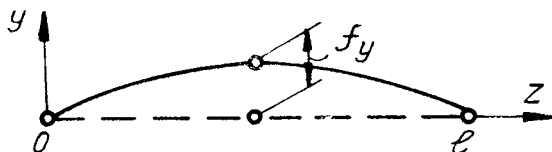


Фиг. 1. Расчетная схема шатуна:

а — в плоскости качания; б — в плоскости, перпендикулярной плоскости качания.
в — поперечное сечение стержня

Движение шатуна, будем считать, происходит в плоскости $y-z$, в этой же плоскости действует сила P_w (фиг. 1, а). Моменты инерции среднего сечения стержня обозначаются обычным образом (фиг. 1, в). Стержень шатуна принят постоянного сечения. Деформации упругой линии принимаются малыми.

Формы упругой линии. Форма деформации зависит от способа закрепления концов стержня.



Фиг. 2. Деформация стержня в плоскости качания

В соответствии с решением уравнения продольного изгиба [1] примем следующие формы.

В плоскости качания концы стержня закреплены шарнирно (фиг. 2), уравнение упругой линии будет

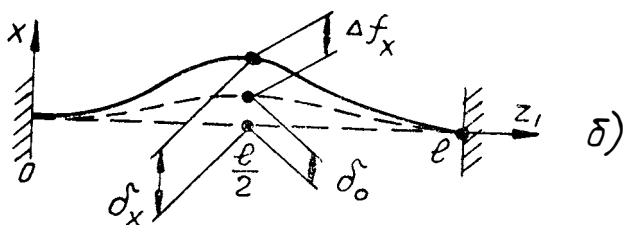
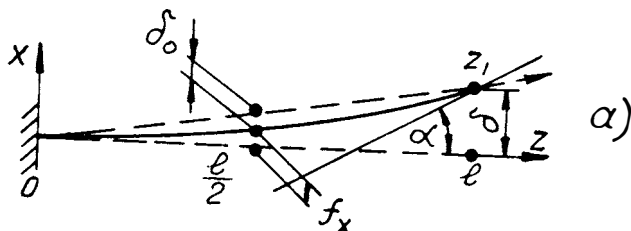
$$y = f_y \sin \frac{\pi}{l} z, \quad (3)$$

где f_y — прогиб оси стержня в середине.

В плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна, может быть два случая:

1) закреплен один конец, а второй в пределах общего зазора может свободно перемещаться (фиг. 3,а);

2) закреплены оба конца (фиг. 3,б).



Фиг. 3. Деформация стержня в плоскости, перпендикулярной плоскости качания:

а — при защемлении с одного конца; б — при защемлении с двух концов

Уравнение упругой линии для первого случая будет:

$$x = \delta \left(1 - \cos \frac{\pi z}{2l} \right),$$

где δ — деформация на свободном конце стержня.

Так как в расчете рассматривается колебание средней точки упругой линии стержня, то выразим это отклонение f_x через δ :

$$f_x = x_{\frac{l}{2}} = \delta \left(1 - \cos \frac{\pi}{4} \right) = 0,2929\delta. \quad (4)$$

Переход ко второму случаю определяется допустимым углом поворота α на свободном конце стержня (в точке $z=l$).

Предельную величину α найдем из условия поворота поршня в цилиндре в пределах общего зазора:

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha = \frac{d}{L_{\text{пор}}},$$

где d — диаметральный зазор;

$L_{\text{пор}}$ — высота поршня.

С другой стороны, $\operatorname{tg} \alpha$ равен:

$$\operatorname{tg} \alpha = \left(\frac{dx}{dz} \right)_{z=l} = \delta \frac{\pi}{2l}.$$

Следовательно, максимальное допустимое значение δ_{max} , ограниченное углом поворота поршня, равно:

$$\delta_{\text{max}} = \frac{2l}{\pi L_{\text{пор}}} d \quad (5)$$

и соответствующее ему значение f_x , которое обозначим $f_{\text{защ}}$, будет:

$$f_{\text{защ}} = 0,2929 \frac{2}{\pi} \cdot \frac{l}{L_{\text{пор}}} d = 0,1865 \frac{l}{L_{\text{пор}}} d. \quad (6)$$

При расчете стержня с обоими заземленными концами эксцентricность приложения силы не имеет значения, так как момент от этого эксцентриситета воспринимается опорами. Направление действия силы в этом случае примем по линии, соединяющей точки заземления, oz_1 (см. фиг. 3,а).

Таким образом, стержень в середине будет иметь начальный прогиб, равный

$$\delta_0 = 0,5\delta_{\text{max}} = 0,2929\delta_{\text{max}} = 0,132 \frac{l}{L_{\text{пор}}} d. \quad (7)$$

Уравнение упругой линии при деформации с двумя заземленными концами имеет вид (см. фиг. 3,б):

$$x = \frac{\delta_x}{2} \left(1 - \cos 2 \frac{\pi}{l} z_1 \right), \quad (8)$$

где δ_x — прогиб, измеренный от оси oz_1 .

Перемещение середины стержня относительно оси oz равно

$$f_x = f_{\text{защ}} - \Delta f_x, \quad (9)$$

где $\Delta f_x = \delta_x - \delta_0$ — деформация стержня после заземления обоих концов.

Уравнение поперечных колебаний

Для вывода уравнения поперечных колебаний используем энергетический метод. Из баланса потенциальной энергии деформированного стержня шатуна и работы внешних сил можно записать уравнение

$$dU = dA + dA_w - dU_{\text{упр}} - dU_{\text{тр}}, \quad (10)$$

где dU — избыток энергии, расходуемый на изменение скорости поперечных колебаний;

dA — работа внешней продольной силы;

dA_w — работа внешней поперечной силы;

$dU_{\text{упр}}$ — изменение потенциальной энергии деформированного стержня;

$dU_{\text{тр}}$ — потеря энергии на внутреннее трение (гистерезис).

Работа внешней силы, приложенной к стержню эксцентрично, выражается формулой [1]

$$dA = \frac{\pi^2 P_{\text{ш}}}{2l} \left(f_y + \frac{4}{\pi} e_y \right) df_y, \quad (11)$$

где e_y — эксцентриситет по оси y .

Работа внешней силы, приложенной соосно к искривленному стержню, выражается формулой [1]

$$dA = \frac{\pi^2 P_{\text{ш}}}{2l} (\Delta f_x + \delta_0) d\Delta f_x. \quad (12)$$

Работа внешней силы, приложенной к стержню, заземленному с одного конца, равна:

$$dA = \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi^2 P_{\text{ш}}}{2l} \left(\delta + \frac{4}{\pi} e_x \right) d\delta = \frac{1}{1,17} \cdot \frac{\pi^2 P_{\text{ш}}}{2l} \left(\frac{f_x}{0,2929} + \frac{4}{\pi} e_x \right) df_x, \quad (13)$$

где $P_{\text{ш}}$ — сила, действующая вдоль стержня;

e_x — эксцентриситет по оси x .

Работа деформации стержня от действия поперечной силы инерции вычисляется так же, как в предыдущих случаях, из предположения деформации по синусоиде (см. фиг. 2).

Поперечная сила инерции, приложенная к элементу стержня в точке z , равна:

$$P_w = \frac{G}{lg} z \frac{d^2 \xi}{dt^2} dz, \quad (14)$$

где G — вес стержня шатуна;

z — расстояние, измеряемое от оси поршневого пальца;

ξ — угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Деформация данной точки стержня в зависимости от прогиба оси стержня в середине равна:

$$dy = \sin \frac{\pi z}{l} df_y. \quad (15)$$

Работа внешней поперечной силы вдоль стержня получается интегрированием по z от 0 до l и выразится:

$$dA_\omega = df_y \frac{G}{lg} \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} \int_0^l z \sin \frac{\pi z}{l} dz = -df_y \frac{G}{g} \cdot \frac{l}{\pi} \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2}. \quad (16)$$

Из кинематики шатунно-кривошипного механизма известно [2], что с небольшими упрощениями можно считать

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = -\omega^2 \sin\beta, \quad (17)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая скорость коленчатого вала;

n — обороты в минуту.

Изменение потенциальной энергии деформированного стержня, выраженное через перемещение середины, определяется формулами [1]:

для шарнирно закрепленных концов

$$dU_{\text{шп}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi^4 EI_x}{l^3} f_y df_y; \quad (18)$$

для одного защемленного конца

$$dU_{\text{шп}} = \frac{1}{32} \cdot \frac{\pi^4 EI_y}{l^3} \delta_x d\delta_x = \frac{1}{2,75} \cdot \frac{\pi^4 EI_y}{l^3} f_x df_x; \quad (19)$$

для двух защемленных концов

$$dU_{\text{шп}} = 2 \frac{\pi^4 EI_y}{l^3} \Delta f_x \Delta f_x, \quad (20)$$

где E — модуль упругости материала;

I_x, I_y — моменты инерции среднего сечения.

Потери на внутреннее трение примем пропорциональными скорости деформации

$$dU_{\text{тр}} = \xi \frac{\partial f}{\partial \varphi} df, \quad (21)$$

где ξ — коэффициент пропорциональности, оценивающий рассеивание энергии.

При деформации различные точки стержня перемещаются на разное расстояние и имеют разные ускорения, поэтому общую затрату энергии на ускорение следует определять как интегральную характеристику по всему стержню.

При шарнирном защемлении с двух сторон

$$dU = df_y \frac{G}{gl} \int_0^l \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \sin \frac{\pi z}{l} dz, \quad (22)$$

или после интегрирования и несложных преобразований получим

$$dU = \frac{1}{2} \frac{G\omega^2}{g} \cdot \frac{\partial^2 f_y}{\partial \varphi^2} df_y. \quad (23)$$

При защемлении одного конца аналогичным образом получим

$$dU = \left(\frac{3}{2} - \frac{4}{\pi} \right) \frac{G\omega^2}{g} \cdot \frac{\partial^2 \delta}{\partial \varphi^2} d\delta = 2,65 \frac{G\omega^2}{g} \cdot \frac{\partial^2 f_x}{\partial \varphi^2} df_x. \quad (24)$$

При жестком защемлении с двух сторон избыток энергии будет равен

$$dU = \frac{3}{8} \cdot \frac{G\omega^2}{g} \cdot \frac{\partial^2 \Delta f_x}{\partial \varphi^2} d\Delta f_x. \quad (25)$$

Если теперь в уравнение (10) подставить значения dA , dA_ω , $dU_{\text{уп}}$ и $dU_{\text{тр}}$, соответствующие одной и той же форме деформации, то можно получить соответствующие уравнения для определения изменения скорости поперечных колебаний.

При шарнирном закреплении в плоскости качания это будет:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 f_y}{d\varphi^2} = \frac{g}{G\omega^2} \cdot \frac{\pi^2}{l} \left[P_{\text{ш}} \left(f_y + \frac{4}{\pi} e_y \right) - \frac{\pi^2 E I_x}{l^2} f_y - \xi \frac{2l\omega}{\pi^2} \times \right. \\ \left. \times \frac{df_y}{d\varphi} \right] - \frac{2l}{\pi} \sin \beta. \end{aligned} \quad (26)$$

При защемлении одного конца стержня

$$\begin{aligned} \frac{d^2 f_x}{d\varphi^2} = \frac{1}{6.2} \cdot \frac{g}{G\omega^2} \cdot \frac{\pi^2}{l} \left[P_{\text{ш}} \left(\frac{f_x}{0,2929} + \frac{4}{\pi} e_x \right) - 0,85 \frac{\pi^2 E I_y}{l^2} f_x - \right. \\ \left. - 4\xi \frac{2l\omega}{\pi^2} \cdot \frac{df_x}{d\varphi} \right]. \end{aligned} \quad (27)$$

При жестком защемлении с двух сторон

$$\frac{d^2 \Delta f_x}{d\varphi^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{g}{G\omega^2} \cdot \frac{\pi^2}{l} \left[P_{\text{ш}} (\Delta f_x + \delta_0) - 4 \frac{\pi^2 E I_y}{l^2} \Delta f_x - \xi \frac{2l\omega}{\pi^2} \cdot \frac{d\Delta f_x}{d\varphi} \right]. \quad (28)$$

Решение этих уравнений дает возможность проследить динамику колебания стержня в обеих плоскостях при двух условиях защемления концов. Решение этих уравнений возможно лишь численным методом, поскольку сила $P_{\text{ш}}$ в большинстве случаев задается либо таблично, либо в виде графика. В данной работе эти уравнения решались методом Рунге — Кутты с помощью ЭЦВМ «Минск-22».

Работа трения

Зашемление концов стержня увеличивает прочность и жесткость шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания, но это зашемление вызывает появление момента трения в точках касания поршня и тем самым увеличиваются потери на трение.

Работа трения при зашемлении стержня со стороны поршня равна

$$dA_x = \mu \frac{\pi R}{180} \cdot \frac{2}{L_{\text{пор}}} \left| [P_{\text{ш}} (e_x + \delta_{\text{max}}) + (M - M_{\text{заш}})] (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi) \right| d\varphi, \quad (29)$$

где

μ — коэффициент трения;
 λ — относительная длина шатуна;

$M - M_{\text{заш}} = \left(2\Delta f_x - \frac{\delta_{\text{max}}}{4} \right) \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 EI_y$ — изгибающий момент на конце стержня при зашемлении.

Для удобства оценки потерь от трения при зашемлении и для исключения роли неопределенной величины коэффициентов трения μ вычислим работу трения в плоскости качания шатуна:

$$dA_y = \mu \frac{\pi R}{180} \left| P_{\text{ш}} \sin \beta \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \right| d\varphi. \quad (30)$$

Отношение $\frac{A_x}{A_y}$ характеризует увеличение потерь трения, которыми приходится расплачиваться за повышение прочности шатуна.

Решение уравнений (29) и (30) проведем также численным методом одновременно с решением уравнений поперечных колебаний.

Напряжения и запасы прочности

Напряжения, возникающие в стержне шатуна, оценим в четырех точках среднего сечения по фиг. 1,в. Напряжения от растяжения или сжатия определяются по обычной формуле

$$\sigma_0 = \frac{P_{\text{ш}}}{f_{\text{сеч}}}.$$

Напряжения, возникающие при изгибе, вычисляются также обычным образом:

$$\sigma_y = \frac{M_x}{W_x}; \quad \sigma_x = \frac{M_y}{W_y}.$$

Величины изгибающих моментов могут быть определены из известного условия

$$M_{\text{из}} = EIy''.$$

При изгибе с незащемленными концами

$$M_x = f_y \frac{EI_x \pi^2}{l^2}. \quad (31)$$

При изгибе с одним защемленным концом

$$M_y = 0,605 f_x \frac{EI_y \pi^2}{l^2}. \quad (32)$$

При изгибе с двумя защемленными концами

$$M_y = M_{\text{заш}} + 2 \frac{EI_y \pi^2}{l^2} \Delta f_x, \quad (33)$$

где $M_{\text{заш}}$ — изгибающий момент в момент защемления при $f_x = f_{\text{заш}}$.

Общее напряжение в каждой из рассматриваемых точек будет равно

$$\sigma = \sigma_0 \pm \sigma_x \pm \sigma_y. \quad (34)$$

Для каждой точки это будут следующие суммы:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_0 + \sigma_x + \sigma_y; \\ \sigma_2 &= \sigma_0 + \sigma_x - \sigma_y; \\ \sigma_3 &= \sigma_0 - \sigma_x + \sigma_y; \\ \sigma_4 &= \sigma_0 - \sigma_x - \sigma_y. \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Из текущих значений этих напряжений для каждой точки выбираются минимумы и максимумы, а затем обычным образом определяются запасы их прочности:

$$n_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) + \alpha (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}, \quad (36)$$

где σ_{-1} — предел усталостной прочности;

k_σ — коэффициент концентрации напряжений;

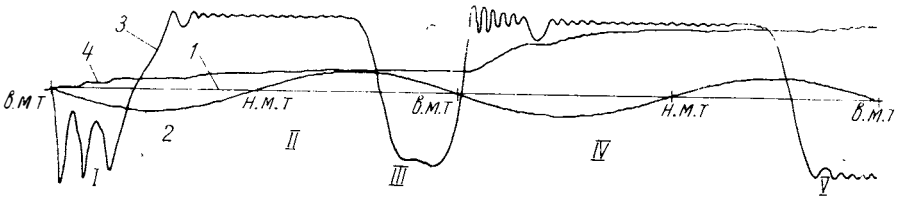
ε_σ — технологический фактор;

α — коэффициент, учитывающий несимметричность цикла.

Результаты расчета

На фиг. 4 в качестве примера приведены графики расчета отклонений оси стержня середины шатуна от положения равновесия для обеих плоскостей, а также график изменения работы трения в плоскости, перпендикулярной плоскости качания. Эти графики построены с помощью ЭЦВМ «Минск-22» в процессе интегрирования выше приведенных уравнений. Линия, напечатанная цифрой 1,

дает нулевую линию — положение равновесия. Линия, напечатанная цифрой 2, показывает отклонение в плоскости качания шатуна по оси y , линия 3 — в плоскости, перпендикулярной плоскости качания по оси x , линия 4 показывает изменение работы трения в этой плоскости.



Фиг. 4. График колебаний середины стержня и работы трения

Интегрирование проведено за два оборота коленчатого вала, за один цикл. Диапазон интегрирования может быть легко изменен. При определении начальных условий возникает некоторая трудность в выборе значений f_x , f_y , f_x' и f_y' , соответствующих начальному моменту. Однако учитывая, что данная задача является периодической, т. е. внешние условия нагружения повторяются с периодом 720° (2 оборота) для четырехтактных двигателей или с периодом 360° (1 оборот) для двухтактных двигателей, то неточно или даже неверно заданные начальные условия в процессе расчета корректируются, и в итоге достигается правильное решение. Критерием сходимости решения является совпадение отклонений в начале расчета цикла и после окончания расчета. Проще всего начальные условия задавать в виде $f_x = f_y = f_x' = f_y' = 0$ (эти условия приняты на приведенном графике). Результаты расчетов показывают, что хорошее совпадение происходит после второго цикла, причем по запасам прочности первый цикл оказывается наихудшим.

Рассмотрим подробнее приведенную фиг. 4. На этом графике приведены результаты расчета стержня шатуна современного быстроходного автомобильного малолитражного двигателя массового производства. Расчетное число оборотов 6000 в минуту; моменты инерции сечения стержня обычные для двутаврового сечения; в плоскости качания суммарная сила приложена по оси стержня; в плоскости, перпендикулярной плоскости качания, несоосность силы и оси стержня равняется 0,9 мм. Зазор, определяющий момент защемления поршня и стержня, выбран исходя из рабочих чертежей цилиндра и поршня.

Кривая 2, отклонение в плоскости качания, представляет правильную синусоиду. Это означает, что при отсутствии эксцентриситета и при нормальном сечении стержня шатуна продольный изгиб в плоскости качания почти не проявляется, изгиб стержня в этой плоскости происходит только под действием поперечной силы инерции при качании шатуна.

Кривая 3, отклонение в плоскости, перпендикулярной плоскости качания, имеет более сложный характер. На первом участке видна четко выраженная затухающая синусоида в зоне отрицательных отклонений. Затухание колебаний, которое видно и на других участках, есть результат влияния гистерезиса; величина его определяется коэффициентом ξ . Период этой синусоиды определяет частоту собственных колебаний стержня при одном защемленном конце. Отклонение в зону отрицательных смещений происходит под влиянием растягивающей силы, действующей в в. м. т. Отклонение на этом участке в некоторых точках достигает предела защемления по общему зазору. В этих точках возникает работа трения, зафиксированная на кривой 4 на участках возрастания.

На втором участке, в середине хода поршня, происходит смена направления действия суммарной силы. Одновременно происходит изменение направления отклонения, причем и в этом случае достигаются предельные по защемлению величины. Процесс изменения отклонения их в этом случае также имеет периодический затухающий характер, однако частота собственных колебаний их значительно выше, так как защемлены оба конца стержня. Работа трения на этом участке медленно растет. На кривой 4 этот рост не всегда виден, так как приращения на отдельных точках оказываются меньше разрешающей способности механизма построения графика. Когда сумма приращений работы трения оказывается достаточной, происходит небольшой скачок.

На третьем участке, после прохождения поршнем н. м. т., происходит очередная смена направления действия суммарной силы, что приводит к соответствующему изменению направления отклонения. На этом участке предел по защемлению не достигается, т. е. стержень остается с одной стороны свободным.

На четвертом участке давление сгорания резко возвращает стержень шатуна в зону положительных отклонений. Величина продольной сжимающей силы при этом настолько велика, что возникают высокочастотные колебания достаточно большой амплитуды дважды защемленного стержня. Работа трения на этом участке быстро нарастает.

И, наконец, на пятом участке при очередной смене направления действия силы происходит изменение направления смещения, и к начальной точке расчета получают новые начальные условия. При втором цикле расчета, который не приводится, получается аналогичная картина, отличающаяся только начальным участком. Конечная точка расчета второго цикла практически совпадает с начальной точкой этого цикла.

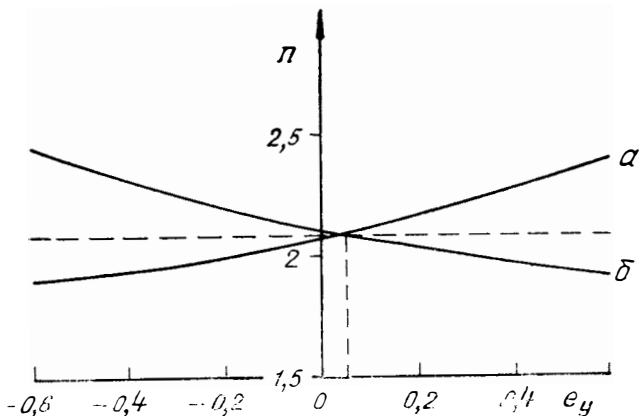
Программа предусматривает также возможность построения графиков напряжений в точках, указанных на фиг. 1,в. Эти графики могут быть полезными при сравнении с экспериментальным тензометрированием.

Описанная выше диаграмма является только примером возможного поведения стержня шатуна. При другом сочетании нагрузки,

конструктивных размеров и эксцентриситетов картина колебаний существенно меняется. Поэтому для суммарной оценки влияния колебаний стержня удобнее использовать изменение запасов прочности и работы трения.

Влияние несоосности приложения силы

На фиг. 5 показано изменение запасов прочности при наличии эксцентриситета только в плоскости качания шатуна. Из этой фигуры видно, что напряжения на противоположных полках стержня без эксцентриситета неодинаковы. Это происходит из-за совместного действия различных сил: продольной силы сжатия и поперечной силы инерции. Некоторый эксцентриситет (величина которого зависит от размеров шатуна и режима работы), направленный против вращения коленчатого вала, приводит к выравниванию прочности полок стержня. Изменение запаса прочности происходит по линейному закону с интенсивностью 0,5 единицы на 1 мм эксцентриситета.



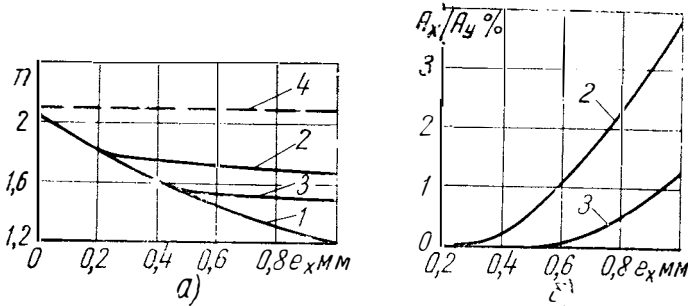
Фиг. 5. Изменение запаса прочности при эксцентриситете в плоскости качания:

a — для точек сечения 1 и 3, *б* — для точек сечения 2 и 1 (см. фиг. 1, в)

На фиг. 6,а показано изменение запасов прочности в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна. Как видно из фигуры, график состоит из трех линий. Линия 1 показывает изменение запаса прочности при отсутствии защемления конца стержня со стороны поршня. Интенсивность снижения запаса прочности на этом участке составляет в среднем 1,2 единицы на 1 мм. Однако в точке защемления характер кривой резко изменяется (см. линии 2 или 3). Защемление происходит тем позже, чем больше диаметральный зазор в паре цилиндр — поршень. Интенсивность изменения запаса прочности на этих участках составляет 0,07 единицы

на 1 мм, т. е. практически не изменяется.

Работа трения, которая появляется при заземлении, показана на фиг. 6,б в виде отношения $\frac{A_x}{A_y}$. Характер протекания кривых виден на фигуре. Работа трения появляется в момент заземления.



Фиг. 6. Изменение запаса прочности и работы трения при эксцентриситете в плоскости, перпендикулярной плоскости качания; изменение запасов прочности (а), изменение работы трения (б):

1 — при отсутствии заземления в верхней головке. 2 — при диаметральном зазоре между поршнем и цилиндром, $d=0.082$ мм, 3 — при $d=0.164$ мм. 4 — при $d=0$

С увеличением эксцентриситета она довольно быстро растет. В зависимости от величины эксцентриситета и величины зазора доля работы трения в плоскости заземления может достигнуть 4—5% от работы трения в плоскости качания. Существенное влияние на работу трения оказывает зазор. С его уменьшением работа трения возрастает.

Выводы

1. С помощью данной методики и по программе, составленной на ее основе для ЭЦВМ «Минск-22», возможно исследование влияния на прочность стержня шатуна следующих факторов:

а) несоосного нагружения стержня газовыми и инерционными силами;

б) зазора в паре цилиндр — поршень;

в) характера нагружения и числа оборотов;

г) поперечной жесткости стержня.

2. Одновременно с прочностью исследуется влияние этих факторов на работу трения в плоскости, перпендикулярной плоскости качания.

3. Параметрический анализ влияния перечисленных выше факторов для каждого конкретного случая дает возможность выбора:

а) оптимальных параметров сечения стержня или

б) допустимых технологических отклонений при изготовлении.

4. Программа расчета предусматривает построение графиков отклонения середины стержня или напряжений в четырех точках среднего сечения. Эти графики строятся непосредственно в процессе расчета с помощью ЭЦВМ. Они могут использоваться для сравнения с результатами экспериментального тензометрирования. Машинное время расчета для одного цикла 720° около 10 мин.

5. Результаты конкретного исследования, выполненные методом численного интегрирования уравнений (26) — (30), а также подсчета запаса прочности по уравнению (36), показали, что ось в середине стержня совершает сложные колебательные движения относительно своего нейтрального положения. При отсутствии заземления и при наличии эксцентриситета происходит заметная потеря запаса прочности на 1—1,2 единицы на 1 мм эксцентриситета.

Заземление стержня в поршневой головке предотвращает снижение прочности, но приводит к появлению дополнительной работы трения, которая зависит от величины зазора и может достигнуть 4—5% от работы трения в плоскости качания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев М. М. Сопротивление материалов. М., «Наука», 1965.
 2. Попык К. Г. Конструирование и расчет автотракторных двигателей. М., «Высшая школа», 1968.
-

*Инж. Б. Р. Ибрагимов, канд-ты техн. наук Б. А. Киселев,
М. С. Левит и М. А. Андронов*

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЯМЗ

Вопрос о взаимосвязи газораспределения с процессами газообмена, режимом работы и конструктивными схемами впускного и выпускного трубопроводов до настоящего времени исследован недостаточно. Не умаляя требований к фазам газораспределения со стороны рабочего процесса, в статье приводятся результаты расчетно-экспериментального исследования влияния фаз на процессы газообмена четырехтактных двигателей ЯМЗ.

Расчетное исследование с помощью ЭЦВМ «Минск-22» проведено в ВЦ НАМИ, экспериментальное — в лаборатории рабочего процесса и топливоподающей аппаратуры ЯМЗ. Сопоставление результатов расчетных и экспериментальных работ показывает практическую возможность расчетного исследования влияния фаз газораспределения на процессы газообмена с учетом неустановившихся потоков во впускном и выпускном трубопроводах двигателя.

1. Расчетное исследование фаз газораспределения

Расчетное исследование проводится на основе математического моделирования процессов выпуска и впуска, а оценка и выбор фаз — по расчетным значениям коэффициента наполнения, коэффициента остаточных газов, среднего давления насосных потерь и условного среднего индикаторного давления конца расширения (при изменении фазы начала выпуска)

$$p_{\text{расш}} = \frac{1}{V_h} \int_{V_{100^\circ}}^{V_{180^\circ}} (P_{\text{ц}} - P_0) dV,$$

где V_h, V — соответственно рабочий объем и текущее значение объема цилиндра;
 $P_{ц}, P_0$ — соответственно давления газов в цилиндре и воздуха в окружающей среде.

Нижний предел интеграла определяется по варианту кулачка с максимальным значением угла предварения выпуска. В рассматриваемом расчетном исследовании максимальное значение фазы предварения выпуска $\varphi_{н.вып} = 80^\circ$ поворота коленчатого вала (п. к. в.) до н. м. т.

Главными факторами в приводимой ниже оценке исследуемых фаз являются изменения среднего эффективного давления Δp_e по скоростной характеристике при полной подаче топлива. Изменения исследуемой фазы φ по сравнению с серийной $\bar{\varphi}$ обуславливают соответствующие изменения коэффициента наполнения $\Delta \eta_v = \eta_v - \bar{\eta}_v$, среднего давления насосных потерь $\Delta p_{н.п} = p_{н.п} - \bar{p}_{н.п}$ и условного среднего индикаторного давления конца расширения

$$\Delta p_{расш} = p_{расш} - \bar{p}_{расш} = \frac{1}{V_h} \int_{V_{100^\circ}}^{V_{180^\circ}} (p_{ц} - \bar{p}_{ц}) dV.$$

Отсутствие или наличие черточки над $\eta_v, p_{н.п}, p_{расш}$ и др. указывает на то, что значения этих параметров берутся соответственно для исследуемого или серийного значений рассматриваемой фазы газораспределения.

При условии постоянства состава заряда (коэффициент избытка воздуха $\alpha = \text{const}$) и механических потерь в двигателе указанное выше изменение среднего эффективного давления определяется выражением:

$$\Delta p_e = p_e - \bar{p}_e = A \Delta \eta_v + \Delta p_{расш} + \Delta p_{н.п},$$

где $A = 0,0427 \gamma_0 \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha}$;

A — постоянный для каждого расчетного режима коэффициент (для двигателей ЯМЗ значения этого коэффициента изменяются по скоростной характеристике при полной нагрузке в пределах $10,5-11 \text{ кг/см}^2$);

γ_0 — удельный вес воздуха в окружающей атмосфере, кг/м^3 ;

H_u — низшая теплотворная способность топлива, ккал/кг ;

l_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг возд./кг топл. ;

η_i — индикаторный к. п. д.

Оптимальное значение исследуемой фазы газораспределения будет соответствовать такому значению, при котором получается (на режимах полной нагрузки) максимальный прирост среднего эффективного давления.

Достоверность результатов указанного метода оптимизации фаз зависит от совершенства математической модели процессов в системе газообмена, а также от того, как сильно изменяются в исследуемом двигателе значения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ на расчетных режимах при одинаковых значениях α , но разных η_v .

Математическая модель описывает процессы газообмена в квазистационарной постановке. Выпуск из цилиндра отработавших газов и наполнение его воздухом рассматриваются с учетом параметров газораспределения, изменения рабочего объема цилиндра и эффективных проходных сечений клапанов в периоды газообмена, прямых и обратных направлений газозвудушных потоков в клапанах, теплообмена газов в цилиндре, скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя и др. [2]. Неустановившийся воздушный поток во впускной системе рассматривается в одномерной нелинейной постановке [2]. Это позволяет исследовать влияние фаз впуска с учетом не только режимных факторов, но и колебаний давления во впускном тракте двигателя.

Расчетное исследование фаз газораспределения проводится в два этапа. Сначала рассматривается влияние фаз на показатели газообмена при изменении режима (числа оборотов и нагрузки) для случая постоянных параметров потока во впускном и выпускном трубопроводах (с учетом потерь давления). На втором этапе, помимо режимных факторов, учитывается влияние на процесс наполнения неустановившегося воздушного потока во впускной системе, состоящей из индивидуальных трубопроводов и впускных трубопроводов, объединяющих по три цилиндра с равномерным чередованием рабочих ходов. При этом эксперименты [4] и расчеты [3] показывают, что колебания давления в выпускном трубопроводе мало влияют на процесс наполнения четырехтактных двигателей ЯМЗ.

Ниже приводятся результаты расчетного исследования шести вариантов профилей кулачков, которые обеспечивают замкнутость кинематической цепи механизма газораспределения при числе оборотов коленчатого вала до 2600 в минуту и наибольшие (по условию изготовляемости профиля) угол-сечения клапанов [1]. Максимальные величины подъема клапанов сохранены теми же, что при серийных кулачках. Возрастание порядкового номера варианта профиля кулачка соответствует увеличению на 8° п. к. в. продолжительности открытия клапана от 240° (вариант № 1) до 280° п. к. в. (вариант № 6). Кулачок варианта № 3 по своим параметрам соответствует рабочему кулачку двигателей ЯМЗ. В двигателях ЯМЗ продолжительность открытия клапанов равняется 256° п. к. в., начало выпуска 56° до н. м. т., конец выпуска 20° после в. м. т., начало впуска 20° до в. м. т., конец впуска 56° после н. м. т. По результатам статической продувки головки цилиндров двигателя ЯМЗ-238 эффективные угол-сечения для впускного и выпускного клапанов при кулачке № 3 равняются соответственно $0,185 \text{ м}^2 \cdot \text{град}$ и $0,136 \text{ м}^2 \cdot \text{град}$. Угол-сечение при других кулачках

изменяется примерно пропорционально продолжительности открытия клапанов, и по отношению к указанным выше значениям кулачок № 1 обеспечивает угол-сечения меньше на 10%, кулачок № 6 — большие на 16%. При этом эффективные угол-сечения предварения и запаздывания выпуска и впуска изменяются намного значительнее.

2. Экспериментальное исследование фаз газораспределения

Экспериментальное исследование влияния фаз газораспределения на показатели газообмена, мощность и топливную экономичность выполнено на двигателе ЯМЗ-238 (№ 10135). Основная цель этого исследования состояла в уточнении требований к фазам конца впуска и начала выпуска для семейства двигателей ЯМЗ. Испытания проводились по скоростной и нагрузочным характеристикам при $n=900, 1300, 1700, 2100$ и 2300 об/мин. Помимо обычных, предусмотренных по ГОСТ 14846—69 измерений, проводилось индицирование диаграмм насосных ходов, а также осциллографирование колебаний давления воздушного потока во впускном трубопроводе.

Таблица 1
Экспериментальные варианты фаз газораспределения, град

Номер распределительного вала	Начало впуска до в. м. т.	Конец впуска после н. м. т.	Начало выпуска до н. м. т.	Конец выпуска после в. м. т.
1 (серийный)	20	56	56	20
2	20	46	56	20
3	20	40	56	20
4	20	36	56	20
5	20	26	56	20
6	20	46	46	20
7	20	46	60	20
8	20	46	66	20
9	20	46	76	20
10	20	46	96	20
11	20	36	66	20
12	20	56	66	20
13	20	56	76	20
14	20	66	66	20
15	20	66	76	20

В табл. 1 представлены параметры испытанных 15 вариантов кулачков: первые пять из них (включая серийный) отличаются только фазой конца впуска; варианты № 2, 6 и 10 отличаются фазой начала выпуска при выбранном значении фазы конца впуска; остальные пять вариантов характеризуются одновременным изменением обеих исследованных фаз.

Для сокращения объема и большей наглядности графического материала в ряде случаев результаты расчетов и экспериментов приводятся только для режима номинальной мощности ($n = 2100$ об/мин, $p_e = 6,93$ кг/см²).

3. Влияние фаз газораспределения на показатели газообмена при постоянных давлениях во впускном и выпускном трубопроводах

Расчетное исследование фаз газораспределения без учета влияния неустановившихся газовых потоков в трубопроводах основывается на результатах расчета газообмена 23 вариантов фаз (табл. 2). Для используемых шести вариантов профилей кулачков последовательно изменились (при остальных серийных фазах):

- а) момент начала открытия выпускного клапана (варианты № 1—6, табл. 2).
- б) момент закрытия выпускного клапана (варианты № 7, 3, 8, 9);
- в) момент закрытия впускного клапана (варианты № 10, 11, 3, 12, 13);
- г) момент начала открытия впускного клапана (варианты № 14, 15, 3, 16—18).

Таблица 2

Расчетные варианты фаз газораспределения, град

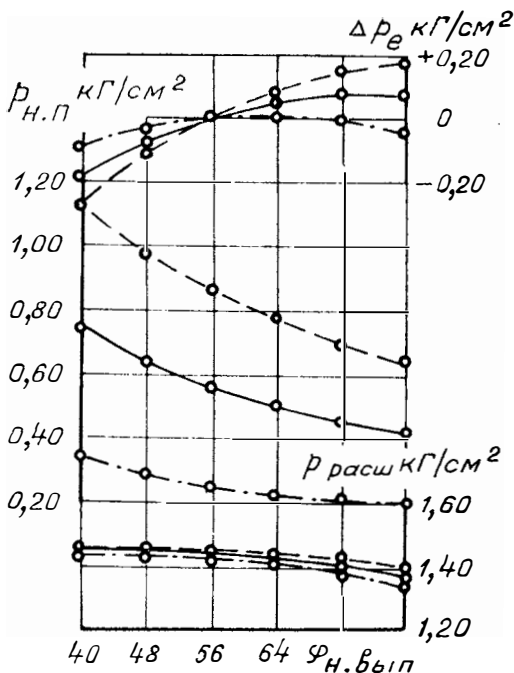
Номер распределительно-го вала	Номер профиля кулачка выпускного /впускного	Начало выпуска до н. м. т.	Конец выпуска после в. м. т.	Начало выпуска до в. м. т.	Конец выпуска после н. м. т.
1	1/3	40	20	20	56
2	2/3	48	20	20	56
3	3/3	56	20	20	56
4	4/3	64	20	20	56
5	5/3	72	20	20	56
6	6/3	80	20	20	56
7	1/3	56	4	20	56
8	4/3	56	28	20	56
9	6/3	56	44	20	56
10	3/1	56	20	20	40
11	3/2	56	20	20	48
12	3/4	56	20	20	64
13	3/6	56	20	20	80
14	3/1	56	20	4	56
15	3/2	56	20	12	56
16	3/4	56	20	28	56
17	3/5	56	20	36	56
18	3/6	56	20	44	56
19	3/1	56	20	8	52
20	3/1	56	20	12	48
21	3/1	56	20	28	32
22	3/2	56	20	28	40
23	6/2	70	30	24	44

Помимо указанных расчетов, для кулачков № 1 и 2 было проведено исследование влияния на показатели газообмена одновременного изменения начала и конца впуска (варианты № 14, 19, 20, 10, 21, 15, 11, 22).

С увеличением продолжительности выпуска от 240 до 280° п. к. в. за счет изменения начала открытия выпускного клапана от 40 до 80° до н. м. т. суммарный эффективный угол-сечение увеличивается в 1,25 раза, а угол-сечение предварения выпуска — в 8,4 раза. Соответственно уменьшается давление газов в цилиндре в период предварения выпуска и повышается интенсивность опорожнения цилиндра от отработавших газов. Эти изменения тем резче, чем ниже число оборотов коленчатого вала. Так, давление и относительное количество оставшихся в цилиндре газов к моменту прихода поршня в н. м. т. уменьшаются при этом при 1300 об/мин на 1,59 кг/см² и 37,7%, при 2100 об/мин — на 1,18 кг/см² и 26,4% и при 2600 об/мин — на 1,01 кг/см² и 22,6%.

Несмотря на значительные изменения давления и количества газов в цилиндре, в период предварения выпуска изменения относительного среднего давления конца расширения $\Delta p_{расш}$ в зависимости от $\varphi_{н.вып}$ малы и составляют 0,102; 0,067 и 0,055 кг/см² при 1300, 2100, 2600 об/мин (фиг. 1).

Свободный выпуск при работе двигателей ЯМЗ по скоростной характеристике при $n \geq 1300$ об/мин протекает в надкритической области, поэтому отмеченный характер изменения и абсолютные значения рассмотренных параметров не зависят от колебания давления в выпускной системе. Этим, в частности, объясняется хорошее соответствие результатов расчетов и обработки с помощью ЭЦВМ экспериментальных диаграмм насосных ходов при различ-



Фиг. 1. Зависимость расчетных показателей газообмена от фазы начала выпуска (в градусах п. к. в. до н. м. т.). Фазы конца выпуска, начала и конца впуска серийные. Нагрузка полная.

--- 1300, — 2100, - - - 2600 об/мин

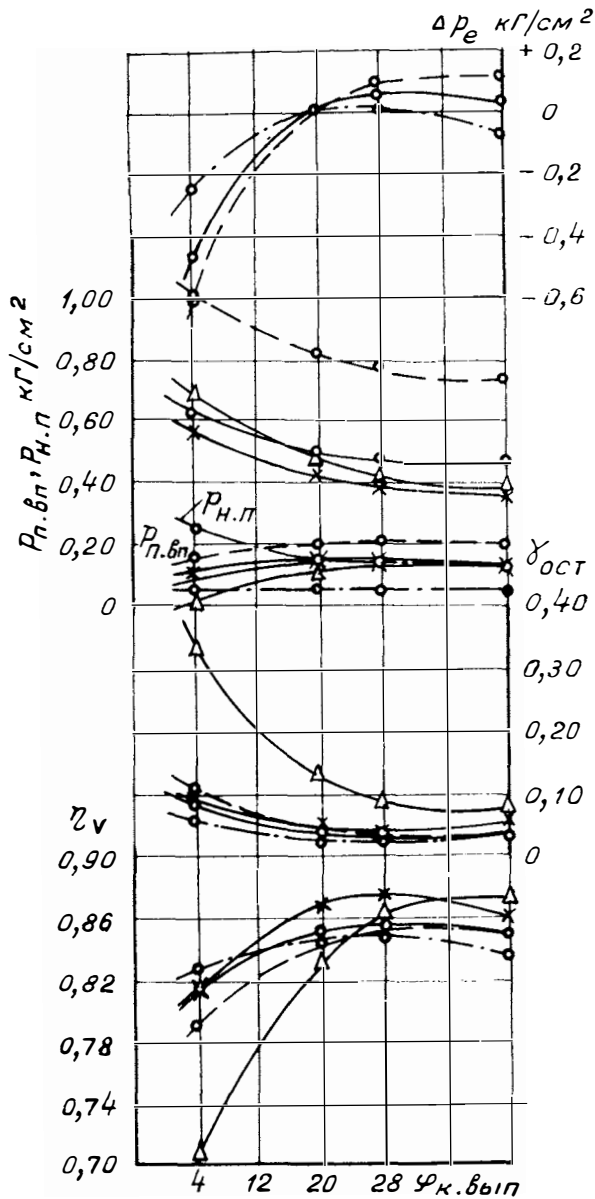
ных $\varphi_{н.вып}$ по количеству газов в цилиндре при нахождении поршня в н. м. т.

Принудительный выпуск протекает в подкритической области. В связи с этим полученные расчетные значения среднего давления потерь выпуска и, как следствие, суммарных насосных потерь, коэффициентов остаточных газов и наполнения справедливы, строго говоря, только для двигателей с постоянным давлением p_p в выпускной системе. С уменьшением давления и количества газов в цилиндре к началу принудительного выпуска при расширении фазы начала выпуска насосные потери уменьшаются, и тем резче, чем выше число оборотов (см. фиг. 1). К концу принудительного выпуска давления газов в цилиндре при различных $\varphi_{н.вып}$ выравниваются, и поэтому коэффициенты остаточных газов и наполнения и потери выпуска практически не изменяются в зависимости от фазы начала выпуска. Максимальные отличия в значениях коэффициента наполнения, например, составляют 0,006; 0,06 и 0,17 % соответственно по 1300, 2100 и 2600 об/мин.

Изменение среднего эффективного давления в зависимости от фазы начала выпуска при 1300, 2100 и 2600 об/мин представлено на фиг. 1, откуда следует, что существующее предварение выпуска близко к оптимальному значению при низких числах оборотов и мало при высоких числах оборотов. Для номинального числа оборотов за счет увеличения $\varphi_{н.вып}$ до 70—75° до н. м. т. среднее эффективное давление и мощность могут быть увеличены примерно на 1%. Максимальный прирост p_e за счет $\varphi_{н.вып}$ при 2600 об/мин достигает 0,17 кг/см², т. е. составляет уже порядка 2,5%.

Фаза конца выпуска изменялась от 4 до 44° п. к. в. после в. м. т. Характер и степень ее влияния на показатели газообмена (среднее эффективное давление) определяются количеством и давлением газов в цилиндре к концу периода выпуска.

Двигатели ЯМЗ характеризуются относительно высоким поджатием газов в цилиндре при подходе поршня к в. м. т. Для режима номинальной мощности, например, эти давления составляют 1,9—1,5 ата. Они возрастают при повышении числа оборотов и уменьшении нагрузки. В результате практически на всех рабочих режимах двигателей ЯМЗ без наддува продувка камеры сгорания свежим воздухом отсутствует. Более того, в период начала выпуска имеет место заброс отработавших газов во впускную систему, вызывающий увеличение коэффициента остаточных газов, запаздывание момента начала поступления в цилиндр свежего воздуха и, как следствие, уменьшение коэффициента наполнения. Расчеты показывают, что с уменьшением фазы конца выпуска по сравнению с существующей в двигателях ЯМЗ значительно растет уровень давления газов в цилиндре к концу выпуска. В результате этого, как видно из фиг. 2, увеличиваются среднее давление насосных потерь и коэффициент остаточных газов и уменьшается коэффициент наполнения. С увеличением $\varphi_{к.вып}$ больше 20° п. к. в. после в. м. т.



Фиг. 2. Зависимость расчетных показателей газообмена от фазы конца выпуска (в градусах п. к. в. после в. м. т.). Фазы начала выпуска, начала и конца впуска серийные.

—○— полная нагрузка; —×— средняя нагрузка; —△— проворачивание; ···· 1300; — 2100; - - - 2600 об/мин

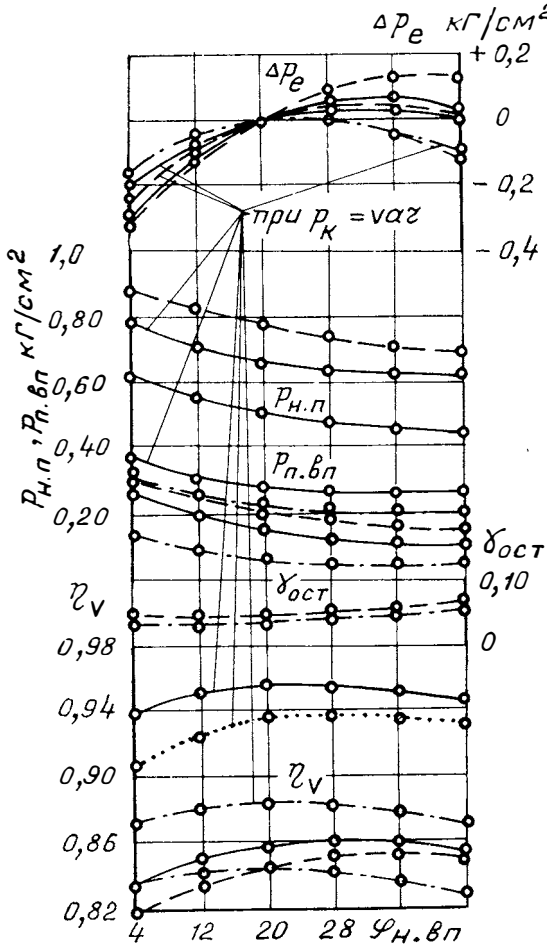
понижение уровня давления газов в цилиндре, особенно на режимах полной нагрузки, невелико, поэтому показатели газообмена изменяются незначительно. По результатам расчетов оптимальное значение фазы конца выпуска при низких числах оборотов ($n \leq \leq 1300$ об/мин) близко к значению $\varphi_{к.вып}$ для серийного варианта, а при 2100—2600 об/мин равняется 30—36° после в. м. т. При этом приращение среднего эффективного давления составляет 0,9—1,5%.

Увеличение фазы предварения впуска от 4 до 44° п. к. в. до в. м. т. вызывает изменение показателей газообмена. Но эти изменения, особенно на режимах полной нагрузки, относительно невелики (фиг. 3). С расширением $\varphi_{н.вп}$ увеличивается заброс газов из цилиндра во впускную систему и уменьшается поджатие газов в цилиндре при нахождении поршня вблизи в. м. т. Соответственно увеличивается коэффициент остаточных газов на 0,01—0,013 и уменьшается среднее давление насосных потерь на 0,1—0,2 кг/см². Максимумы коэффициента наполнения при низких числах оборотов имеют место при значениях $\varphi_{н.вп}$, близких к существующему значению в двигателях ЯМЗ, а при высоких — при значениях $\varphi_{н.вп} = = 30 \div 36^\circ$ до в. м. т. Кривые $\eta_v = f(\varphi_{н.вп})$ вблизи максимумов протекают весьма полого, и приращение коэффициента наполнения от изменения $\varphi_{н.вп}$ по сравнению с существующим значением при 2100—2600 об/мин составляет всего 0,4—1,0%. Соответственно небольшим (0,064—0,126 кг/см² при 2100—2600 об/мин) является прирост среднего эффективного давления за счет изменения $\varphi_{н.вп}$. Оптимальные значения фазы начала впуска по результатам расчетов при $p_k = \text{const}$ составляют 22, 32 и 40° до в. м. т. соответственно при 1300, 2100, 2600 об/мин.

Увеличение фазы закрытия впускного клапана от 40 до 80° п. к. в. после н. м. т. приводит при всех нагрузках и числах оборотов до 2100 об/мин к непрерывному уменьшению коэффициента наполнения (фиг. 4). Это уменьшение η_v при полной нагрузке и $n = 1300$ об/мин составляет 9,4%, а при 2100 об/мин — 7,6%. На остальные показатели газообмена изменение в рассмотренных пределах фазы конца впуска практически не сказывается. Оптимальные значения при 2300 и 2600 об/мин равняются соответственно 44 и 52° после н. м. т.

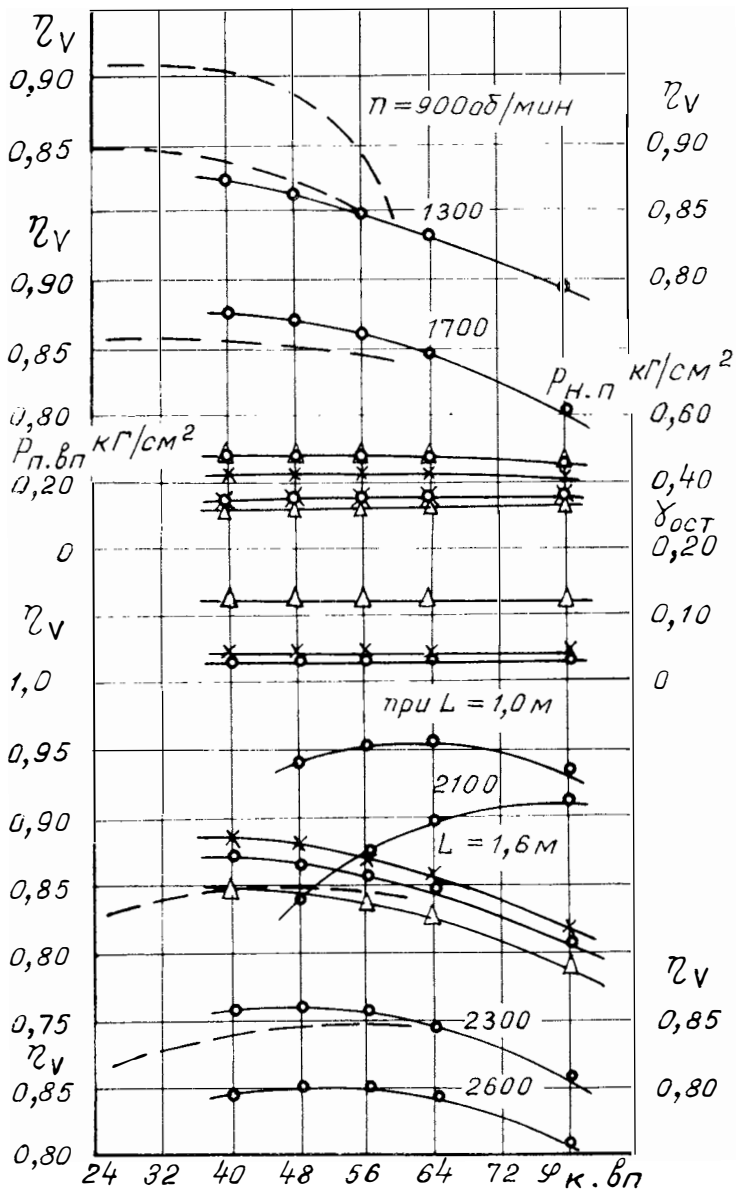
Отмеченное выше уменьшение коэффициента наполнения при $n < 2100$ об/мин в результате увеличения $\varphi_{к.вп}$ от 40 до 80° после н. м. т. обуславливается тем, что при малом изменении или постоянном давлении воздушного потока во впускном трубопроводе в конце впуска (при движении поршня от н. м. т.) имеет место не дозарядка, а выброс части свежего заряда из цилиндра обратно во впускную систему. Поэтому коэффициент наполнения (при существующих фазах впуска двигателей ЯМЗ) уменьшается по сравнению с $(\eta_v)_{н.м.т.}$ при 2100 об/мин, например, на 2,5—3%.

Колебания давления p_k во впускном трубопроводе изменяют характер влияния фазы конца впуска на коэффициент наполнения. Из расчетов следует, что при $p_k = \text{const}$ (при 2100 об/мин на режиме прокручивания) коэффициент наполнения ниже $(\gamma_{lv})_{н.м.т}$ на 2,5%, а с учетом колебаний давления в трубопроводе длиной 1,4 м



Фиг. 3. Зависимость расчетных показателей газообмена от фазы начала впуска (в градусах п. к. в. до в. м. т.). Фазы конца впуска, начала и конца выпуска серийные. Нагрузка полная.
 - - - 1300; — 2100; . . . 2300; - - - 2600 об/мин

и диаметром 54 мм коэффициент наполнения оказывается большим $(\gamma_{lv})_{н.м.т}$ на 7,5% (кулачок № 3). Отмеченное указывает, что выбор фазы конца впуска по результатам расчетов при $p_k = \text{const}$



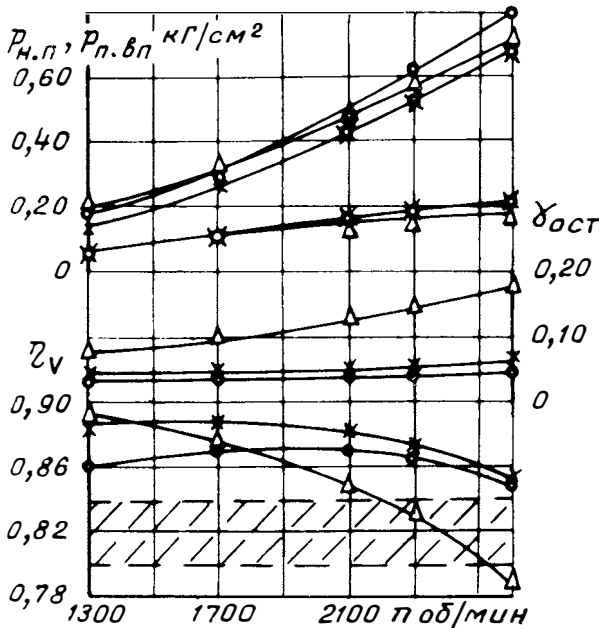
Фиг. 4. Зависимость показателей газообмена от фазы конца впуска (в градусах п. к. в. после н. м. т.). Фазы начала впуска, начала и конца выпуска серийные.

—○— полная нагрузка, —×— средняя нагрузка, —△— проворачивание,
 — расчет, - - - эксперимент

справедлив лишь для коротких впускных трубопроводов большого диаметра и низких чисел оборотов, когда колебания давления p_k малы и ими можно пренебречь. В общем случае расчетного определения фазы конца впуска необходимо учитывать колебания давления во впускной системе.

В связи с выявленной целесообразностью (при неиспользовании в двигателях ЯМЗ динамического наддува, т. е. при малых колебаниях p_k) некоторого сокращения продолжительности впуска «узкие» профили № 1 и 2 были обследованы дополнительно при изменении фазы начала впуска от 4 или 12 до 28° п. к. в. до в. м. т. Фаза конца впуска изменялась при этом от 56 до 32° п. к. в. после н. м. т. Наличие (при $p_k = \text{const}$) выброса из цилиндра части свежего заряда в конце впуска сказалось и здесь на характере изменения показателей газообмена в зависимости от $\varphi_{\text{н.вп}}$. Оптимальные значения фазы конца впуска в рабочем диапазоне чисел оборотов составляют 36 и 40° после н. м. т. соответственно для кулачков № 1 и 2.

Изменение показателей газообмена для фаз, близких к оптимальным (при $p_p = \text{const}$ и $p_k = \text{const}$), можно видеть на фиг. 5.



Фиг. 5. Зависимость расчетных показателей газообмена от числа оборотов коленчатого вала в минуту ($\varphi_{\text{н.вп}} = 70^\circ$ до н. м. т., $\varphi_{\text{к.вп}} = 30^\circ$ после в. м. т., $\varphi_{\text{н.вп}} = 24^\circ$ до в. м. т., $\varphi_{\text{к.вп}} = 44^\circ$ после н. м. т.).
 —○— полная нагрузка; —×— средняя нагрузка; —△— проворачивание

Обращает на себя внимание разный характер влияния нагрузки на коэффициент наполнения при малых и больших числах оборотов. При низких числах оборотов γ_{lv} уменьшается с повышением нагрузки и, напротив, увеличивается при высоких числах оборотов. В первом случае это объясняется малым изменением давления газов в цилиндре к концу выпуска и большим влиянием на γ_{lv} теплообмена газов со стенками цилиндра в период впуска. Во втором случае (при больших числах оборотов) больше сказывается уменьшение давления газов в цилиндре к концу выпуска при повышении нагрузки, чем уменьшение плотности свежего заряда за счет повышения его температуры в результате теплообмена с более горячими теплопередающими поверхностями рабочего объема цилиндра. Полученные расчетные значения γ_{lv} по скоростной характеристике при полной нагрузке на 1,5—4% превышают соответствующие значения коэффициента наполнения двигателей ЯМЗ, не выходящие за пределы заштрихованной области (см. фиг. 5).

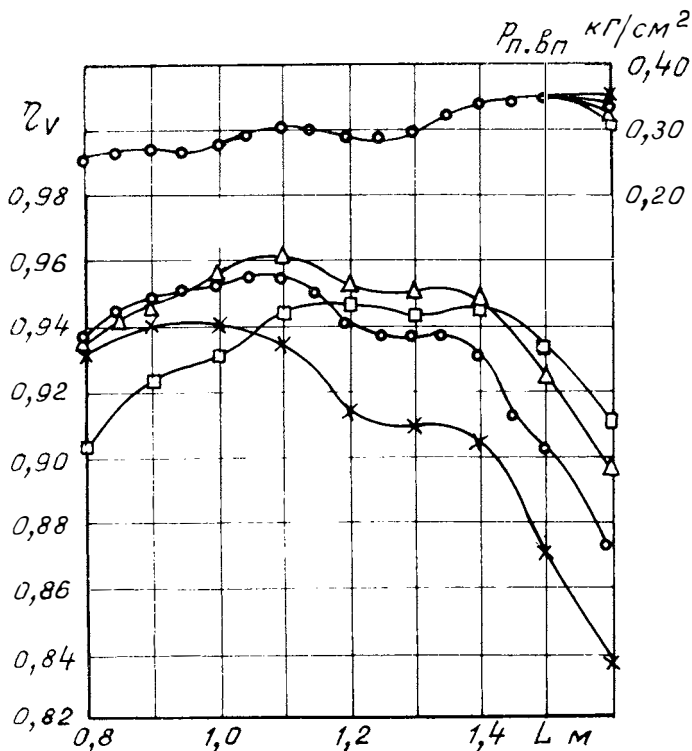
4. Влияние фаз впуска на показатели наполнения с учетом неустановившегося воздушного потока во впускном трубопроводе

Так как расчетом учитывается неустановившееся движение газов только во впускном трубопроводе, ниже рассматривается влияние на показатели наполнения лишь фаз впуска. Колебания во впускной системе рассчитываются для индивидуальных впускных трубопроводов и трубопроводов, объединяющих по три цилиндра с равномерным чередованием рабочих ходов — схемы впускных трактов двигателей с динамическим наддувом, имеющие теоретический и практический интерес.

Влияние на показатели наполнения фазы конца впуска при сохранении серийной фазы начала впуска представлено на фиг. 6. В отличие от расчета при $p_k = \text{const}$ (см. фиг. 4) для режима полной нагрузки при $n=2100$ об/мин колебания давления во впускном трубопроводе существенно изменяют абсолютные значения среднего давления насосных потерь впуска, коэффициента наполнения и характер зависимости γ_{lv} от фазы окончания впуска. При $p_k = \text{const}$ и $n=2100$ об/мин с увеличением $\varphi_{к.вп}$ от 40 до 80° после н. м. т. расчетный коэффициент наполнения непрерывно уменьшается, а с учетом неустановившегося воздушного потока во впускном трубопроводе — увеличивается в диапазоне от 56 до 78° после н. м. т. соответственно при длине трубопровода 0,8 и 1,6 м. Таким образом, изменение коэффициента наполнения и требования к фазе конца впуска зависят от характера колебаний во впускном трубопроводе в период впуска. Последние определяются, в частности, числом оборотов коленчатого вала и параметрами впускного трубопровода. При указанных на фиг. 6 значениях длины впускного трубопровода устанавливаются такие колебания давления p_k , при которых в конце впуска происходит дозарядка цилиндра (фиг. 7).

Поэтому увеличение угла закрытия впускного клапана в этих случаях приводит к повышению коэффициента наполнения.

Влияние фазы конца впуска на коэффициент наполнения и среднее давление потерь впуска в зависимости от числа оборотов

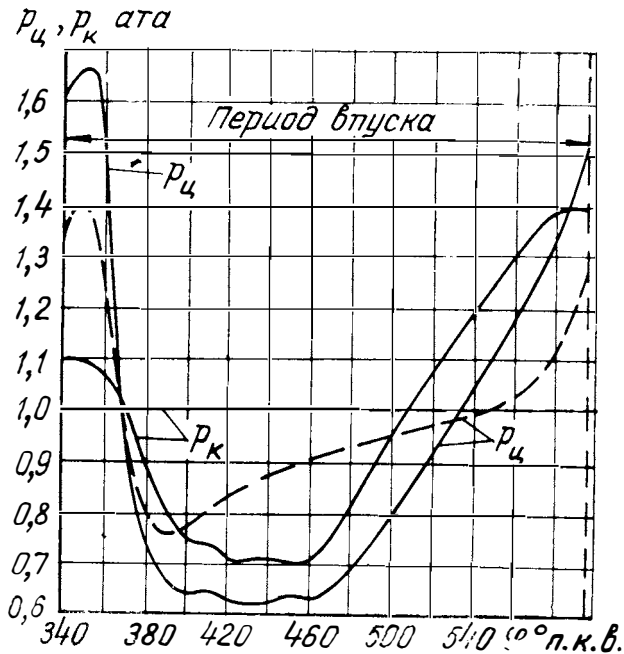


Фиг. 6. Зависимость расчетных показателей наполнения на режиме полной нагрузки при 2100 об/мин от длины впускного трубопровода диаметром 54 мм при различных фазах конца впуска ($\varphi_{н.вп} = 20^\circ$ до в. м. т., $\varphi_{н.вып} = 64^\circ$ до н. м. т., $\varphi_{к.вып} = 20^\circ$ после в. м. т.).

—×—48; —○—56; —△—64; —□—80° после н. м. т.

коленчатого вала двигателя с индивидуальными впускными трубопроводами диаметром 54 мм и длиной 1,0 и 1,4 м представлено на фиг. 8. Эти значения диаметра и длины впускного трубопровода близки к оптимальным для двигателей ЯМЗ без турбонаддува (автомобильной и тракторной модификаций). Расчетные кривые коэффициента наполнения подтверждают известное из практики противоречивое требование к фазе конца впуска автомобильных двигателей, работающих в широком диапазоне чисел оборотов. Для улучшения показателей автомобильного двигателя при низких числах оборотов желательно сужать фазу конца впуска, а при

высоких числах оборотов, напротив, расширять. Только в узкой области чисел оборотов, соответствующих $(\gamma_{IV})_{\max}$, двигатель менее чувствителен к изменению $\varphi_{к.вн}$. Эти области разделяют рабочий диапазон чисел оборотов на две зоны с различным характером влияния фазы конца впуска на коэффициент наполнения двигателя. Значения чисел оборотов, при которых имеет место $(\gamma_{IV})_{\max}$, зависят от конструктивной схемы и параметров впускного тракта. Для рассмотренных случаев они соответствуют 1900 и 1700 об/мин.



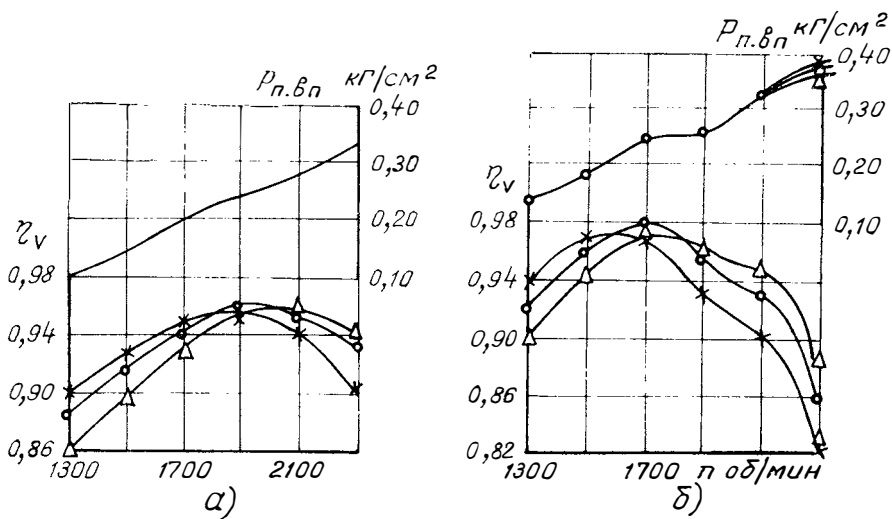
Фиг. 7. Расчетные давления газов в цилиндре $p_{ц}$ и воздуха во впускном трубопроводе в сечении у клапана $p_{к}$ в период впуска на режиме полной нагрузки при 2100 об/мин.

— впускной трубопровод, диаметр 54 мм, длина 1,45 м,
 — при $p_{к} = \text{const}$

Из фиг. 8 видно, что по совокупности значений коэффициента наполнения в области рабочих чисел оборотов для автомобильной и тракторной модификаций двигателей ЯМЗ без турбонаддува при впускной системе с индивидуальными впускными трубопроводами существующая фаза конца впуска $\varphi_{к.вн} = 56^\circ$ после н. м. т. является близкой к оптимальной. Для обеспечения большего запаса крутящего момента и снижения числа оборотов, соответствующего максимальному крутящему моменту, значение угла закрытия впускного клапана можно уменьшить до $50\text{—}48^\circ$ после н. м. т.,

а при форсировании двигателей ЯМЗ по числу оборотов до 2300 об/мин, напротив, следует увеличить $\varphi_{к.вн}$ до 64° после н. м. г.

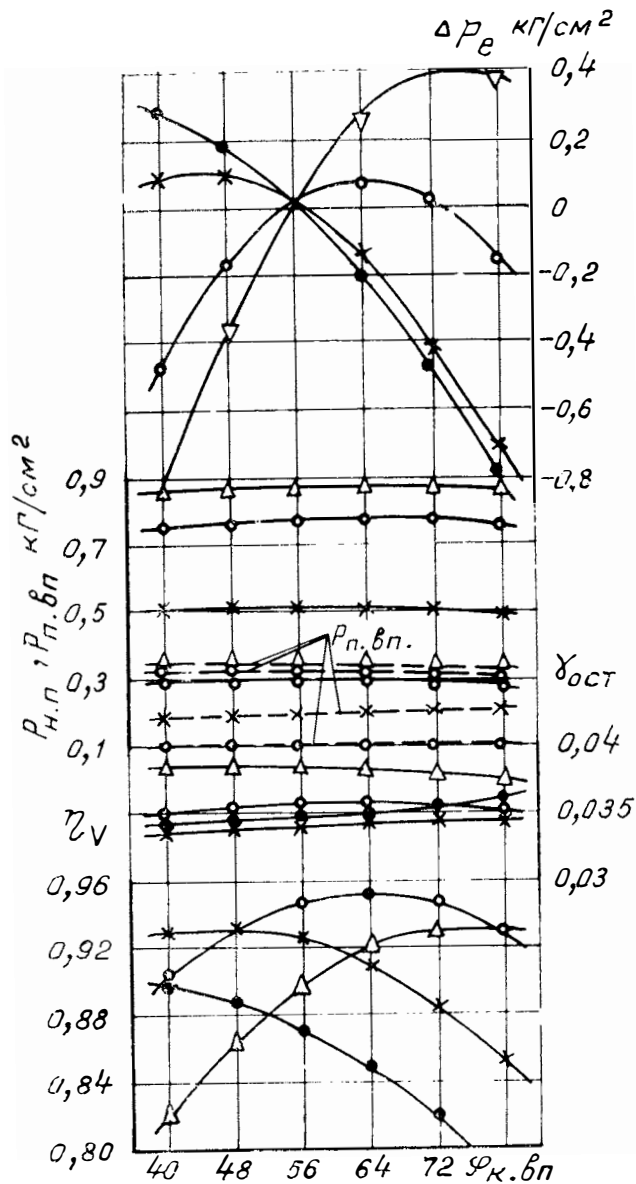
Аналогично изменяются показатели наполнения в зависимости от фазы конца впуска в случае разветвленной впускной системы с трубопроводами, общими на три цилиндра с равномерным чередованием рабочих ходов и размерами, близкими к оптимальным для



Фиг. 8. Изменение расчетных показателей наполнения по скоростной характеристике при различных фазах конца впуска ($\varphi_{н.вп} = 20^\circ$ до в. м. т., $\varphi_{н.вып} = 64^\circ$ до н. м. т., $\varphi_{к.вып} = 20^\circ$ после в. м. т.):

а) впускной трубопровод; диаметр 54 мм, длина 1,0 м; б) впускной трубопровод; диаметр 54 мм; длина 1,4 м. $\varphi_{к.вп}$: \times —48, \circ —56; \triangle —64° после н. м. т.

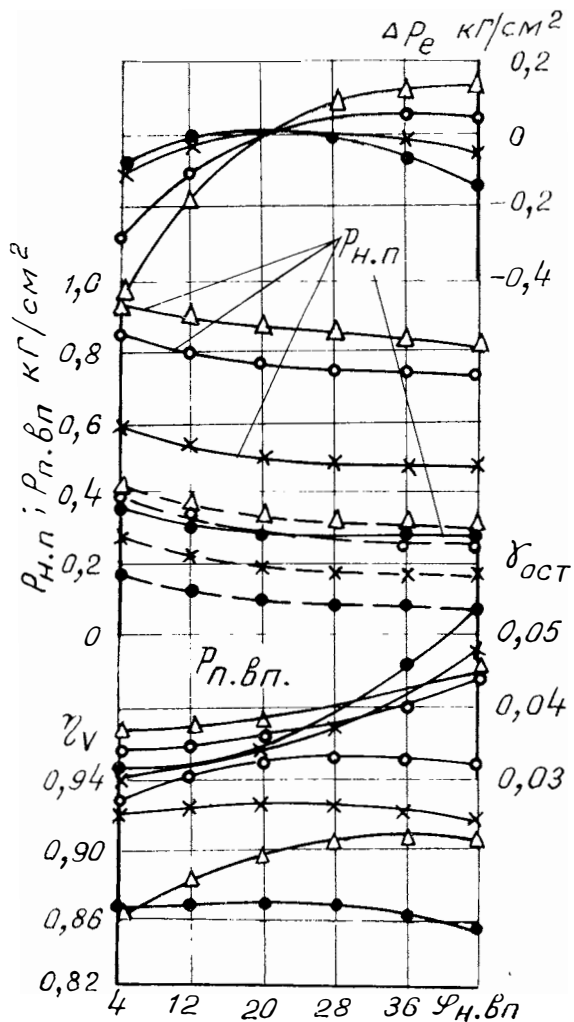
автомобильных модификаций двигателей ЯМЗ: длина общей части трубопровода 0,5 м, диаметр общей части 90 мм, длина участков разветвления 0,4 м, диаметр участков разветвления 57,5 мм (фиг. 9). Насосные потери практически не зависят от $\varphi_{к.вп}$, и поэтому зависимость $\Delta p_e = f(\varphi_{к.вп})$ определяется в основном характером изменения коэффициента наполнения. В рассмотренном диапазоне изменения фазы конца впуска среднее эффективное давление при $n < 2000$ об/мин уменьшается с увеличением $\varphi_{к.вп}$, а при $n = 2100 \div 2300$ об/мин, напротив, увеличивается вплоть до $\varphi_{к.вп} = 64 \div 72^\circ$ после н. м. т. В частности, за счет принятия фазы конца впуска, равной 72° после н. м. т., выигрыш в среднем эффективном давлении при $n = 2300$ об/мин составляет $0,4$ $кг/см^2$, или соответственно порядка 6% p_e . Одновременно приблизительно на те же $0,4$ $кг/см^2$ среднее эффективное давление уменьшится при средних и низких числах оборотов (1700—1300 об/мин). Таким образом, выбор фазы конца впуска в основном определяется тем,



Фиг. 9. Зависимость расчетных показателей газообмена от фазы конца впуска (в градусах п. к. в. после н. м. т.). Фазы начала и конца выпуска и начала впуска серийные. Впускной трубопровод симметричный, разветвленный на три цилиндра с равномерным чередованием рабочих тактов.

—○— 1300, —×— 1700; —○— 2100, —△— 2300 об/мин

что в каждом конкретном случае является наиболее важным: форсирование двигателя по числу оборотов или повышение крутящего момента в области средних чисел оборотов.



Фиг. 10. Зависимость расчетных показателей газообмена от фазы начала впуска (в градусах п. к. в. до в. м. т.). Фазы начала и конца выпуска серийные. Впускной трубопровод симметричный, разветвленный на три цилиндра с равномерным чередованием рабочих ходов.

—Δ— 1300; —x— 1700; —○— 2100; —●— 2300 об/мин

Характер влияния фазы начала впуска на коэффициент наполнения и другие показатели газообмена также зависит от колебаний во впускной системе. Однако, как видно из фиг. 3 и 10, эта зависимость проявляется значительно в меньшей степени, чем при изменении фазы конца впуска. В частности, практически одинаковым оказывается характер зависимостей коэффициентов наполнения и остаточных газов, среднего давления насосных потерь и изменения среднего эффективного давления для всех трех случаев: $p_k = \text{const}$ и $p_k = \text{var}$ (для впускной системы, состоящей из индивидуальных трубопроводов и трубопроводов, разветвленных на три цилиндра). Весьма близкими при этом оказались и оптимальные значения фазы начала впуска (см. фиг. 3, 10), несмотря на различия в абсолютных значениях коэффициента наполнения и среднего давления насосных потерь при $p_k = \text{const}$ и $p_k = \text{var}$. Как и при $p_k = \text{const}$, при учете колебаний во впускной системе приращение среднего эффективного давления за счет оптимизации фазы начала впуска при 2100 об/мин не превышает 1%, а при 2300 об/мин — 2%.

Значения коэффициента наполнения при рассмотренной разветвленной впускной системе достигают 0,93—0,95, что примерно на 3% ниже максимальных значений при индивидуальных впускных трубопроводах.

Таким образом, при правильном выборе схемы и конструктивных параметров впускной системы, а также фаз газораспределения можно получить для двигателей ЯМЗ без турбонаддува увеличение коэффициента наполнения на 10—15% соответственно при высоких и средних числах оборотов и тем самым улучшить их мощностные и экономические показатели.

5. Некоторые результаты экспериментального исследования

Экспериментальное исследование фаз газораспределения позволяет оценить существующие фазы и дает конкретные рекомендации по изменению этих фаз с учетом не только показателей газообмена, но и мощностных и экономических показателей двигателя. Ниже приводятся некоторые результаты этого исследования главным образом в целях сопоставления результатов расчетов и экспериментов.

Как отмечалось выше, на двигателе ЯМЗ-238 были исследованы фазы конца впуска и начала выпуска. Амплитуды колебания давления во впускной системе двигателя ЯМЗ-238 относительно невелики, поэтому с результатами экспериментов можно сравнивать результаты расчетов при условии постоянства параметров во впускной и выпускной системах.

Из фиг. 4 видно совпадение результатов экспериментов и расчетов по абсолютным значениям и характеру изменения коэффициента наполнения в зависимости от фазы конца впуска. Коэффициент наполнения с уменьшением $\varphi_{к.вп}$ (по сравнению с существую-

щим значением) при 2300 об/мин уменьшается и, напротив, увеличивается при низких числах оборотов. Результаты обработки индикаторных диаграмм насосных ходов и осциллограмм давлений во впускном трубопроводе показали, что указанный характер влияния фазы конца впуска на коэффициент наполнения объясняется следующим.

С уменьшением $\varphi_{к.вп}$ сокращается доля свежего заряда, выбрасываемая в конце впуска из цилиндра обратно во впускную систему, и одновременно уменьшается угол-сечение клапана на участке движения поршня к н. м. т. Часть периода впуска, при которой имеет место поступление свежего заряда из цилиндра обратно во впускную систему, тем больше, чем ниже число оборотов коленчатого вала. Так, момент, с которого начинается выброс свежего заряда, при 1300 об/мин соответствует н. м. т., а при 2300 об/мин — 13° после н. м. т.

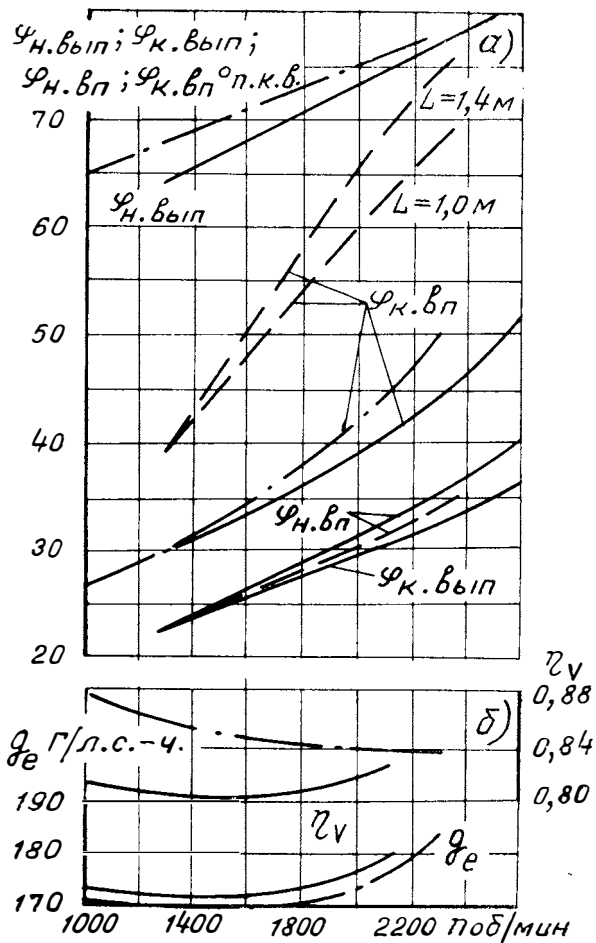
Интенсивность наполнения цилиндров и насосные потери впуска практически не зависят от нагрузки и от фазы конца впуска (в исследованном диапазоне $\varphi_{к.вп}$). Колебания давления во впускной системе смещают максимумы экспериментальных кривых $\eta_w = f(\varphi_{к.вп})$ по сравнению с расчетными в сторону больших углов, а именно, $\varphi_{к.вп} = 26, 44, 50^\circ$ после н. м. т. соответственно при $n = 900, 2100, 2300$ об/мин на режимах полной нагрузки. Экспериментальные значения среднего давления потерь впуска во всем исследованном диапазоне чисел оборотов незначительно превышают расчетные значения (на $0,005\text{—}0,04$ кг/см² соответственно при 1300—2100 об/мин).

Увеличение коэффициента наполнения за счет изменения фазы конца впуска от 56 до $46\text{—}26^\circ$ после н. м. т. обеспечивает улучшение топливной экономичности двигателя на режимах с большими расходами топлива. В частности, по скорости характеристики удельный расход топлива понижается на $5\text{—}2$ г/л. с.-ч. Оптимальным для двигателей автомобильной модификации получается угол $\varphi_{к.вп} = 46^\circ$ после н. м. т., обеспечивающий хорошие показатели при высоких и средних числах оборотов коленчатого вала.

Результаты экспериментальных исследований по выбору угла начала выпуска также в основном совпали с результатами расчетов при постоянных параметрах во впускной и выпускной системах. Минимальные значения удельного расхода топлива для низких чисел оборотов коленчатого вала имеют место при фазах начала выпуска, близких к существующей, а для высоких чисел оборотов — при фазах, превосходящих существующую. Однако степень улучшения удельного расхода топлива при повышении n непрерывно уменьшается, несмотря на то, что при увеличении $\varphi_{н.вып}$ расход воздуха увеличивается на $1\text{—}4\%$ при 1300—2100 об/мин. Анализ диаграмм насосных ходов и высокого давления (в зоне от 100° до н. м. т.) показал взаимосвязь показателей двигателя и изменения показателей работы газов в период свободного выпуска. С увеличением $\varphi_{н.вып}$ уменьшается давление газов в цилиндре в н. м. т. (см. фиг. 10) и, как следствие, насосные потери выпуска и

полезная работа газов в период от $\varphi_{н.вып}$ до н. м. т. Среднее давление потерь впуска при этом практически остается постоянным.

Абсолютные значения и характер изменения насосных потерь совпадают с результатами расчетов при постоянных параметрах во впускной и выпускной системах. Понижение $p_{н.п}$ и $\gamma_{в}$ не проявляется в улучшении мощности и топливной экономичности при



Фиг. 11.

а) результаты расчетного и экспериментального (на двигателе ЯМЗ-238) определения фаз газораспределения: — расчет при $p_p = const$ и $p_k = const$, - - расчет при $p_p = const$ и $p_k = var$, — ○ — эксперимент; б) изменение коэффициента наполнения и удельного расхода топлива двигателя ЯМЗ-238 по скоростной характеристике при серийных и оптимальных фазах начала выпуска и конца впуска: — кулачковый вал серийный № 1, — ○ — то же № 8

слишком больших значениях фазы начала выпуска ($\varphi_{н.вып} \geq 80^\circ$ до н. м. т.). Причиной этому служит значительное (на 5—4 л. с. при 1300—2300 об/мин соответственно) уменьшение полезной работы газов в период от $\varphi_{н.вып}$ до н. м. т. при увеличении $\varphi_{н.вып}$ до 96° до н. м. т.

По совокупности показателей двигателей ЯМЗ тракторной и автомобильной модификаций оптимальные значения фазы начала выпуска составляют 70° до н. м. т. ($\varphi_{н.вып} = 64^\circ$ — 70° до н. м. т. для $n = 1300 \div 1700$ об/мин и $\varphi_{н.вып} = 70^\circ$ — 76° до н. м. т. для $n = 1700 \div 2100$ об/мин).

Рекомендуемые по результатам экспериментов значения фазы начала выпуска представлены на фиг. 11,а, получаемый при этом выигрыш по коэффициенту наполнения и удельному расходу топлива — на фиг. 11,б.

Улучшение расхода топлива по сравнению с g_e двигателя составляет по скоростной характеристике 2—3,5 г/л. с.-ч. или 1—2%. При этом выигрыш по коэффициенту наполнения оказывается большим и при низких числах оборотов составляет 7—5%. Для реализации повышения коэффициента наполнения в области низких чисел оборотов необходимо иметь соответствующие впускной канал и топливоподающую аппаратуру.

Как видно из фиг. 11,а, результаты расчетов при принятии $p_k = \text{const}$ хорошо согласуются с результатами экспериментов на двигателе ЯМЗ-238.

Для двигателей ЯМЗ с «настроенными» впускными системами (двигатели с динамическим наддувом) фаза конца впуска должна быть на 10 — 25° шире, чем требуется при $p_k = \text{const}$, соответственно при 1300—2300 об/мин.

Выводы

1. Выполненное расчетное исследование дает четкое представление о влиянии на показатели наполнения фаз газораспределения и определяет значения фаз, близкие к оптимальным. Соответствие результатов расчетного и экспериментального исследований показывает возможность практического осуществления оптимизации фаз газораспределения на основе математического моделирования газообмена. Надежность и точность результатов расчетного исследования и оптимизации фаз газораспределения зависят от полноты учета в математической модели реальных особенностей газообмена и конструкции систем впуска и выпуска.

2. Из исследований следует целесообразность (при существующих впускных системах дизелей ЯМЗ) расширения продолжительности выпуска на 12 — 20° и сужения впуска на 14 — 8° п. к. в. соответственно для двигателей тракторной и автомобильной модификаций. При форсировании двигателей ЯМЗ по числу оборотов и нагрузке (в результате перехода к впускной системе с индивиду-

альными трубопроводами или разветвленной на три цилиндра с равномерным чередованием рабочих тактов) фазу конца впуска следует расширить до 64° после н. м. т.

3. За счет оптимизации фаз газораспределения двигателей ЯМЗ при отсутствии впускного трубопровода или при постоянных параметрах воздушного потока во впускной системе коэффициент наполнения может быть увеличен по скоростной характеристике на 1,5—4%, а при «настроенной» впускной системе, состоящей из индивидуальных трубопроводов, или разветвленной, объединяющей по три цилиндра с равномерным чередованием рабочих тактов, — на 10—15% соответственно при высоких и средних числах оборотов.

4. Выполненное исследование показывает, что механизм газораспределения по проходным сечениям клапанов и фазам газораспределения не является узким местом при форсировании двигателей ЯМЗ по числу оборотов коленчатого вала до 2500—2600 об/мин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андропова Т. Б., Андронов М. А. Выбор профилей кулачков механизма газораспределения двигателей ЯМЗ для работы на форсированных скоростных режимах. В НТС: «Автомобилестроение», № 3, НИИНавтопром, 1970.

2. Киселев Б. А., Ибрагимов Б. Р. Моделирование на ЭЦВМ процессов наполнения четырехтактных двигателей. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 118. М., 1969.

3. Киселев Б. А., Левит М. С., Ибрагимов Б. Р. Некоторые результаты расчетов с помощью ЭЦВМ процесса газообмена четырехтактных двигателей ЯМЗ. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 118. М., 1969.

4. Левит М. С. Методика и некоторые результаты исследования рабочего цикла автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом и без него при изменении атмосферных условий. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 102. М., 1968.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЬ — ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ РЕГУЛЯТОР ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ С УПРУГИМ ПРИВОДОМ НА ГРУЗЫ

Введение

Настоящая работа была вызвана необходимостью исследовать устойчивость системы регулирования дизель — центробежный регулятор прямого действия с упругим приводом на грузы. Эта система регулирования описывается системой дифференциальных уравнений пятого порядка. Поэтому возникла задача исследования системы дифференциальных уравнений высокого порядка.

Исследованию устойчивости системы регулирования дизелей посвящены работы [1, 4, 5]. Наиболее распространенным методом аналитического исследования устойчивости линейных систем регулирования при этом является алгебраический критерий Гурвица. Основное его преимущество перед другими методами в том, что он указывает на зависимость между параметрами системы или, что то же самое, зависимость между коэффициентами дифференциальных уравнений. Особенным удобством обладает критерий Гурвица для исследования устойчивости систем регулирования третьего порядка, когда он иллюстрируется диаграммой Вышнеградского. Она дает возможность установить области устойчивости и неустойчивости систем регулирования в зависимости от параметров системы. Однако диаграмма Вышнеградского дает наглядные результаты только для системы третьего порядка.

При исследовании же систем регулирования более высокого порядка диаграмма Вышнеградского теряет свою наглядность и простоту.

В работе рассматриваются линейные системы регулирования, описываемые системами дифференциальных уравнений высокого порядка. При этом не ставится задача определить зону устойчи-

где x_1, x_2, \dots, x_n — координаты системы;

$b_{ik}(p)$ — операторы вида:

$$b_{ik}(p) = m_{ik}p^2 + l_{ik}p + c_{ik},$$

здесь m_{ik} — инерционные коэффициенты;

l_{ik} — коэффициенты сопротивления;

c_{ik} — коэффициенты жесткости.

По системе уравнений (1) составляется характеристическое уравнение

$$a_n p^n + \dots + a_5 p^5 + a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0 = 0, \quad (2)$$

где a_i — коэффициенты, содержащие переменные с одинаковыми показателями степени.

В дальнейшем будем изучать устойчивость движения системы регулирования на границе устойчивости, т. е. когда в системе устанавливаются колебания постоянной амплитуды и частоты.

Для определения частоты колебаний в характеристическое уравнение (2) подставим значение

$$p = j\omega, \quad (3)$$

где j — комплексное число;

ω — частота колебаний на границе устойчивости,

и получим уравнение

$$a_n \omega^n + \dots + ja_5 \omega^5 + a_4 \omega^4 - ja_3 \omega^3 - a_2 \omega^2 + ja_1 \omega + a_0 = 0. \quad (4)$$

Решение характеристического уравнения высокого порядка относительно частоты ω затруднительно. Поэтому для определения частоты колебаний используется способ, предложенный в работе [6]. Это уравнение может быть удовлетворено, если вещественная и мнимая составляющие порознь равны нулю. Поэтому уравнение (4) сводится к двум следующим уравнениям:

$$\dots a_4 \omega^4 - a_2 \omega^2 + a_0 = 0; \quad (5)$$

$$\dots a_5 \omega^4 - a_3 \omega^2 + a_1 = 0. \quad (6)$$

Из них может быть определена частота ω и зависимости между коэффициентами $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$, соответствующие границе устойчивости.

Так, для уравнения третьего порядка

$$\omega^2 = \frac{a_1}{a_3} = \frac{a_0}{a_2} \quad (7)$$

и условие устойчивости

$$a_0 a_3 - a_1 a_2 = 0. \quad (8)$$

Для уравнения четвертого порядка

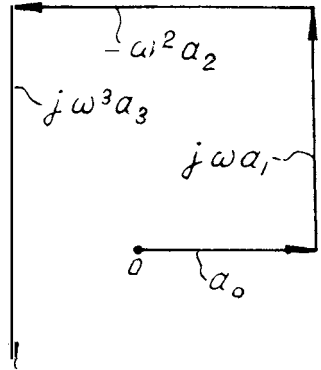
$$\omega^2 = \frac{a_1}{a_3} \quad (9)$$

и условие устойчивости

$$a_4 a_1^2 + a_3^2 a_0 - a_1 a_2 a_3 = 0. \quad (10)$$

Как видно, условия устойчивости (8), (10) представляют собой критерий Гурвица.

По уравнению (4) строим векторную диаграмму. Движение колеблющейся точки может быть представлено с помощью вращающегося вектора [2], когда вектор скорости повернут на 90° против часовой стрелки относительно вектора перемещения. Умножение на множитель $j\omega$ в уравнении (4) означает этот поворот вектора. Направим вектор a_0 по оси абсцисс. Вектор $j\omega a_1$ должен быть повернут на 90° относительно предыдущего вектора и проводится из конца первого вектора. Вектор $\omega^2 a_2$ также должен быть повернут на 90° относительно предыдущего и проведен из конца второго. Таким образом, по уравнению (4) строится векторная диаграмма (фиг. 2).



Фиг. 2. Векторная диаграмма, построенная по характеристическому уравнению

Если векторная диаграмма замкнута, то система регулирования будет находиться на границе устойчивости. Суждение же об устойчивости системы по незамкнутой векторной диаграмме можно сделать по [7]. В дальнейшем на конкретных примерах расчет линейных систем регулирования показывает, что векторная диаграмма является векторной иллюстрацией алгебраического критерия Гурвица. А условия устойчивости по векторной диаграмме на границе устойчивости соответствуют аналитическим условиям (5) и (6).

Результаты расчетов по векторным диаграммам сравниваются с результатами, полученными на вычислительной машине.

2. Дизель без самовыравнивания, холостой ход, регулятор прямого действия с жестким приводом на грузы

Движение двигателя на холостом ходу описывается следующим дифференциальным уравнением [5]:

$$I \frac{d\Omega}{dt} + F_{д.х.х} = \Theta z, \quad (11)$$

где

$$F_{д.х.х} = \frac{dM_T}{d\Omega} - \left(\frac{\partial M_i}{\partial \Omega} \right)_{z_0};$$

$$\Theta = \left(\frac{\partial M}{\partial z} \right)_{\Omega_0}$$

M_r — момент механического трения двигателя;

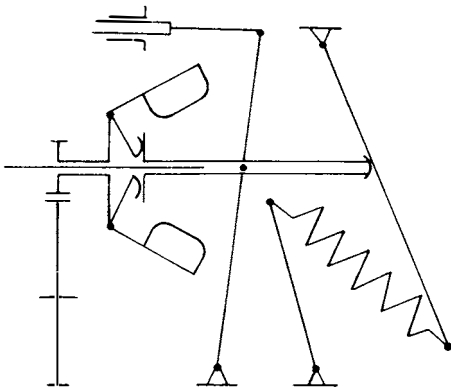
M_i — индикаторный момент двигателя;

$\left(\frac{\partial M_i}{\partial \Omega} \right)_{z_0}$ — частная производная от индикаторного момента по угловой скорости двигателя при неподвижном положении топливной рейки z_0 ;

$\Theta = \left(\frac{\partial M}{\partial z} \right)_{\Omega_0}$ — частная производная от крутящего момента по перемещению рейки при постоянной угловой скорости Ω_0 ;

I — момент инерции вращающихся деталей двигателя и якоря балансирной машины электрической тормозной установки.

Фактор устойчивости двигателя $F_{д.х.х}$ необходимо учитывать при рассмотрении режима холостого хода дизеля. В данном случае



Фиг. 3 Схема центробежного регулятора прямого действия

к маховику дизеля прикреплен якорь балансирной машины с моментом инерции, в десять раз превосходящим момент инерции вращающихся деталей двигателя. В результате время двигателя значительно увеличивается, и, несмотря на то, что дизель на холостом ходу как объект регулирования остается неустойчивым, самовыравнивание его оказывает незначительное влияние на переходный процесс в системе регулирования. Исходя из этого, самовыравнивание принимается равным нулю и дизель описывается интегрирующим звеном.

Схема регулятора прямого действия с жестким приводом на грузы показана на фиг. 3.

Уравнение центробежного регулятора

$$m\ddot{z} + n\dot{z} + \left(\frac{dE}{dz} - k^2\Omega^2 \frac{dA}{dz} \right) z = -2Ak^2\Omega_0\Omega, \quad (12)$$

где m — приведенная к муфте масса движущихся деталей регулятора;

k^2 — квадрат передаточного числа от двигателя к грузам регулятора;

$\frac{dA}{dz}$ — уклон характеристики инерционного коэффициента по ходу муфты;

$\frac{dE}{dz}$ — уклон характеристики пружины регулятора по ходу муфты;

n — коэффициент сопротивления;

A — инерционный коэффициент.

Обозначим для краткости фактор регулятора

$$\frac{dE}{dz} - k^2 \Omega^2 \frac{dA}{dz} = c$$

и

$$2k^2 A \Omega_0 = d.$$

Учитывая все сказанное, систему регулирования дизель — регулятор прямого действия с жестким приводом на грузы на режиме холостого хода можно описать следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + n\dot{z} + cz &= -d\Omega; \\ I\dot{\Omega} &= \Theta z. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

По этим уравнениям составим характеристическое уравнение

$$a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0 = 0, \quad (14)$$

где

$$a_0 = \frac{d}{m} \cdot \frac{\Theta}{I};$$

$$a_1 = \frac{c}{m};$$

$$a_2 = \frac{n}{m};$$

$$a_3 = 1;$$

$\frac{\Theta}{I} = q_A$ — передаточный коэффициент двигателя;

$\frac{d}{m} = q_P$ — передаточный коэффициент регулятора.

По формуле (7) определяем частоту колебаний:

$$\omega^2 = \frac{c}{m}. \quad (15)$$

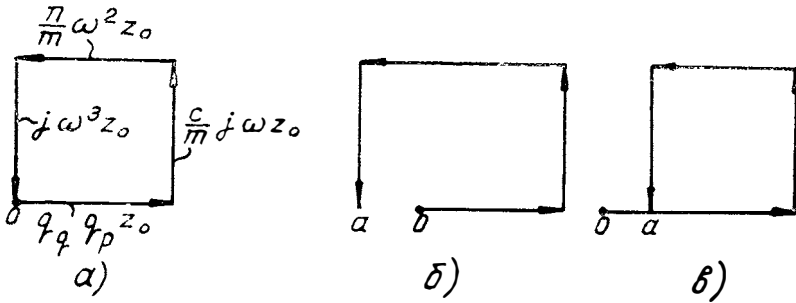
Подставив значение $p = j\omega$ в характеристическое уравнение, получим

$$-j a_3 \omega^3 - \frac{n}{m} \omega^2 + \frac{c}{m} j\omega + q_A q_P = 0. \quad (16)$$

Умножив это уравнение на амплитуду перемещения рейки z_0 , получим уравнение

$$-j a_3 \omega^3 z_0 - \frac{n}{m} \omega^2 z_0 + \frac{c}{m} j\omega z_0 + q_A q_P z_0 = 0. \quad (17)$$

По уравнению (17) построим векторную диаграмму (фиг. 4). Вектор перемещения муфты регулятора $q_d q_p z_0$, характеризующий крутящий момент двигателя, направлен по оси абсцисс. Вектор $\frac{c}{m} j \omega z_0$ характеризует упругую силу регулятора и повернут относительно предыдущего вектора на 90° против часовой стрелки.



Фиг. 4. Векторные диаграммы для системы регулирования дизель — центробежный регулятор прямого действия:

а) для процесса регулирования на границе устойчивости; б) для неустойчивого процесса регулирования; в) для устойчивого процесса регулирования

Вектор $\frac{n}{m} \omega^2 z_0$ характеризует силу трения регулятора и повернут на 90° против часовой стрелки относительно предыдущего вектора.

Вектор $j \omega^3 z_0$ характеризует действие инерционных сил и повернут на 90° против часовой стрелки относительно предыдущего вектора.

Как видно, в векторной диаграмме существуют два взаимно перпендикулярных направления: направление активных и диссипативных сил — ось абсцисс и направление реактивных сил — ось ординат. Силы реактивные — пружины и инерции — равны между собой, противоположно направлены и определяют свободные колебания системы. Активная сила, характеризующая момент двигателя, может рассматриваться как «отрицательное» демпфирование [7]. В том случае, когда сила трения регулятора — диссипативная сила — равна силе «отрицательного» демпфирования, диаграмма будет замкнута и движение будет происходить на границе устойчивости (фиг. 4,а). Когда точка a находится слева от точки 0 (фиг. 4,б), сила трения больше «отрицательного» демпфирования и движение устойчиво, а колебания затухают. Когда точка a находится справа от точки 0 (фиг. 4,в), сила «отрицательного» демпфирования больше силы трения и движение неустойчиво, а колебания возрастают по амплитуде.

Таким образом, из векторной диаграммы (см. фиг. 4,а) можно получить критерий устойчивости движения системы на границе устойчивости:

$$-\frac{n}{m}\omega^2 + q_d q_p = 0. \quad (18)$$

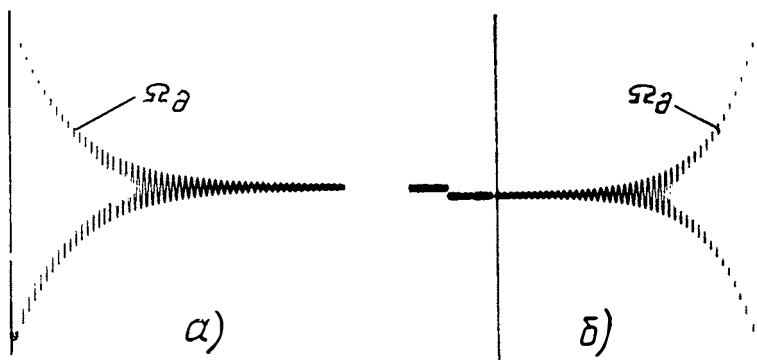
Определим, как связан полученный критерий с алгебраическим критерием Гурвица. Для этого рассмотрим уравнение (14). Условия устойчивости по Гурвицу

$$a_0 > 0; a_1 > 0; a_2 > 0; a_3 > 0$$

и для границы устойчивости

$$a_1 a_2 = a_0. \quad (19)$$

Полученное выражение полностью эквивалентно (18). Из их сравнения видно, что каждому вектору, расположенному вдоль оси абсцисс, можно поставить в соответствие член в критерии Гурвица. Таким образом, видно, что векторная диаграмма есть векторное изображение параметров системы. А критерий Гурвица представляет собой алгебраическую зависимость между параметрами системы. Поэтому можно считать, что векторная диаграмма является векторной иллюстрацией алгебраического критерия Гурвица.

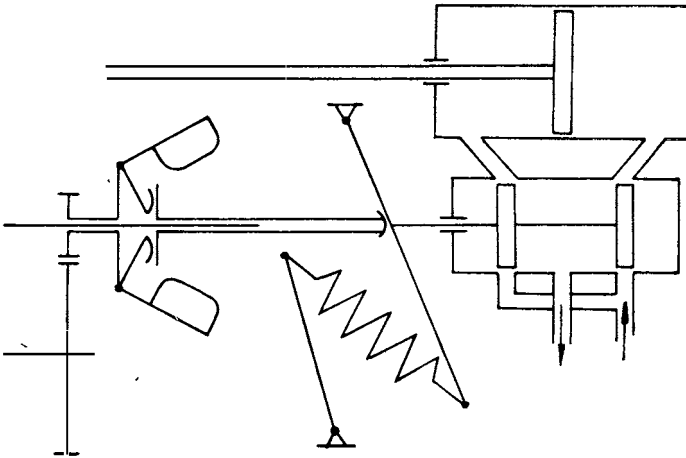


Фиг. 5. Осциллограммы решений на вычислительной машине дифференциальных уравнений, описывающих устойчивый (а) и неустойчивый (б) процессы регулирования в системе дизель — регулятор прямого действия

Пользуясь выражением (18), можно определить, например, то минимальное значение коэффициента трения в регуляторе, при котором движение устойчиво. На фиг. 5 показаны осциллограммы колебаний муфты регулятора при коэффициенте трения больше критического (фиг. 5,а) и меньше критического (фиг. 5,б), полученные при решении уравнений (13) на моделирующей машине.

3. Регулятор непрямого действия без обратных связей

Режим холостого хода. Схема регулятора непрямого действия представлена на фиг. 6.

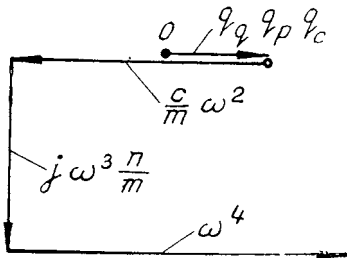


Фиг. 6. Схема регулятора непрямого действия без обратных связей

Рассматриваемая система регулирования описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + \frac{n}{m} \dot{z} + \frac{c}{m} z &= -q_p \dot{\Omega}; \\ \dot{x} &= q_c z; \quad \dot{\Omega} = q_d x, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

где z — координата чувствительного элемента;
 x — координата рабочего поршня сервомотора;
 q_c — передаточный коэффициент сервомотора.



Фиг. 7. Векторная диаграмма для системы регулирования дн зель без нагрузки — регулятор непрямого действия

По уравнениям (20) составляем характеристическое уравнение. Предполагаем, что система колеблется с частотой ω . Подставляя в характеристическое уравнение значение $p = j\omega$, получим следующее уравнение:

$$\omega^4 - \frac{n}{m} j\omega^3 - \frac{c}{m} \omega^2 + q_d q_p q_c = 0. \quad (21)$$

Построим (фиг. 7) векторную диаграмму по уравнению (21).

Как видно, замкнутой векторной диаграммы по уравнению (21) получить нельзя, т. е. это свидетельствует

о неустойчивости системы регулирования, Эта так называемая структурная неустойчивость [1] отчетливо иллюстрируется векторной диаграммой.

Режим с нагрузкой. Система регулирования описывается дифференциальными уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + \frac{n}{m} \dot{z} + \frac{c}{m} z &= -q_p \Omega; \\ \dot{x} &= q_c z; \quad \dot{\Omega} = q_x x - q_r \Omega, \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

где $q_r = \frac{1}{I_\lambda} \cdot \frac{dM_\tau}{d\Omega}$ — передаточный коэффициент тормоза.

Составляем характеристическое уравнение

$$a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0 = 0, \quad (23)$$

где

$$a_0 = q_x q_p q_c;$$

$$a_1 = q_r \frac{c}{m};$$

$$a_2 = \frac{c}{m} + q_r \frac{n}{m};$$

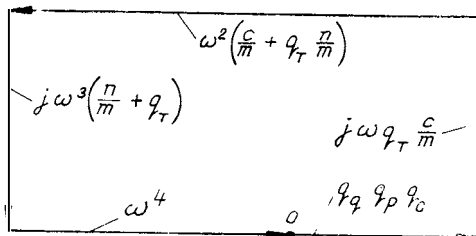
$$a_3 = \frac{n}{m} + q_r;$$

$$a_4 = 1.$$

Подставляя в него значение частоты, определенное по (9), получим:

$$\omega^4 - j\omega^3 a_3 - \omega^2 a_2 + j\omega a_1 + a_0 = 0. \quad (24)$$

По уравнению (24) строим векторную диаграмму (фиг. 8).



Фиг. 8. Векторная диаграмма для системы регулирования дизель с нагрузкой — регулятор непрямого действия

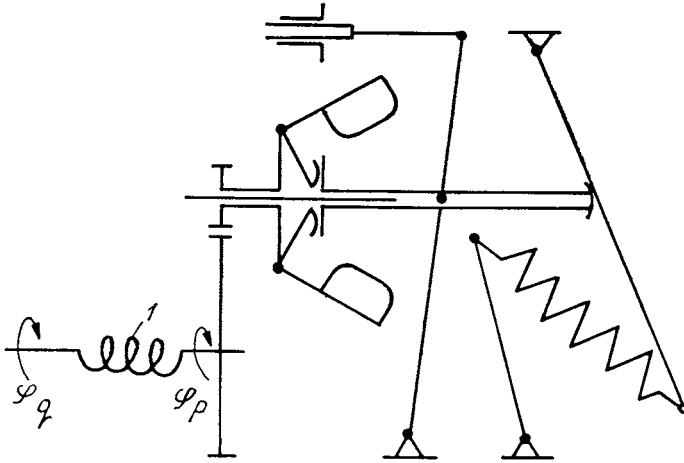
Из диаграммы видно, что если система находится на границе устойчивости, то диаграмма замкнута и суммы векторов как по оси абсцисс, так и по оси ординат равны нулю. Для векторов по оси абсцисс имеем:

$$\omega^4 - \omega^2 a_2 + a_0 = 0. \quad (25)$$

Критерий Гурвица для уравнения (23) имеет вид (10). Если его поделить на a_3^2 , то видно, что полученное выражение полностью эквивалентно результату (25), полученному из векторной диаграммы. Каждому члену критерия Гурвица соответствует определенный вектор диаграммы. Поэтому можно считать диаграмму векторной иллюстрацией алгебраического критерия Гурвица.

4. Регулятор прямого действия с упругим приводом на грузы. Дизель без самовыравнивания. Режим холостого хода

Упругий привод на грузы регулятора осуществляется конструктивно демпфером 1 (фиг. 9).



Фиг. 9. Схема регулятора прямого действия с упругим приводом на грузы

Назначение его состоит в том, чтобы гасить колебания, поступающие от валика топливного насоса на грузы регулятора и соответственно на рейку топливного насоса. Существуют конструкции с резиновыми и пружинными демпферами, обладающими различными жесткостями и демпфирующими свойствами. Конструкция регулятора, рассмотренного в [3], также имеет резиновый демпфер, однако в этой работе и в работе [5] упругий привод на грузы не рассматривается. Исследование устойчивости системы регулирования сводится к решению системы дифференциальных уравнений третьего порядка и к исследованию устойчивости с помощью диа-

граммы Вышнеградского. В работе [4] рассмотрен упругий привод на грузы с идеальным чувствительным элементом, и поэтому вся система дифференциальных уравнений имеет третий порядок.

В настоящей работе чувствительный элемент описывается дифференциальным уравнением второго порядка и с учетом упругого привода вся система регулирования описывается системой дифференциальных уравнений пятого порядка. При упругом приводе грузов система регулирования приобретает еще одну степень свободы — угловое перемещение грузов. Поэтому рассматриваемая система регулирования с тремя степенями свободы описывается следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + \frac{n}{m} \dot{z} + \frac{c}{m} z &= -q_p \dot{\varphi}_p; \\ \ddot{\varphi}_p + \frac{l}{I_p} \dot{\varphi}_p + \frac{k}{I_p} \varphi_p &= \frac{k}{I_p} \varphi_d + \frac{l}{I_p} \dot{\varphi}_d; \\ \ddot{\varphi}_d &= q_d z, \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

где φ_p — угол поворота вала грузов;
 $\frac{k}{I_p}$ — собственная частота вала грузов;
 $\frac{l}{I_p}$ — трение в демпфере регулятора;
 φ_d — угол поворота вала двигателя.

Составляем характеристическое уравнение

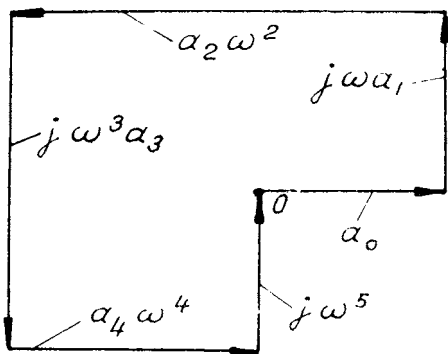
$$p^5 + a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0 = 0, \quad (27)$$

где

$$\begin{aligned} a_0 &= q_d q_p \frac{k}{I_p}, \\ a_1 &= \frac{c}{m} \cdot \frac{k}{I_p} + q_d q_p \frac{l}{I_p}; \\ a_2 &= \frac{n}{m} \cdot \frac{k}{I_p} + \frac{c}{m} \cdot \frac{l}{I_p}; \\ a_3 &= \frac{k}{I_p} + \frac{n}{m} \cdot \frac{l}{I_p} + \frac{c}{m}; \\ a_4 &= \frac{l}{I_p} + \frac{n}{m}, \\ a_5 &= 1. \end{aligned}$$

Подставляя в (27) значение $p = j\omega$, получим:

$$j\omega^5 + a_4 \omega^4 - ja_3 \omega^3 - a_2 \omega^2 + ja_1 \omega + a_0 = 0. \quad (28)$$



фиг. 10. Векторная диаграмма для системы регулирования дизель—центробежный регулятор прямого действия с упругим приводом на грузы

По нему строим векторную диаграмму (фиг. 10).

Как видно из векторной диаграммы, при устойчивом движении системы, когда диаграмма замкнута, сумма проекций векторов на оси абсцисс равна нулю:

$$\omega^4 \left(\frac{l}{I_p} + \frac{n}{m} \right) - \omega^2 \left(\frac{n}{m} \cdot \frac{k}{I_p} + \frac{c}{m} \cdot \frac{l}{I_p} \right) + q_d q_p \frac{k}{I_p} = 0. \quad (29)$$

Это и есть критерий Гурвица на границе устойчивости для рассматриваемой системы регулирования.

Выводы

В работе рассматриваются линейные системы регулирования дизель — центробежный регулятор прямого и непрямого действия, имеющий жесткий и упругий привод на грузы. Движение их описывается системой линейных дифференциальных уравнений третьего, четвертого, пятого порядков. Исследование устойчивости проводится методом векторных диаграмм на границе устойчивости. Показано, что диаграмма является векторной иллюстрацией алгебраического критерия Гурвица.

ЛИТЕРАТУРА

1. Айзерман М. А. Теория автоматического регулирования двигателей. Уравнения движения и устойчивость. М., Гостехиздат, 1952.
2. Дж. П. Ден-Гартог. Механические колебания. М., Физматгиз, 1960.
3. Исавнин Г. С., Храмов Ю. В. Исследование системы автоматического регулирования дизеля ЯМЗ-238. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 83. М., 1966.
4. Кац А. М. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1956.
5. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1963.
6. Оппельт В. Основы техники автоматического регулирования. М., Госэнергоиздат, 1960.
7. Benz W. Stabilitätsuntersuchung der Drehzahlregulierung insbesondere bei parallelgeschalteten Diesel-Elektroaggregaten. MTZ, № 10, 1964.

Канд. техн. наук А. С. Штейнберг,
инж. В. Г. Воронин

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫХЛОПА ОДНОВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Одним из преимуществ газотурбинных двигателей перед поршневыми, как известно, является меньшая их токсичность, обусловленная работой на более бедных смесях и непрерывным процессом горения. Однако у нас в Союзе нет еще опубликованных данных по токсичности выхлопа одновалвных ГТД.

С целью накопления таких данных НАМИ совместно с НИЛТД (бывш. ЛАНЭ) провел исследование токсичности выхлопа опытного одновалвного ГТД конструкции НАМИ при работе на дизельном топливе ГОСТ 4749—49.

Двигатель имел номинальную мощность $N_e = 120$ л. с. при температуре газа $t_3 = 750^\circ\text{C}$. Обороты на всех нагрузках составляли $n = 39000$ об/мин, расход воздуха $G_b = 1,13$ кг/сек, давление и температура воздуха на выходе из компрессора $p_2 = 3,3$ ата, $t_2 = 170^\circ\text{C}$. Удельный расход топлива на номинальном режиме $g_e = 534$ г/л. с.-ч.

Центробежный компрессор и осевая турбина расположены на одном валу. Трубчатая индивидуальная камера установлена тангенциально к газосборнику турбины. Одноступенчатая форсунка центробежного типа рассчитана на изменение давления топлива на режимах от холостого хода до номинала в пределах $p_t = 10 \div 30$ кг/см².

Камера сгорания рабочим объемом 3 дм³ имела во фронтном устройстве лопаточный завихритель, через который поступало около 5% всего воздуха, проходящего через камеру.

Теплонапряженность камеры на номинальном режиме

$$q = 63 \cdot 10^6 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{ата}}$$

Отбор проб газа при испытаниях производился после установления стабильного теплового режима двигателя с помощью трех цилиндрических газоотборников диаметром 6 мм с входным отверстием диаметром 3 мм.

Газоотборники устанавливались в выхлопном патрубке двигателя на расстоянии 85 мм от турбины равномерно по окружности и объединялись коллектором диаметром 12 мм, из которого газ с помощью резинового шланга длиной 2,5 м поступал либо в аспираторы, либо в аллонж с фильтром для задержания сажи.

Так как температура газа за турбиной не превышала 550—600°С, газоотборники не охлаждались.

Химический анализ отработавших газов производился в НИЛТД на следующих приборах:

1. Окись углерода СО определялась на усовершенствованном хроматографе ХТ-2М с малоинерционным чувствительным термомеханическим детектором. Чувствительность прибора по окиси углерода 0,005% по объему.

2. Углеводороды определялись на хроматографической установке с ионизационно-пламенным детектором ДИП-1. Чувствительность прибора $0,01 \cdot 10^{-4}$ — $0,02 \cdot 10^{-4}$ % по объему.

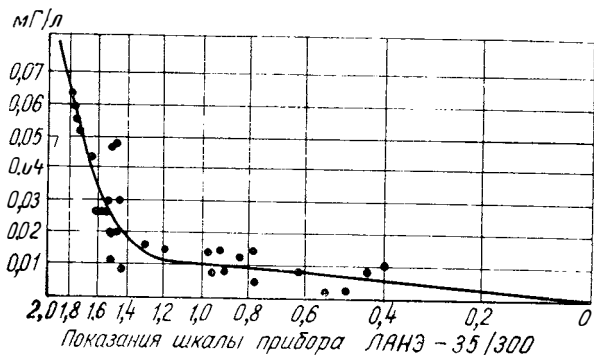
3. Окислы азота определялись фотоэлектроколориметром ФЭК-М с использованием реактива Зальтцмана. Чувствительность метода 0,005 мг/л.

4. Альдегиды определялись калориметрическим методом. Чувствительность указанного метода 0,001—0,007 мг/л.

Для определения содержания сажи был применен фотометрический метод с использованием прибора ЛАНЭ 35/300. Однако при пропускании 300 см³ газа через абсолютный фильтр, как это было принято при работе с дизелями, шкала прибора показывала «нуль», что свидетельствует о значительно меньшем содержании сажи в выхлопе ГТД, чем у дизеля.

Для того, чтобы можно было пользоваться шкалой прибора ЛАНЭ 35/300, количество газа, пропускаемого через абсолютный фильтр, пришлось увеличить до 50 дм³, или более чем в 150 раз.

На фиг. 1 приведена новая тарировочная кривая шкалы прибора ЛАНЭ 35/300, построенная на основании взвешивания большого количества фильтров при пропускании через них 50 дм³ газа.



Фиг. 1. Тарировочный график прибора ЛАНЭ 35/300 для расхода газа через фильтр 50 дм³

Различная интенсивность дымления была специально создана при испытаниях камер ГТД в лабораторных условиях.

При взвешиваниях абсолютный фильтр доводился до постоянного веса с точностью 0,01—0,03 мг.

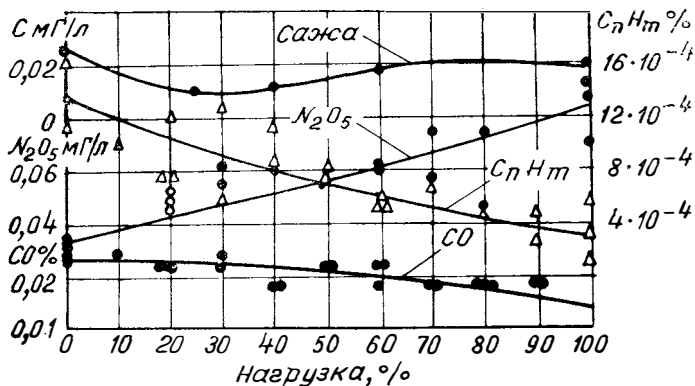
Данные анализа показали, что качественно отработавшие газы одновального ГТД состоят, как и у поршневых двигателей [1], из ряда токсических компонентов, однако концентрация их в ГТД существенно ниже.

Так, например, во всем диапазоне режимов от холостого хода до номинального в ГТД содержались следующие концентрации токсичных компонентов:

Оксид углерода CO	0,014—0,024% по объему
Углеводороды по сумме C_nH_m	$3 \cdot 10^{-4}$ — $14 \cdot 10^{-4}$ % по объему
Оксиды азота в пересчете на N_2O_5	0,034—0,09 мг/л
Сажа	0,01—0,025 мг/л

Альдегиды полностью отсутствовали.

На фиг. 2 приведены характеристики изменения указанных токсичных компонентов в зависимости от нагрузки ГТД.



Фиг. 2. Характеристики изменений концентрации токсичных компонентов одновального ГТД в зависимости от нагрузки

Как следует из приведенных данных, по мере увеличения нагрузки содержание в выхлопе таких токсичных компонентов, как CO и C_nH_m , снижается, что свидетельствует о более полном сгорании топлива.

И действительно, с увеличением нагрузки от холостого хода до номинала имеет место повышение температуры t_3 от 520 до 750°С, вызванное переходом на более богатые смеси (соответственно от $\alpha=7,4$ до $\alpha=4,3$). Полнота сгорания топлива в камере сгорания при переходе от холостого хода на номинальный режим возрастала с $\xi_z=0,97$ до $\xi_z=0,99$.

Водорода на всех режимах в отработавших газах не наблюдалось.

Что касается другого токсичного компонента — окислов азота, то, как известно, повышение температуры газа и интенсификация процесса сгорания, при наличии избыточного кислорода, приводят к росту их концентрации (см. фиг. 2).

Как известно, причиной образования сажи является наличие местных переобогащенных участков в первичной зоне камеры сгорания. Наличие микрозон, содержащих избыток топлива, зависит как от полей концентраций топлива в первичной зоне, связанных с изменением корневого угла топливного факела и давления топлива на разных режимах, так и от интенсивности турбулизации потока в первичной зоне.

Очевидно, что общее обеднение смеси, если оно не приводит к переохлаждению зоны реакции, должно способствовать снижению сажеобразования.

Некоторое увеличение концентрации сажи на холостом ходу (см. фиг. 2) может быть объяснено, по-видимому, менее интенсивным выгоранием углерода в первичной зоне в связи со снижением температуры газа.

Следует отметить, что если в отношении CO , C_nH_m , N_2O_5 наблюдалось определенное влияние нагрузки двигателя на их концентрацию, то в отношении сажи установить определенную зависимость ее концентрации от нагрузки не удалось. Очевидно, для выявления такой зависимости требуются дополнительные эксперименты с большим количеством замеров. Во всяком случае, видимого дымления на выхлопе при работе ГТД на всех режимах не наблюдалось.

Концентрации компонентов можно представить в весовых отношениях, выражающих количество токсичных веществ в граммах, выделенных двигателем на единицу мощности.

Результаты таких расчетов, проведенные согласно работам [2; 3], приведены на фиг. 3, где даны характеристики изменения токсичных компонентов q_i в г/л. с.-ч. в зависимости от нагрузки, т. е. $q_i = f(N_e)$.

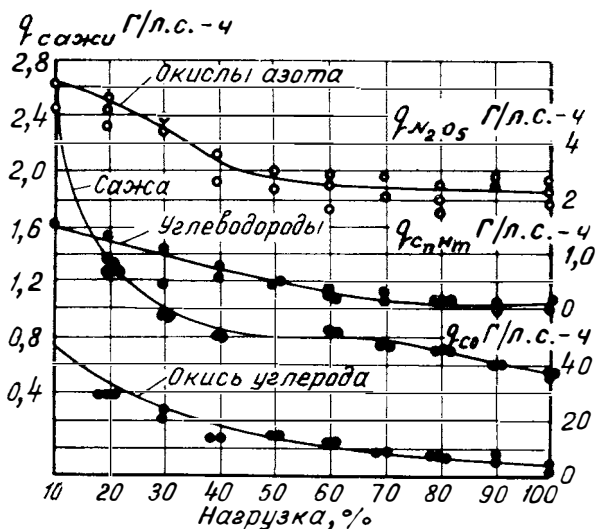
Для всех токсичных компонентов отмечается единый характер протекания кривых $q_i = f(N_e)$, т. е. рост q_i по мере снижения нагрузки.

Несовпадение характера протекания кривых концентраций на фиг. 2 и кривых $q_i = f(N_e)$ на фиг. 3 для N_2O_5 и сажи объясняется тем, что удельный расход топлива двигателя при снижении нагрузки изменяется более резко, чем концентрации указанных компонентов, что и определяет соответствующее протекание кривых на фиг. 3.

Из анализа фиг. 3 следует, что по весовому содержанию в обработавших газах токсичные компоненты располагаются в следующем порядке: CO , N_2O_5 , сажа и углеводороды.

Наибольшее весовое содержание в продуктах сгорания CO объясняется работой на дизельном топливе при умеренной температуре воздуха на входе в камеру ($t_2 = 170^\circ \text{C}$).

Однако если учесть степень воздействия каждого компонента на организм человека согласно существующим санитарным нормам и привести их по токсичности к СО, то соотношение между этими компонентами изменится и наибольшая доля в общей токсич-



Фиг. 3. Характеристики изменения количества токсичных компонентов в Г/л.с.-ч в зависимости от нагрузки одновального ГТД

ности ГТД будет приходиться на N_2O_5 (токсичность окислов азота в 10 раз выше токсичности СО), что иллюстрируется фиг. 4.

Как следует из приведенных данных, в общей токсичности ГТД N_2O_5 составит от 38 до 57% при переходе от 10% нагрузки до номинала.

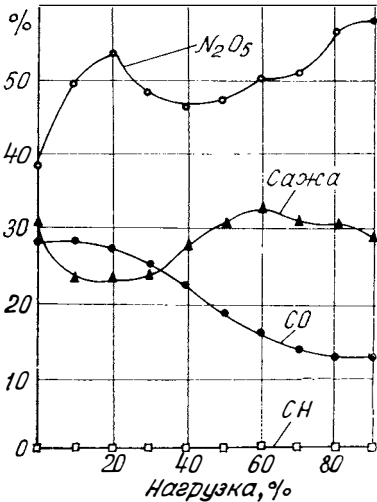
Второе место в общей токсичности ГТД занимает сажа, токсичность которой в 20 раз выше токсичности СО, причем определенного влияния режима работы двигателя на процесс образования сажи не наблюдается.

Что касается СО, то по мере увеличения нагрузки доля ее в общей токсичности снижается с 28 до 13%.

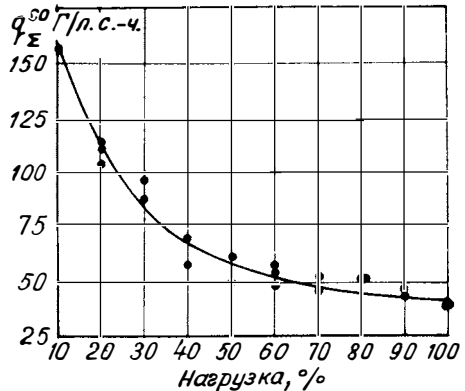
Доля углеводородов в общей токсичности на всех режимах не превышает одного процента.

На фиг. 5 приведена характеристика удельной токсичности ГТД q^{CO} Г/л.с.-ч при различной нагрузке, рассчитанная согласно работам [2; 3], из которой следует, что при изменении нагрузки от 10 до 100% удельная токсичность снижается от $q^{CO} = 160$ Г/л.с.-ч до $q^{CO} = 38$ Г/л.с.-ч, или в 4 раза. Таким образом, оптимальными по удельной токсичности режимами одновального ГТД являются режимы, близкие к 100% нагрузки.

На режимах 50 и 100% нагрузки удельная токсичность ГТД ниже удельной токсичности карбюраторного двигателя примерно в 4—5 раз, а при меньшей нагрузке (10—30%) примерно в 1,5 раза.



Фиг. 4. Соотношение между токсичными компонентами, приведенными к CO, в зависимости от нагрузки одновального ГТД



Фиг. 5. Удельная токсичность одновального ГТД в зависимости от нагрузки

При этом следует иметь в виду, что токсичность карбюраторного двигателя определяется обычно без учета содержания сажи в отработавших газах. Учитывая, что карбюраторный двигатель работает на богатых смесях ($\alpha < 1,0$), содержание сажи в отработавших газах последнего, даже при работе на бензине, будет, по-видимому, соизмеримо с содержанием сажи одновального ГТД, работающего хотя и на дизельном топливе, но при более бедных составах смеси ($\alpha = 5-6$). Также следует отметить, что содержание сажи в испытанном образце одновального двигателя является увеличенным по отношению к существующим в настоящее время образцам ГТД, так как в двигателе, подвергнутом испытаниям в камере, не были введены конструктивные мероприятия, предназначенные для снижения содержания сажи.

Современные автомобильные ГТД имеют значительно меньшее содержание сажи.

Выводы

1. В отработавших газах одновального ГТД при работе на дизельном топливе ГОСТ 4749—49 содержатся, как и в поршневых двигателях, окислы азота, сажа, окись углерода и углеводороды,

но в меньших концентрациях. Альдегиды в одновальном ГТД не обнаружены.

2. Состав отработавших газов одновального ГТД существенно зависит от нагрузки. При увеличении нагрузки (повышении температуры газа t_3) содержание в выхлопе окиси углерода и углеводородов снижается, а окислов азота возрастает. Установить определенную зависимость содержания сажи от нагрузки в данных опытах не удалось.

3. На номинальном режиме одновального ГТД удельная токсичность составляет $q^{CO} = 38 \text{ Г/л.с.-ч.}$ В общей токсичности ГТД на этом режиме доля окислов азота составляет 57%, сажи 29%, окиси углерода 13% и углеводородов менее 1%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варшавский И. Л. Современное состояние вопроса обеспечения малотоксичной работы транспортных двигателей. В сб. докладов: «Токсичность двигателей внутреннего сгорания». М., «Наука», 1966.

2. Варшавский И. Л., Золоторевский Л. С., Игнатович И. В. Токсичность и токсические характеристики автомобиля. В сб. докладов: «Токсичность двигателей внутреннего сгорания». М., «Наука», 1966.

3. Штейнберг А. С. К методике оценки токсичности газотурбинного двигателя. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 134. М., 1972.

К ВОПРОСУ КОНСТРУИРОВАНИЯ СЛОЖНЫХ ФОРМ АВТОМОБИЛЬНЫХ КУЗОВОВ

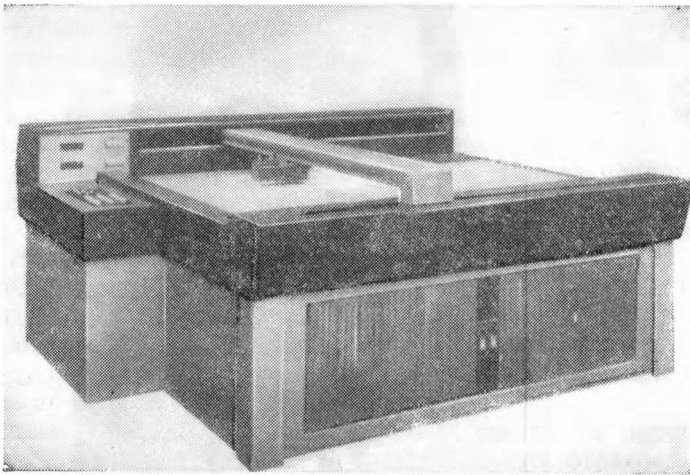
Системы автоматизированного конструирования автомобильных кузовов

Автоматизация различных технологических процессов и процессов проектирования, основанная на применении вычислительной и электронной техники, начинает применяться и в автомобильной промышленности. В частности, разрабатываются автоматизированные системы проектирования и подготовки производства штампов для изготовления автомобильных кузовов.

Специфика процесса проектирования автомобильных кузовов обусловлена сложностью и в известном смысле произвольностью их формы, создаваемой художниками-конструкторами с учетом технических, компоновочных, эстетических и других требований. Существующий в настоящее время процесс проектирования и изготовления штампов весьма сложен, продолжителен, причем отдельные его этапы требуют значительной затраты высококвалифицированного ручного труда. Это касается чертежных работ по построению криволинейных поверхностей кузова, шаблонно-лекальных работ, модельных работ над деревянными мастер-моделями деталей кузова. Все это тормозит технический прогресс в автомобилестроении, задерживая внедрение в производство новых моделей автомобилей.

Поэтому многие автомобильные фирмы работают над автоматизацией этого процесса. Современная электронная и электротехническая промышленность выпускает различное оборудование, пригодное для автоматизации ряда этапов процесса проектирования. Помимо электронных вычислительных машин, являющихся основой создания автоматизированных систем рассматриваемого уровня, выпускаются автоматические чертежные машины различного размера, работающие по программам, подготовленным ЭЦВМ (фиг. 1); близкие к ним по конструкции машины для полуавтоматического считывания графической информации с чертежа и

ввода ее в ЭЦВМ; электронно-лучевые пульта связи с ЭЦВМ, посредством которых можно вывести из ЭЦВМ графическую информацию и вводить ее с экрана при помощи «светового карандаша» или сходного устройства (фиг. 2) в память ЭЦВМ; различные разметочные и измерительные машины с автоматической регистрацией данных; наконец, станки с программным управлением, программы для которых могут, в частности, подготавливаться на ЭЦВМ.

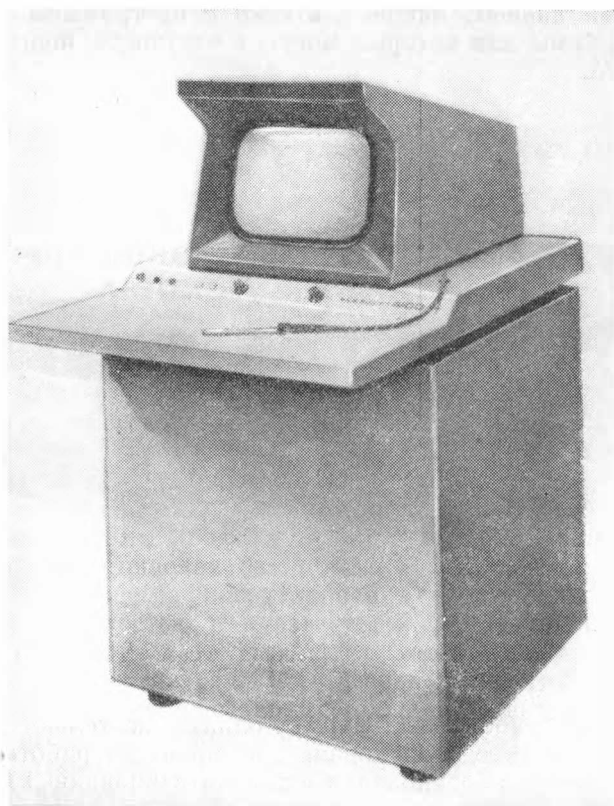


Фиг. 1. Чертежная машина «Цюзе» (ФРГ)

Крупные автомобильные фирмы, однако, не только используют серийно выпускаемое оборудование, но проводят работы по созданию специального оборудования и автоматизированных систем, рассчитанных на решение специфических задач проектирования кузовов. К таким фирмам относятся американские — Форд и Дженерал Моторс, французская — Рено, японские фирмы.

Фирма Форд применяет для автоматизированного измерения координат точек поверхности пластилиновых макетов автомобилей, изготовленных в художественных студиях, специальные машины, в том числе основанные на использовании лазера; для интерполяции поверхности между измеренными точками и построения точных математических моделей формы применяются специальные математические методы и мощные вычислительные машины; для ввода данных с чертежа в ЭЦВМ использовался координатограф, оборудованный телекамерой, и пульт управления с электронно-лучевой трубкой, а для вывода чертежа из ЭЦВМ — автоматические чертежные машины. По программам, составленным ЭЦВМ, станки с программным управлением изготовляют штампы для прессования

панелей кузовов. ЭЦВМ используется конструкторским отделом фирмы и для таких задач, как построение кинематики подвижных панелей кузова, определение оптических искажений в гнутых стеклах и др.



Фиг. 2. Электронно-лучевое устройство связи к ЭЦВМ «Эллиот» (Англия)

Фирма Дженерал Моторс также имеет подобное оборудование, и ряд панелей кузовов выпускаемых моделей изготавливается на штампах, подготовленных по разработанным на ЭЦВМ программам. Кроме того, фирма эксплуатирует систему «DAS-1», имеющую в своем составе ЭЦВМ, электронно-лучевой пульт связи со «световым карандашом», автоматическую фоторепродукционную установку, устройство ввода в ЭЦВМ графической информации с чертежа, переснятого на фотопленку, и некоторые другие устройства. Пульт связи дает возможность выводить на экран информацию из ЭЦВМ и с помощью клавиатуры и «светового карандаша»

изменять ее, вносить поправки, менять масштаб и проекции и т. д. Третья система, используемая фирмой, основана на применении картографических машин (фотограмметрический метод) и применяется при проектировании отдельных частей кузова, имеющих сложную пространственную конфигурацию.

Французская фирма Рено эксплуатирует в опытном порядке систему проектирования, также основанную на использовании ЭЦВМ.

Некоторыми автомобильными фирмами используются автоматизированные разметочные машины для считывания формы с макетов кузовов.

Многие автомобильные фирмы считают, что применение подобных систем сокращает сроки проектирования и подготовки производства новой модели кузова на 3—6 месяцев. Кроме того, как заявил представитель одной из американских фирм, «точность и симметрия штампов, изготовленных на станках с программным управлением, превышает результаты, достигаемые обычными методами». На заводах этой фирмы (возможно, одной из упомянутых выше) станки с программным управлением используются для изготовления всех кузовных штампов двух основных серий кузовов и для ряда штампов третьей серии.

Очевидно, в дальнейшем подобные системы будут последовательно углубляться и совершенствоваться, их применение в автомобильной промышленности возрастет.

В нашей стране также работают над созданием автоматизированных систем конструирования для различных отраслей промышленности.

В НАМИ еще в 1962 г. с помощью ЭЦВМ была разработана поверхность кузова дорожно-гоночного автомобиля, что доказало принципиальную возможность и целесообразность автоматизации в этой области. Позже работы возобновились. Было подготовлено несколько программ конструирования криволинейных поверхностей на ЭЦВМ, предложена схема системы автоматизированного конструирования кузовов, проводились опыты по автоматическому изготовлению чертежей.

При разработке схемы системы и технических требований к ее отдельным узлам принимались во внимание, в частности, следующие соображения.

1. При создании системы отнюдь не ставится задача заменить расчетом или автоматическим процессом творческий поиск художника-конструктора. Система в его руках должна стать удобным инструментом.

2. Система должна по возможности освободить художника-конструктора от механической, нетворческой работы, в том числе упростить и ускорить перенос элементов формы с чертежа на объемный макет и обратно, с перспективного рисунка на чертеж и обратно; механизировать изготовление на макете и вычерчивание симметричных частей формы и частей, конфигурация которых за-

ранее задана; автоматизировать процесс корректировки, «выглаживания» поверхности макетов и др. В этом некоторое отличие от ряда известных систем, которые не предусматривают автоматизации и механизации на этапе художественного конструирования формы.

3. Утвержденный макет формы или в некоторых случаях ортогональные чертежи-рисунки принимаются за исходные данные для дальнейшей автоматизированной разработки формы, технической документации и для подготовки производства. Автоматизируются следующие этапы проектирования:

- а) перенос формы утвержденного макета на чертеж;
- б) разработка точной математической модели формы, включающая корректировку исходной формы, устранение изъянов, допущенных при ручной работе над макетом;
- в) вычерчивание точных чертежей-разработок формы (плазовых чертежей), изготовление нужных шаблонов;
- г) изготовление на станках с программным управлением штампов, узлов сборочного оборудования и др., а при необходимости — мастер-макетов из дерева или пластмасс.

4. Как известно, конструирование кузова не исчерпывается конструированием его поверхности. Поэтому система должна быть достаточно универсальной, допускать на различных этапах «ручное» конструирование и, с другой стороны, решать сопутствующие задачи конструктивного и технологического характера, например, определение кинематики движущихся частей кузова, построение колесных кожухов, определение оптических искажений в стекле и др.

5. Одним из важных вопросов является визуальная оценка художником-конструктором математически построенной, скорректированной формы. Для этого система должна допускать автоматизированное изготовление скорректированного макета в натуральную величину или в уменьшенном масштабе, целиком или по частям, а также «заготовок» для перспективных рисунков формы.

6. Система может и должна быть достаточно универсальной, чтобы допускать различные способы работы художника-конструктора над формой и различные варианты всего процесса конструирования в зависимости от традиций предприятия, типа автомобиля, творческих возможностей работников и др. В частности, универсальность предполагает возможность внесения поправок человеком на разных этапах конструирования, повторного конструирования формы или ее частей.

Среди различных методов работы над формой можно назвать следующие:

- а) художник-конструктор изготавливает исходный макет достаточно тщательно почти без помощи системы; дальнейшие работы протекают в максимально автоматизированном режиме;
- б) то же, но система активно используется в процессе изготовления исходного макета;

в) исходный макет изготавливается сравнительно грубо; математически уточненная форма просматривается на автоматически изготовляемом контрольном макете; при необходимости контрольный макет исправляется художником и служит исходным для повторной разработки формы, после чего осматривается второй контрольный макет и т. д. (метод «последовательных приближений»);

г) исходный макет вообще не изготавливается, а начальная информация вводится в систему с чертежей-рисунков, а затем работа протекает, как описано выше.

7. Для достижения необходимой универсальности и оперативности системы отдельные ее узлы должны быть соединены двусторонними оперативными связями через ЭЦВМ, а некоторые — и минуя ЭЦВМ. В последнем случае расширяются возможности использования ЭЦВМ для решения других задач, в том числе не связанных с работой системы конструирования.

8. При разработке математического обеспечения надо учитывать разнообразие форм, применяемых в автомобильной архитектуре, вызывающее потребность в различных алгоритмах моделирования их. Алгоритмы меняются и в зависимости от методики задания в системе формы исходного макета, и от степени корректировки этой формы.

9. Учитывая большую производительность и универсальность системы, целесообразно использовать ее в смежных областях конструирования: для разработки компоновки, отдельных агрегатов и др.

В соответствии с изложенным определены следующие узлы системы.

1. Универсальная ЭЦВМ, обладающая достаточным объемом оперативной и внешней памяти и снабженная блоками связи с рядом других узлов системы.

2. Большая чертежная машина, позволяющая вычерчивать кузов в натуральную величину, способная работать как в режиме вычерчивания, так и в режиме считывания чертежа и допускающая также ручную работу над чертежом. Вычерчивание может производиться как на бумаге, так и на металлических листах и синтетических пленках. Кроме того, эта машина должна производить вырезку шаблонов. Машину целесообразно снабдить наклоняемым столом, облегчающим ручную работу и визуальный контроль чертежей больших размеров.

Вследствие высокой требуемой относительной точности эта машина может быть только цифровой и, очевидно, электромеханического типа.

3. Малые чертежные машины, имеющие электрическую связь с ЭЦВМ и с большой машиной и предназначенные для эстетической и конструктивной разработки отдельных частей кузова.

4. Электронно-лучевое устройство связи, позволяющее оперативно выводить на экран геометрические образы и, «рисую» на экране специальным «пером», изменять информацию или вводить

новую информацию в систему, может оказаться полезным для визуального контроля работы системы, разработки формы на первых этапах проектирования и для других целей. Однако надо иметь в виду принципиально низкую относительную точность работы устройств этого типа, не позволяющую использовать их, например, для разработки поверхности.

5. Стенды для изготовления макетов (в натуральную величину и в уменьшенном масштабе). Они предназначены для работы над макетами формы с помощью системы, для считывания формы готовых макетов и ввода данных в систему, для нанесения на макеты координат отдельных точек, выводимых из ЭЦВМ, разметки макетов и полумеханизированного изготовления симметричных частей формы на макетах и частей, геометрия которых заранее задана. Как и чертежные машины, стенды должны иметь цифровой принцип действия. Необходимость работы с мягкими материалами (типа пластилина) делает желательным использование бесконтактных щупов (лазерных, оптических, пневматических). С другой стороны, мягкость материала делает возможным применение резцов простой конструкции для разметки и обработки материала.

Электромеханическая и электронная часть устройств может быть общей для нескольких стендов.

Наличие непосредственной связи стенда и чертежной машины (минуя главный вычислитель) даст возможность без обращения к ЭЦВМ переносить форму с макета на чертеж и обратно и таким образом заменить трудоемкие шаблонные работы. Наличие связи между двумя стендами даст возможность без обращения к ЭЦВМ облегчить художнику воспроизведение формы в измененном масштабе.

6. Устройство для изготовления контрольных макетов. По принципу работы подобно пятикоординатному или трехкоординатному фрезерному станку с программным управлением, но рассчитано на более мягкий материал (дерево, пластилин, гипс, пенопласт) и обеспечивает большую скорость работы. Большие макеты могут изготавливаться на этом устройстве по частям. Для оперативной работы станка необходимо дополнить его оборудованием, изготовляющим заготовки (отливкой или вырезанием).

7. Металлорежущие станки с программным управлением. По сравнению с копируемыми фрезерными станками они обладают меньшими габаритами, большей универсальностью, а пятикоординатные станки дают существенно более гладкую поверхность обработанной детали, упрощающую ее окончательную доводку. Такие станки могут использоваться и для изготовления контрольных макетов из мягкого материала, если допускают значительные изменения скоростей работы.

8. Дополнительное оборудование. Сюда можно отнести установки для микрофильмирования чертежей и считывания фильмов с вводом информации в систему, оборудование для копирования чертежей, для стереофотографирования макетов и др.

Применение подобной системы может существенно облегчить и ускорить процесс проектирования таких объектов, как автомобильные кузова, за счет установления оперативной связи между чертежами и макетами, за счет автоматизации процесса разработки поверхностей, изготовления некоторых частей формы макетов, а также проектирования и вычерчивания некоторых типовых элементов формы и конструкции (болтовых соединений, колес, петель, замков, известных контуров агрегатов и пр.). Система позволит отказаться от ручного изготовления шаблонов и мастер-моделей, а возможно, сделает последние не нужными вовсе. Применение системы позволяет легко получать двусторонние пресс-формы, обеспечивающие постоянство толщины стенок изделий.

В итоге применение системы позволит сократить сроки проектирования и внедрения новых моделей автомобилей, сделает целесообразным расширение типажа кузовов, находящихся в производстве, и более частую смену выпускаемых моделей.

Предложенная схема системы выбрана с учетом анализа известных систем этого рода и, как нам кажется, отличается тенденцией к большей оперативности и универсальности связей между отдельными узлами.

Описываемая система может, разумеется, применяться не только в автомобилестроении, но и в других областях художественного конструирования.

Алгоритмы конструирования кривых линий и криволинейных поверхностей

Основным вопросом в создании математического обеспечения работы системы проектирования является моделирование в ЭЦВМ сложной формы кузова автомобиля и различных деталей конструкции. Поэтому в первую очередь разрабатываются алгоритмы и программы конструирования различных кривых линий и поверхностей.

1. Форма автомобилей и других объектов художественного конструирования мыслится художниками-конструкторами, как правило, слагающейся из отдельных объемов и поверхностей сравнительно простой конфигурации. Из такого же деления формы целесообразно исходить при математическом ее моделировании. Каждый кусок поверхности моделируется на основании данных, снятых с исходного макета, чертежа или рисунка. В числе таких данных координаты точек поверхности в определенной координатной системе, направление касательных в некоторых точках к линиям сечений поверхности, кривизна этих линий и др. Часто перед моделированием куска поверхности предварительно моделируются некоторые характерные линии: характерные сечения, граничные линии куска, контурные линии и др. При моделировании куска необходимо также учитывать условия его сопряжения с другими кусками. В соответствии с технологическими, конструктивными и эстетическими требованиями некоторые поверхности конструируются

как линейчатые разрываемые, цилиндрические, эквидистантные другим поверхностям, как поверхности вращения и др.

2. Для описания формы автомобиля вводится основная координатная система (КС) — декартова, прямоугольная. Однако для описания отдельных поверхностей иногда удобно вводить специальные КС, в том числе криволинейные, и по мере надобности переводить данные из этих систем в основную и наоборот при помощи специальных алгоритмов.

3. Исходные данные могут считаться точными, и тогда конструируемая поверхность должна с точностью расчета удовлетворять им, или приближенными, и тогда они могут подвергаться осреднению, статистической обработке. Тот или иной принцип может использоваться в зависимости от метода работы художника над формой и особенностей процесса считывания исходной формы. В обоих случаях должна быть, с одной стороны, обеспечена корректировка формы, «сглаживание» ее, устранение погрешностей, допущенных на исходном макете или рисунке, и с другой — сохранена художественная образность формы.

4. По используемой методике геометрические объекты, в том числе линии и поверхности, представляются в ЭЦВМ в виде численных координатных и аналитических моделей (КМД и АМД). Координатной моделью называется массив чисел, представляющих координаты ряда точек объекта. Расширенной КМД называется массив, определяющий не только координаты точек, но и дополнительные характеристики объекта во всех этих или некоторых точках, например направление касательных к объекту, кривизну. КМД могут быть различного объема, т. е. содержать различное количество точек. Для объектов известного вида целесообразно выделить минимальные КМД — КМД минимального объема, однозначно определяющие объект. Например, минимальной КМД окружности на плоскости являются координаты трех ее точек.

В виде КМД различного объема данные с чертежа или макета вводятся в ЭЦВМ, передаются из ЭЦВМ на чертежные машины и станки с программным управлением и др.

5. Аналитической моделью объекта называется массив чисел и логических величин, обеспечивающий однозначное построение объекта и определение его точек по известным алгоритмам. Обычно в АМД входят значения коэффициентов и других постоянных (для данного объекта) численных величин из уравнения объекта, записанного в определенном виде. Так, АМД окружности состоит из трех чисел a , b и R из уравнения $(x-a)^2 + (y-b)^2 = R^2$.

6. Различные геометрические операции в ЭЦВМ проводятся как преобразования КМД и АМД при воздействии на них различных геометрических операторов. Операторы в ЭЦВМ выступают в виде подпрограмм-алгоритмов. Наиболее часто применяются операторы следующих групп:

а) операторы определения АМД по заданной минимальной КМД;

б) операторы определения АМД по заданной приближенной КМД (с осреднением, аппроксимацией, статистической обработкой);

в) операторы определения точки объекта (значения координаты-функции по известным значениям координат-аргументов и известной АМД);

г) операторы определения характеристик точки объекта (направления касательных или нормали, кривизны и др.);

д) операторы вывода простой или расширенной КМД по известной АМД (включают операторы двух предыдущих групп);

е) операторы определения геометрической связи объектов (линий и точек пересечения, проекций, линий касания и др.);

ж) операторы конструирования объектов, геометрически связанных с известными (нормальных, эквидистантных, разверток и др.);

з) операторы перевода КМД и АМД из одной КС в другую.

7. Задача конструирования формы нередко складывается из следующих основных этапов:

а) деление формы на элементарные поверхности;

б) определение и ввод в ЭЦВМ исходных данных поверхностей в КМД;

в) определение АМД отдельных поверхностей;

г) определение связей между элементарными поверхностями и построение АМД всей формы;

д) вывод КМД нужного вида и объема (для чертежных машин, станков и др.).

8. Алгоритмы конструирования кривых линий.

Кривые линии не только зачастую конструируются как исходные данные для построения в дальнейшем поверхностей, но и сами поверхности часто конструируются как каркасы кривых линий. Поэтому предварительно были составлены и проверялись различные алгоритмы конструирования линий. В качестве исходных данных принимались минимальные, простые и расширенные КМД. Проверялись алгоритмы для линий следующих видов:

а) линия второго порядка;

б) линия-полином;

в) составная линия из дуг окружностей;

г) составная линия из дуг линий второго порядка;

д) составная линия из дуг полиномов;

е) некоторые параметрически задаваемые линии.

Пространственные линии конструировались как две плоские проекции.

На примере конструирования линии второго порядка можно видеть общий метод конструирования линий (и некоторых поверхностей) по наперед заданным условиям.

Минимальную КМД линии второго порядка могут составлять: координаты пяти точек линии; координаты четырех точек и направление касательной (угловой коэффициент) к линии в одной из них;

координаты трех точек и направление касательных в двух из них; координаты и направление касательных для двух точек линии и значение кривизны для одной из них и т. п.

АМД составляют коэффициенты A_i из уравнения

$$A_1x^2 + 2A_2xy + A_3y^2 + 2A_4x + 2A_5y + F = 0, \quad (1)$$

причем $F=0$ для линий, проходящих через начало КС, и $F=1$ для всех остальных линий. Значение F определяется логической величиной δ_1 , также входящей в АМД. Если конструируется дуга линии, АМД линии дополняется значениями координат-аргументов для граничных точек дуги и логической величиной δ_2 , определяющей нужную ветвь линии (уравнение (1) неоднозначно относительно обеих координат).

Чтобы определить АМД линии, строится система из пяти уравнений; для простой КМД все пять уравнений получают подстановкой в уравнение (1) координат точек КМД. Принимается $F=1$. Система линейна относительно неизвестных A_i и решается одним из стандартных методов. Если система получается несовместной, решение повторяется при $F=0$.

Для расширенных КМД некоторые уравнения системы получаются тем же путем, а остальные — подстановкой в дифференцированное уравнение (1) координат точек и значений угловых коэффициентов касательных в них, и если для одной из точек КМД задано направление касательной и значение кривизны — подстановкой в дважды дифференцированное уравнение (1) координат точки и значений первых двух производных. Вторая производная, как известно, находится по значению кривизны и значению первой производной.

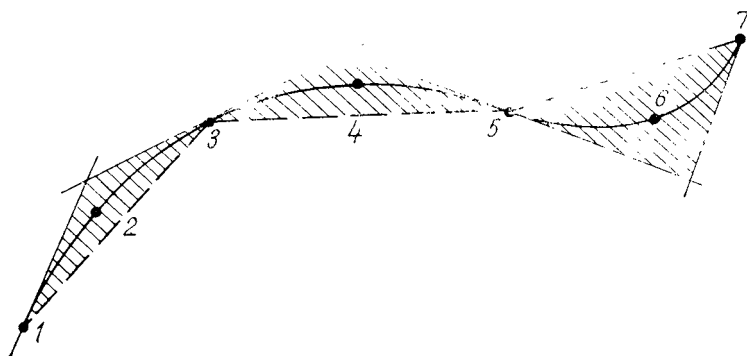
Получающиеся таким путем системы после приведения также линейны относительно A_i и решаются стандартными алгоритмами.

Если конструируется дуга линии, после нахождения A_i и δ_1 определяется логическая δ_2 и проверяется положение точек исходной КМД на ветвях линии. Может оказаться, что точки лежат на разных ветвях или линия проходит через них не в предусмотренном порядке.

Составные линии строятся по дугам с учетом условий сопряжения смежных дуг. Например линию из дуг второго порядка, 1 степени гладкости, можно построить по КМД, содержащей нечетное число точек, если для нечетных номеров точек указано направление касательных. На фиг. 3 показана такая линия, состоящая из трех дуг. Расположение точек с четными номерами в заштрихованных зонах — условие того, что линия получится неразрывной. Каждая дуга такой линии строится по координатам трех точек и направлению касательных в крайних из них.

Сравнивая различные типы линий, приходится учитывать их геометрические особенности. Так, линии второго порядка эстетически красивы, уравнение не меняет вида при аффинных преобра-

зованиях КС, используя специальные алгоритмы, можно строить «поднутренные» и замкнутые линии. Однако неоднозначность этих линий и возможность наличия двух компонент представляют заметное неудобство при работе с ними. Более сложные по конфигурации линии третьего, четвертого и более высоких порядков, рассматриваемые в общем виде, по тем же причинам, но проявляющимся более резко, неудобны для практического использования. Линии-полиномы однозначны относительно координаты-аргумента, однако вид уравнения меняется уже при повороте КС; при переменных ролей координаты-функции и координаты-аргумента и степенях полинома, больших четырех, уравнение разрешимо только специальными численными методами. При построении составных линий от работника требуется известный практический опыт в задании исходной КМД, чтобы линия получилась достаточно красивой.



Фиг. 3. Построение составной линии из дуг линий второго порядка

9. Алгоритмы конструирования криволинейных поверхностей. Поверхности могут конструироваться различными способами, из них были исследованы следующие.

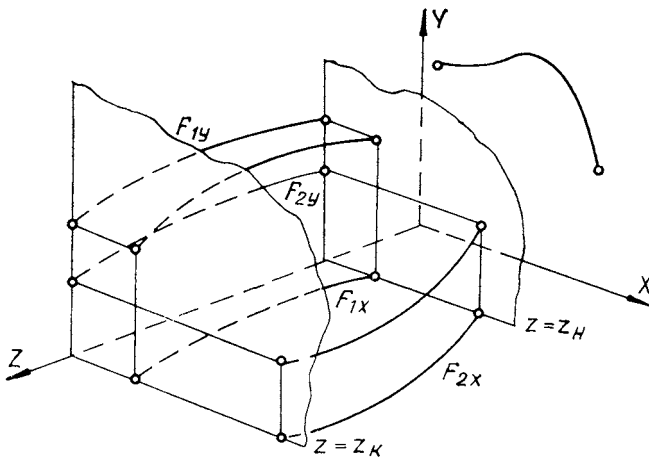
1) Непосредственное построение поверхности по ее КМД. Решение проводится в принципе так же, как при конструировании линий. Общий вид уравнения поверхности выбирается с учетом различных соображений, в том числе так, чтобы получающаяся система уравнений была линейной или хотя бы легко разрешимой.

2) Построение составной поверхности из кусков, каждый из которых строится «непосредственно», но с обеспечением гладкости сопряжения смежных кусков.

3) Построение поверхности как каркаса линий сечений, если предварительно построены несколько «продольных» направляющих линий и, возможно, функции, определяющие поведение поверхности вдоль некоторых из этих линий. При конструировании каждого сечения определяются точки пересечения плоскости сечения с направляющими линиями и значения дополнительно заданных функций, и эти данные принимаются за исходные для конструирования сечения.

4) Построение поверхности как каркаса сечений, получаемых закономерной деформацией некоторого исходного сечения, построенного предварительно. Предварительно строятся также две или более направляющих линий и, возможно, дополнительные функции, задающие поведение поверхности вдоль некоторых направляющих. При конструировании каждого сечения определяются коэффициенты преобразования, совмещающие выбранные точки исходного сечения со следами направляющих на плоскости данного сечения, а также удовлетворяющие требованиям дополнительных функций. Например, если имеются две пространственные направляющие (фиг. 4), в качестве деформации может быть выбран частный случай аффинной — двойное сжатие в направлении координатных осей:

$$\left. \begin{aligned} x' &= a_1x + b_1; \\ y' &= a_2y + b_2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$



Фиг. 4. Исходные данные для построения куска поверхности.

При построении поверхностей таким методом в зависимости от их конфигурации иногда приходится применять криволинейные КС, например «изогнутую» КС (фиг. 5).

5) Конструирование куска поверхности, если задано две или более направляющих и два исходных сечения. Этот случай часто встречается в практике художественного конструирования, поэтому ниже разберем его подробнее.

6) Конструирование поверхности, если задано две или более направляющих и несколько исходных сечений. Такую поверхность можно построить как составную, каждый элементарный кусок между двумя сечениями строится по способу, отмеченному в предыду-

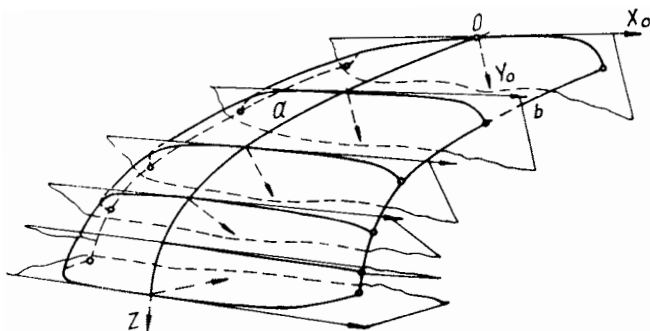
щем пункте, но соблюдаются условия гладкости сопряжения смежных кусков.

Рассмотрим подробнее конструирование поверхности для двух направляющих и двух исходных сечений (фиг. 6,а).

Пусть сечения заданы параметрически:

$$\left. \begin{array}{l} x = f_1(t) \\ y = \varphi_1(t) \\ z = z_1 \end{array} \right\}; \left. \begin{array}{l} x = f_2(t) \\ y = \varphi_2(t) \\ z = z_{11} \end{array} \right\}. \quad (3)$$

При этом полагаем, что в точках сечений, соответствующих направляющим (на фиг. 6,а они являются граничными), параметр принимает равные значения t_1 и t_2 .



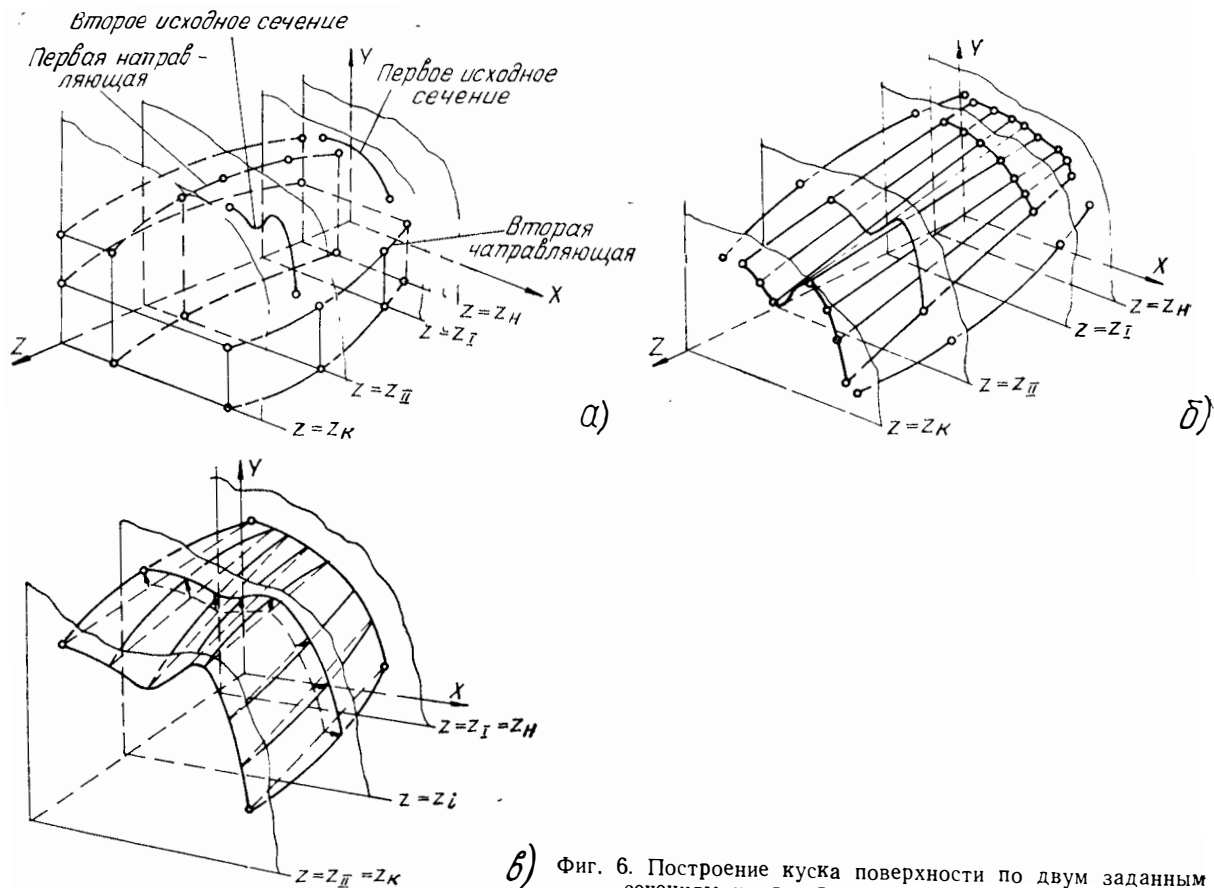
Фиг. 5. Разработка поверхности крыши в криволинейной координатной системе

Будем считать, что предварительно строится промежуточная линейчатая поверхность, связывающая исходные сечения (фиг. 6,б), уравнения которой являются следующие:

$$\left. \begin{array}{l} x = \frac{(z - z_1)f_2(t) + (z_2 - z)f_1(t)}{z_2 - z_1}; \\ y = \frac{(z - z_1)\varphi_2(t) + (z_2 - z)\varphi_1(t)}{z_2 - z_1}. \end{array} \right\} \quad (4)$$

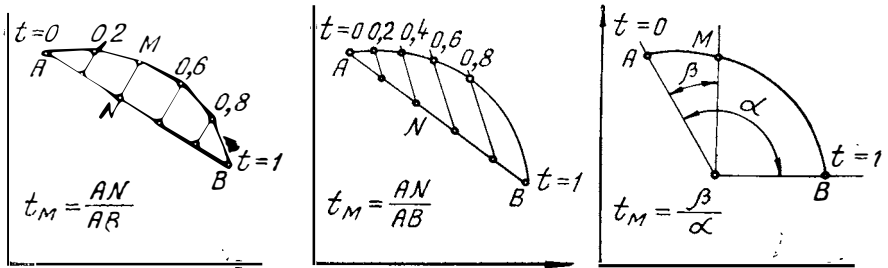
Эта поверхность, однако, не будет проходить через пространственные направляющие. Теперь для каждой плоскости $z = z_i = \text{const}$ производим деформацию, которая совместила бы нужные точки сечения линейчатой поверхности со следами направляющих и, если нужно, удовлетворила бы требованиям дополнительных функций. В случае, показанном на фиг. 6,а, уравнения деформации могут иметь вид (2). Из деформированной линейчатой поверхности образуется криволинейная (фиг. 6,в).

Конфигурация линейчатой и окончательной криволинейной поверхности зависит от параметризации исходных сечений — от вза-

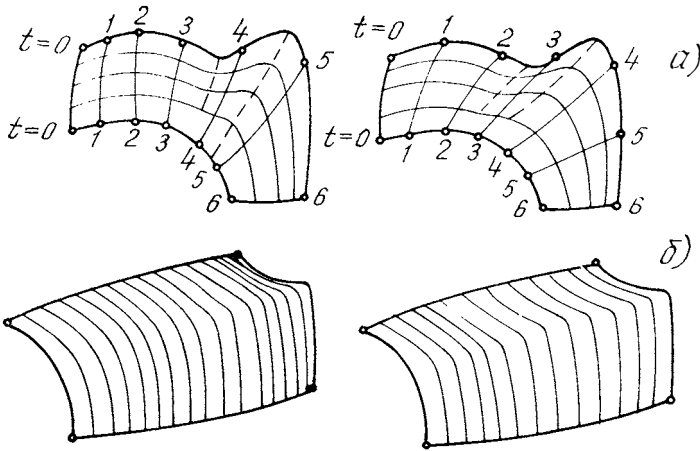


б) Фиг. 6. Построение куска поверхности по двум заданным сечениям и пространственным направляющим

имного расположения на них точек с одинаковыми значениями параметра. В простейшем случае за параметр можно принять одну или другую «приведенную» координату (отношение проекции дуги сечения от его начальной до текущей точки к длине проекции всей рабочей дуги на координатную ось). Можно вводить параметризацию как отношение ортогональных или косых проекций на наклонную ось, на хорду дуги, угловую параметризацию и т. д. (фиг. 7). На фиг. 8,а схематически показаны проекции поверхностей, полученных из одних исходных сечений при различной их параметризации.



Фиг. 7. Различное введение параметра для описания дуги



Фиг. 8. Изменение конфигурации поверхности при изменении параметризации заданных сечений (а) и при различном задании параметра U (б)

Расширением описываемого способа является замена в уравнениях (4) координаты z на параметр U . Геометрически введение этого параметра означает как бы нелинейное сжатие предварительно построенной линейчатой поверхности в направлении координат-

ной оси oz перед ее окончательной деформацией. Должным образом выбирая функцию $U = \Phi(z)$, можно получить поверхности, у которых при движении от первого исходного сечения ко второму быстрее или медленнее теряется характер первого сечения и соответственно медленнее или быстрее приобретает характер второго исходного сечения (фиг. 8,б).

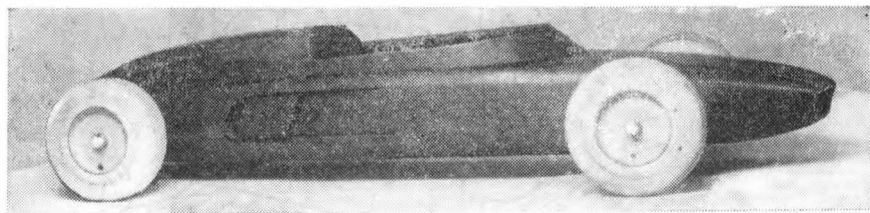
Если задано несколько исходных сечений, для построения гладкой составной поверхности необходимо выдержать условия гладкости сопряжения смежных кусков. Достаточным условием гладкости является равенство нулю производных функций $U = \Phi(z)$ в точках, соответствующих промежуточным исходным сечениям:

$$\frac{\partial U}{\partial z} = 0. \quad (5)$$

7) Построение поверхностей, проходящих через пересекающиеся опорные линии, описано во второй статье того же автора, помещенной в этом сборнике.

10. Экспериментальная проверка алгоритмов конструирования поверхностей.

По некоторым из описанных алгоритмов были составлены программы для ЭЦВМ «Минск-22» и проведен расчет ряда экспериментальных поверхностей. Вследствие отсутствия чертежной машины вычерчивание сечений поверхностей проводилось вручную на миллиметровой бумаге по выведенным из ЭЦВМ значениям координат.

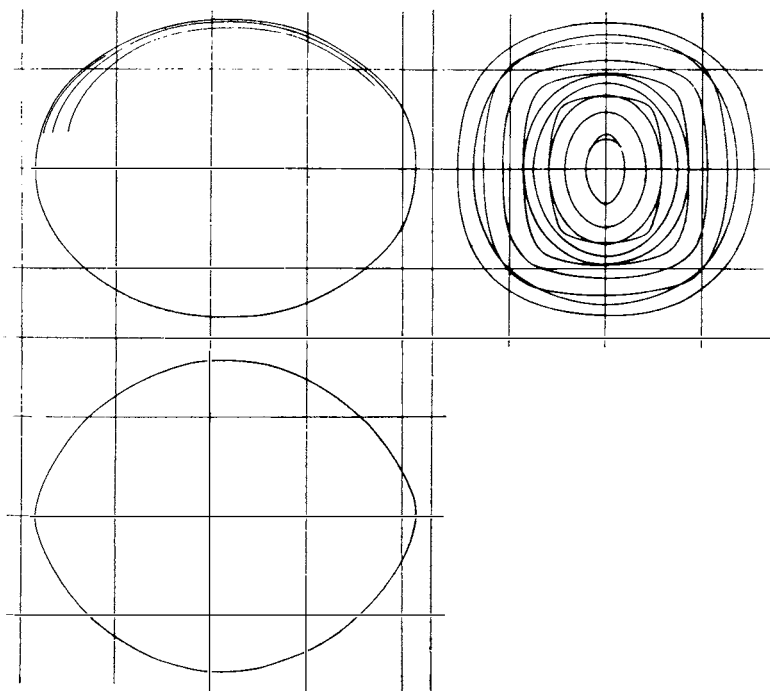


Фиг. 9. Исходный макет гоночного автомобиля

Уже разработка кузова гоночного автомобиля в 1962 г. показала высокую степень плавности получаемой поверхности, ограничиваемую ручным пока методом воспроизведения ее на чертеже, а также возможность получить хорошее приближение математически разработанной поверхности к поверхности исходного макета. Разработанная поверхность скорректировала изъяны поверхности макета, но при этом осталась близкой к ней, отклонения не превышали 1 мм при масштабе макета 1 : 4. О характере формы можно судить по фотографии макета (фиг. 9).

Программы, построенные на основе алгоритмов типа 8д и 8е, дали возможность получать более сложные по конфигурации по-

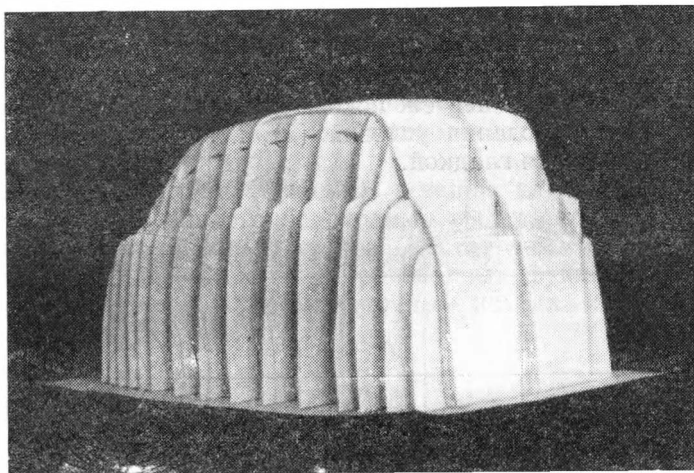
верхности (фиг. 10—12). На фиг. 12 показана составная поверхность. Несмотря на гладкость направляющих линий, продольные сечения имеют изломы в точках, соответствующих сопряжению смежных кусков. Этот чертеж показывает необходимость введения функций Φ и соблюдения условий (5), после чего составная поверхность становится гладкой.



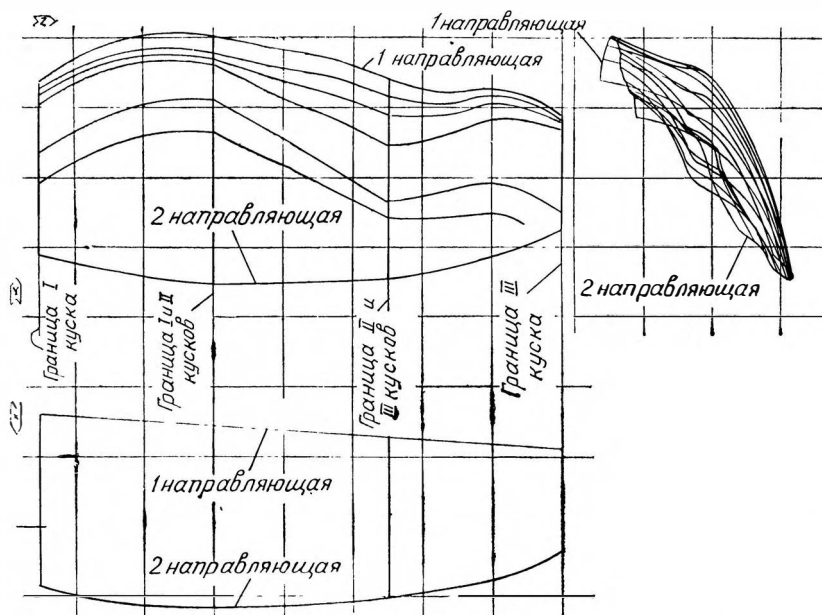
Фиг. 10. Экспериментальная замкнутая поверхность

По просьбе работников АЗЛК была разработана поверхность лобового стекла автомобиля, вернее, создана математическая модель стекла серийно выпускаемого автомобиля. Исходные данные были взяты с рабочего чертежа. Максимальные отклонения модели от информации, заданной на рабочем чертеже, составляли 0,4—0,5 мм. Подобные модели в дальнейшем можно использовать для расчетного определения оптических искажений в криволинейных стеклах.

Экспериментальное конструирование поверхностей показало, что если и не во всех случаях с первого расчета удастся получить поверхности желательной конфигурации, то, направленно изменяя некоторые величины в исходных КМД, несложно добиться нужного изменения конфигурации.



Фиг. 11. Макет поверхности корпуса лодочного мотора



Фиг. 12. Экспериментальная составная поверхность

Для выяснения некоторых вопросов автоматизации черчения был проведен опыт автоматического изготовления чертежа разработки поверхности при помощи макетной системы, в которую входили ЭЦВМ «Минск-22», управляющая ЦВМ «Днепр» и аналоговый построитель графиков небольшого размера. Выходные блоки ЦВМ «Днепр» и построитель не рассчитаны на изготовление машиностроительных чертежей, однако были получены макетные чертежи, позволяющие оценивать общую конфигурацию поверхностей.

КОНСТРУИРОВАНИЕ КЛАССА ПОВЕРХНОСТЕЙ, ПРОХОДЯЩИХ ЧЕРЕЗ ЧЕТЫРЕ ПОПАРНО ПЕРЕСЕКАЮЩИЕСЯ КРИВЫЕ

1. Существенной частью математического обеспечения систем автоматизированного проектирования автомобильных кузовов и других сходных объектов сложной формы являются алгоритмы и программы для конструирования с помощью ЦВМ различных кривых поверхностей по заранее заданным условиям. При конструировании поверхностей автомобильного кузова приходится учитывать разнообразие встречающихся форм, различие условий сопряжения смежных поверхностей, эстетические, технологические и другие требования. Кроме того, при разработке математического обеспечения необходимо учитывать принципы работы и технические особенности отдельных узлов системы автоматизированного проектирования. Поэтому вряд ли целесообразно искать и предлагать какой-либо один «универсальный» алгоритм конструирования поверхностей сложной формы. Разными авторами предлагаются и исследуются различные алгоритмы конструирования поверхностей. Эти алгоритмы отличаются составом и характером представления заранее задаваемых условий, геометрическими концепциями синтеза поверхностей, классами форм, которые с их помощью можно получать, объемом вычислений и другими особенностями.

Для определенного класса алгоритмов построения поверхностей предварительно производится построение некоторого количества плоских и пространственных линий; затем эти линии включаются в состав заранее задаваемых условий, в том числе в качестве линий каркасов поверхностей, образующих и направляющих, граничных линий кусков поверхностей, линий сопряжения смежных кусков. Этот метод получил распространение в связи с удобством начального задания формы шаблонами, линиями сечений и характерными линиями формы на чертеже.

На практике часто приходится иметь дело с сетчатым дискретным каркасом, через который должна проходить конструируемая поверхность. Нередко линии такого каркаса лежат в координатных плоскостях (плоскостях, для всех точек которых значение одной из координат постоянно) и могут быть названы продольными и поперечными сечениями поверхности.

В статье рассматриваются несколько алгоритмов конструирования поверхностей, проходящих через четыре попарно пересекающиеся кривые линии, называемые в дальнейшем опорными; рассматривается также построение гладкой составной поверхности (обвода), интерполирующей заданный сетчатый каркас.

Одним из критериев, принятых при выборе алгоритмов, было достижение возможной структурной простоты описания поверхностей и очевидности закономерностей образования последних.

Опорные линии считаются заданными. Алгоритмы, определяющие их, не рассматриваются.

2. Предварительно рассмотрим несколько вспомогательных алгоритмов, которые будут использованы в дальнейших построениях.

Построение в КС $OXYZ$ * гиперboloида, проходящего через четыре точки, проектирующиеся на ПЛ OXY в углы прямоугольника со сторонами, параллельными координатным осям (фиг. 1).

Гиперboloид был выбран для дальнейшего использования как простейшая в определенном смысле кривая поверхность: сечения его координатными плоскостями прямолинейны.

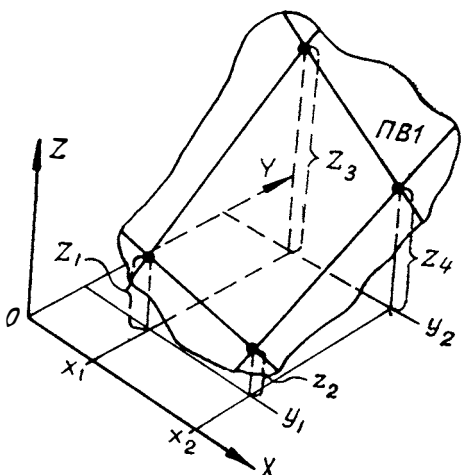
Даны координаты точек

$$\begin{bmatrix} x_1 & x_2 & x_1 & x_2 \\ y_1 & y_1 & y_2 & y_2 \\ z_1 & z_2 & z_3 & z_4 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

В общем виде уравнение гиперboloида принимаем:

$$\text{ПВ1:} \quad z = A_1xy + A_2x + A_3y + A_4. \quad (2)$$

* В статье приняты сокращенные обозначения: КС — координатная система; ПВ — поверхность; ПЛ — плоскость; ЛН — линия; ПМ — прямая.



Фиг. 1. Построение гиперboloида

Последовательно подставляя сюда координаты четырех заданных точек и решая получившуюся линейную систему, имеем:

$$\text{ПВ1: } z = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} [(z_1 - z_2 - z_3 + z_4)xy + (-z_1y_2 + z_2y_2 + z_3y_1 - z_4y_1)x + (-z_1x_2 + z_2x_1 + z_3x_2 - z_4x_1)y + z_1x_2y_2 - z_2x_1y_2 - z_3x_2y_1 + z_4x_1y_1], \quad (3)$$

или

$$\text{ПВ1: } z = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} [z_1(x_2 - x)(y_2 - y) + z_2(x - x_1)(y_2 - y) + z_3(x_2 - x)(y - y_1) + z_4(x - x_1)(y - y_1)]. \quad (4)$$

В частности, если исходные точки проектируются на Пл OXY в вершины единичного квадрата, т. е. даны точки

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ z_1 & z_2 & z_3 & z_4 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\text{то ПВ1,а: } z = (z_1 - z_2 - z_3 + z_4)xy + (z_2 - z_1)x + (z_3 - z_1)y + z_1. \quad (6)$$

3. В дальнейшем введем определения параметрической суммы геометрических объектов и пропорциональных поверхностей.

Параметрической суммой двух или нескольких параметрических заданных объектов (линий или поверхностей) называется объект, определенный множеством радиус-векторов, полученных как суммы векторов точек слагаемых объектов с равными значениями параметров. Если за параметры точек линии принимать одну, а за параметры точек поверхности — две координаты и после сложения проводить линейное сжатие в направлении осей координат, выбранных в качестве параметров с коэффициентом $\frac{1}{n}$, где

n — число слагаемых, мы приходим к сложению ординат конкурирующих (имеющих общую проекцию на координатную ось) точек линий или аппликат конкурирующих точек поверхностей.

4. Пропорциональной точкой для двух данных точек называется точка, компоненты радиус-вектора которой определяются линейной комбинацией компонент радиус-векторов заданных точек при определенном значении коэффициента пропорциональности λ :

$$x_c^i = x_a^i\lambda + x_b^i(1 - \lambda). \quad (7)$$

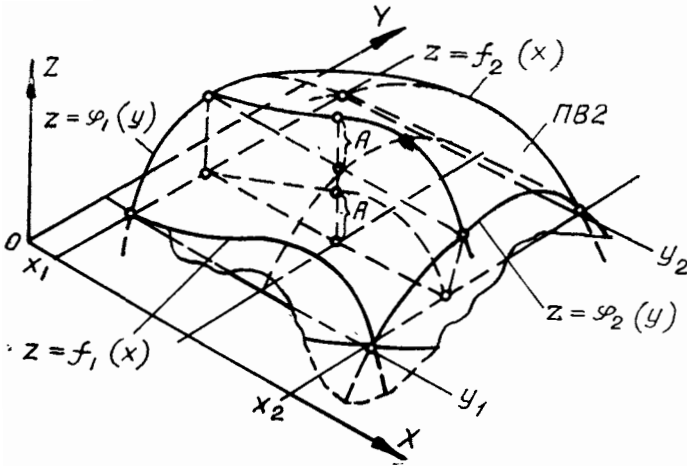
В симметричной записи

$$x_c^i = \frac{x_a^i\mu + x_b^i\nu}{\mu + \nu}. \quad (8)$$

Легко видеть, что пропорциональная точка лежит на прямой, проходящей через данные точки, и для множества всех возможных значений коэффициента пропорциональности пропорциональные точки описывают эту прямую.

Если в пространстве параметрически заданы две линии, то для каждой пары их изопараметрических точек (точек с равными значениями параметра) можно построить множество пропорциональных точек. В итоге получается линейчатая поверхность, на которой выделяется каркас прямолинейных образующих и каркас изопараметрических пропорциональных линий. Такую поверхность называем пропорциональной. В частных случаях, например, когда за параметр принята одна из координат, эта поверхность становится цилиндром.

5. Пользуясь введенными выше понятиями, строим кривую поверхность, проходящую через четыре заданные опорные линии, лежащие в координатных плоскостях и попарно пересекающиеся в точках ПЛ OXY (фиг. 2).



Фиг. 2. Построение частного вида поверхности, проходящей через плоские опорные линии

Даны образующие:

$$\text{ЛН1: } \begin{cases} z = f_1(x), \\ y = y_1; \end{cases}$$

$$\text{ЛН2: } \begin{cases} z = f_2(x), \\ y = y_2; \end{cases}$$

$$\text{ЛН3: } \begin{cases} z = \varphi_1(y), \\ x = x_1; \end{cases}$$

$$\text{ЛН4: } \begin{cases} z = \varphi_2(y), \\ x = x_2; \end{cases}$$

(9)

и условия пересечения, которым они удовлетворяют:

$$f_1(x_1) = f_1(x_2) = f_2(x_1) = f_2(x_2) = \varphi_1(y_1) = \varphi_1(y_2) = \varphi_2(y_1) = \varphi_2(y_2) = 0. \quad (10)$$

Поверхность строится как параметрическая сумма по аппликатам двух поверхностей, каждая из которых пропорциональная для пары противоположащих опорных линий. Запишем уравнение поверхности, квадратными скобками выделив аппликаты обоих цилиндров:

$$\begin{aligned} \text{ПВ2:} \quad z = & \left[\frac{y_2 - y}{y_2 - y_1} f_1(x) + \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} f_2(x) \right] + \\ & + \left[\frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} \varphi_1(y) + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \varphi_2(y) \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

При $x_1 = y_1 = 0$ и $x_2 = y_2 = 1$

$$\begin{aligned} \text{ПВ2,а:} \quad z = & (1 - y) f_1(x) + y f_2(x) + (1 - x) \times \\ & \times \varphi_1(y) + x \varphi_2(y). \end{aligned} \quad (12)$$

Первые и вторые производные уравнений поверхностей имеют простой вид, облегчающий нахождение нормалей и квадратичных форм. Дифференциальные свойства поверхностей зависят от свойств опорных линий. Если они гладкие и не имеют особых точек, этими же свойствами обладает и поверхность. Если пара противоположащих опорных линий выпукла, выпуклы все сечения, лежащие в плоскостях, параллельных плоскостям этих линий. Если все четыре опорные линии выпуклы или все вогнуты, поверхность будет состоять из эллиптических точек и будет соответственно выпуклой или вогнутой. Если пара опорных линий выпукла, а другая пара вогнута, поверхность состоит из гиперболических точек.

После задания опорных линий поверхность определяется однозначно; таким образом, опорные линии можно считать определителем поверхности.

Одним из преимуществ данного способа является то, что разные опорные линии могут быть заданы разными алгоритмами. Промежуточные сечения при движении секущей плоскости от плоскости одной опорной линии к плоскости другой, противоположащей опорной линии, постепенно, равномерно меняют свою конфигурацию. В этом можно усмотреть определенную эстетическую закономерность образования поверхности.

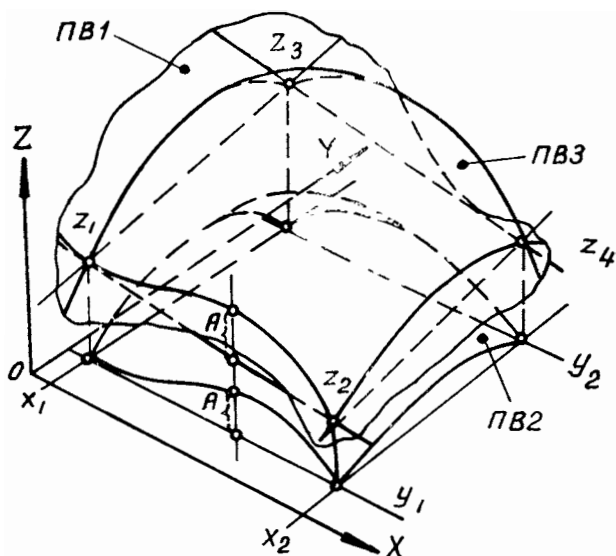
Поверхность данного вида можно использовать для конструирования перекрытий, сводов и в других частных случаях, однако при конструировании кузовов редко приходится иметь дело с опорными линиями, пересекающимися в точках основной координатной плоскости. Поэтому построим поверхность более общего вида, сохраняющую перечисленные преимущества.

6. Рассмотрим построение кривой поверхности, проходящей через четыре попарно пересекающиеся опорные линии, лежащие в координатных плоскостях.

В отличие от предыдущего случая точки пересечения не лежат на Пл OXY . Таким образом, даны опорные линии (9), но условия пересечения другие:

$$\left. \begin{aligned} f_1(x_1) = \varphi_1(y_1) = z_1; \\ f_1(x_2) = \varphi_2(y_1) = z_2; \\ f_2(x_1) = \varphi_1(y_2) = z_3; \\ f_2(x_2) = \varphi_2(y_2) = z_4. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Поверхность строится как параметрическая сумма по аппликатам гиперboloида ПВ1 и вспомогательной кривой поверхности



Фиг. 3. Построение поверхности, проходящей через плоские опорные линии

ПВ2. Однако из фиг. 3 видно, что для опорных линий ПВ2 аппликаты определяются как разности аппликат заданных опорных линий и прямолинейных элементов гиперboloида. Например,

$$\left. \begin{aligned} z = f_1(x) - \frac{z_1(x_2 - x) + z_2(x - x_1)}{x_2 - x_1}; \\ y = y_1. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Поэтому после упрощений уравнение поверхности выглядит как полученное путем параметрического вычитания двух поверхностей:

$$\begin{aligned} \text{ПВЗ: } z = & \frac{y_2 - y}{y_2 - y_1} f_1(x) + \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} f_2(x) + \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} \varphi_1(y) + \\ & + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \varphi_2(y) - \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} [z_1(x_2 - x)(y_2 - y) + \\ & + z_2(x - x_1)(y_2 - y) + z_3(x_2 - x)(y - y_1) + z_4(x - x_1)(y - y_1)]. \end{aligned} \quad (15)$$

Уравнение ПВЗ можно записывать в разном виде, например, группируя по переменным или заменяя z_1, z_2, z_3 и z_4 на значения функций f_1 и f_2 или φ_1 и φ_2 .

Дифференциальные свойства поверхности сходны со свойствами ПВ2. Чтобы усмотреть алгебраическую структуру уравнения ПВЗ, целесообразно записать его, группируя по переменным:

$$\begin{aligned} \text{ПВЗ: } z = & A_1 f_1(x) y + A_2 f_2(x) y + A_3 \varphi_1(y) x + A_4 \varphi_2(y) x + \\ & + A_5 f_1(x) + A_6 f_2(x) + A_7 \varphi_1(y) + A_8 \varphi_2(y) + A_9 x y + \\ & + A_{10} x + A_{11} y + A_{12}. \end{aligned} \quad (16)$$

Отсюда видно, что если функции, задающие опорные линии — алгебраические многочлены, двойным многочленом выражается и поверхность, причем степени этого многочлена по x и y совпадают с большими из степеней соответствующих опорных линий, общая же степень на 1 больше, чем наибольшая степень всех четырех опорных линий.

Поскольку уравнение разрешено относительно z , значение этой координаты по заданным значениям двух других координат находится элементарно; значение координаты x или y по заданным значениям двух остальных координат, как правило, приходится определять численными методами.

Описанный алгоритм можно применять для конструирования частей формы автомобильных кузовов, если заданы соответствующие исходные данные и желательно получить при этом возможно простую по конфигурации, эстетически закономерную поверхность.

7. Не всегда поверхности типов ПВ2 и ПВ3 могут удовлетворить предъявляемым требованиям, в частности, эстетическим. Выше было сказано, что промежуточные сечения этих поверхностей при движении от одной опорной линии к противоположащей равномерно, с постоянной скоростью изменяют свою конфигурацию. Однако может оказаться желательным, чтобы промежуточные сечения в большей степени определялись конфигурацией одной или другой опорной линии (как для одного семейства сечений, так и для другого, ортогонального). Для этого и с целью получения в дальнейшем гладкой составной поверхности будем строить поверхность с введением дополнительных параметров λ и μ .

Построение параметрически определяемой поверхности при задании образующих (9) и условий их пересечения (10).

Совместим с ПЛ OXY ПЛ $O'\lambda\mu$; пусть ПМ $OX||$ ПМ $O'\lambda$ и ПМ $OY||$ ПМ $O'\mu$. Преобразование КС OXY в КС $O'\lambda\mu$ определяется как неравномерные сжатия в направлении координатных осей. Пусть уравнения преобразования имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= C_x(x); \\ \mu &= C_y(y). \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

В КС $O'\lambda\mu$ строим ПВ2, как было показано. Учитывая, что опорные линии заданы в КС $OXYZ$, уравнение этой поверхности:

$$\begin{aligned} \text{ПВ4: } z &= \frac{\mu_2 - \mu}{\mu_2 - \mu_1} f_1(x) + \frac{\mu - \mu_1}{\mu_2 - \mu_1} f_2(x) + \frac{\lambda_2 - \lambda}{\lambda_2 - \lambda_1} \varphi_1(y) + \\ &+ \frac{\lambda - \lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} \varphi_2(y), \end{aligned} \quad (18)$$

причем

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 &= C_x(x_1); & \lambda_2 &= C_x(x_2); \\ \mu_1 &= C_y(y_1); & \mu_2 &= C_y(y_2). \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Заменяв в формуле (18) λ и μ на x и y согласно системе (17), получаем описание ПВ4 в КС $OXYZ$.

Функции C_x и C_y определяют скорости, с которыми меняется конфигурация сечений поверхности плоскостями $x = \text{const}$ и $y = \text{const}$ при движении секущих плоскостей от $x = x_1$ к $x = x_2$ и от $y = y_1$ к $y = y_2$ соответственно. Надлежащим образом задавая эти функции, можно получать поверхности, в образовании которых большую роль играет одна или другая опорная линия из каждой пары. Определять эти функции можно также, задавая в пространстве одну или несколько контрольных точек и требуя прохождения поверхности через них. Дополнение исходных данных контрольными точками можно использовать для корректировки поверхности в желательном направлении. Если контрольные точки не задаются, функции C_x и C_y можно выбирать в следующем порядке. Предварительно строится ПВ2. Рассматривается некоторое интересующее нас сечение ее плоскостью $x = \text{const}$ или $y = \text{const}$. Если конфигурация его нас не удовлетворяет, из семейства параллельных сечений ПВ2 выбираем наиболее удовлетворяющее. Пусть контрольное сечение находится в плоскости $x = x_i$, а выбранное на ПВ2 — в плоскости $x = x_k$. Считая после этого ПВ2 построенной в КС $O'\lambda\mu$, ищем функцию C_x как принимающую значения λ_1, λ_2 и λ_k при значениях аргумента x_1, x_2 и x_i . Такая функция может иметь вид параболы. Если рассматриваются два контрольных сечения (параллельных), функция C_x ищется как принимающая четыре заданных значения при четырех заданных значениях аргумента. Если контрольные сечения рассматриваются в ортогональных плоскостях, функции C_x и C_y ищутся последовательно, при этом могут оказаться нужными повторные корректировки, так как

введение каждой из этих функций влияет на конфигурацию сечений обоих семейств.

Дифференциальные свойства поверхности рассматриваемого вида определяются не только свойствами опорных линий, но и особенностями функций C_x и C_y . Поэтому возможно появление разрывов, отдельных полостей, особых точек и линий. Во избежание этого функции C_x и C_y полагаются на рабочих участках взаимнооднозначными (значит, и монотонными). При этом различным выбором функций можно лишь в определенных пределах менять конфигурацию поверхности; сохраняется при этом отмеченная выше эстетическая закономерность построения поверхности.

Вводя для удобства C_x и C_y так, чтобы $\lambda_1 = \mu_1 = 0$, $\lambda_2 = \mu_2 = 1$, получаем уравнение поверхности более простого вида

$$\text{ПВ4,а: } z = (1 - \mu)f_1(x) + \mu f_2(x) + (1 - \lambda)\varphi_1(y) + \lambda\varphi_2(y). \quad (20)$$

8. Рассмотрим первый вариант построения параметрически задаваемой поверхности при задании опорных линий (9) и условий пересечения их (13).

Поверхность конструируется в принципе так же, как ПВ3, — из ПВ2 и ПВ4. Уравнение имеет вид:

$$\begin{aligned} \text{ПВ5: } z = & \left[f_1(x) - \frac{z_1(x_2 - x) + z_2(x - x_1)}{x_2 - x_1} \right] \frac{\mu_2 - \mu}{\mu_2 - \mu_1} + \\ & + \left[f_2(x) - \frac{z_3(x_2 - x) + z_4(x - x_1)}{x_2 - x_1} \right] \frac{\mu - \mu_1}{\mu_2 - \mu_1} + \\ & + \left[\varphi_1(y) - \frac{z_1(y_2 - y) + z_3(y - y_1)}{y_2 - y_1} \right] \frac{\lambda_2 - \lambda}{\lambda_2 - \lambda_1} + \\ & + \left[\varphi_2(y) - \frac{z_2(y_2 - y) + z_4(y - y_1)}{y_2 - y_1} \right] \frac{\lambda - \lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} + \\ & + \frac{z_1(x_2 - x)(y_2 - y) + z_2(x - x_1)(y_2 - y) + z_3(x_2 - x)(y - y_1) + z_4(x - x_1)(y - y_1)}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)}. \quad (21) \end{aligned}$$

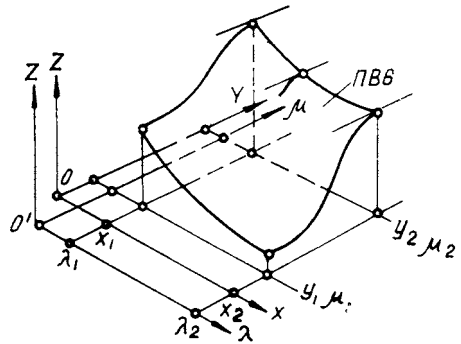
Этот вариант позволяет для указанных исходных данных строить поверхность, корректируя конфигурацию промежуточных сечений и дополняя исходные данные контрольными точками. Однако уравнение ПВ5 имеет сложный вид. Кроме того, можно показать, что этот вариант оказывается непригодным для построения гладкой составной поверхности.

9. Рассмотрим второй вариант параметрически задаваемой поверхности.

Предварительно построим гиперboloид в КС $O'\lambda\mu Z$:

$$\begin{aligned} \text{ПВ6: } z = & \frac{z_1(\lambda_2 - \lambda)(\mu_2 - \mu) + z_2(\lambda - \lambda_1)(\mu_2 - \mu) + z_3 \times}{(\mu_2 - \mu_1) \times} \\ & \frac{\times (\lambda_2 - \lambda)(\mu - \mu_1) + z_4(\lambda - \lambda_1)(\mu - \mu_1)}{\times (\lambda_2 - \lambda_1)}. \quad (22) \end{aligned}$$

В КС $OXYZ$ ПВ6 уже не будет гиперboloидом, она будет кривой (фиг. 4). Можно показать, что два сечения этой поверхности плоскостями $x = \text{const}$ или $y = \text{const}$ можно перевести друг в друга линейным преобразованием координаты z , причем коэффициенты преобразования зависят от положения секущей плоскости. Отсюда, если для некоторого сечения $x = x_i$ в точке $y = y$ касательная к линии сечения параллельна ПЛ OXY , для всех других сечений $x = \text{const}$ в точках $y = y_k$ наблюдается та же особенность. Аналогично и для сечений плоскостями $y = \text{const}$. Продифференцировав уравнение ПВ6, предварительно записанное в виде:



Фиг. 4. Вспомогательная кривая поверхности

$$\text{ПВ6, а:} \quad z = A_1 \lambda \mu + A_2 \lambda + A_3 \mu + A_4 \quad (23)$$

и учитывая, что λ и μ — функции x и y соответственно, имеем

$$\frac{\partial z}{\partial x} = (A_1 \mu + A_2) \frac{\partial \lambda}{\partial x}, \quad (24)$$

т. е.
$$\frac{\partial z}{\partial x} = 0 \quad \text{при} \quad \frac{\partial \lambda}{\partial x} = 0, \quad (25)$$

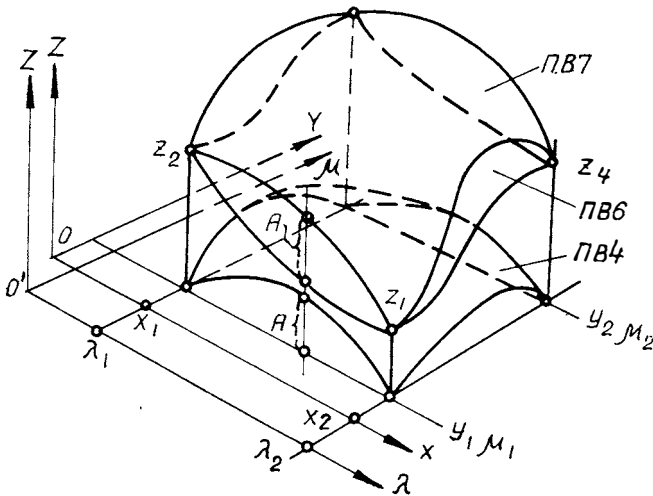
и касательные к линиям сечений поверхности плоскостями $y = \text{const}$ в точках сечения соответствующей плоскостью $x = x_i$ параллельны ПЛ OXY .

Теперь продолжим построение поверхности, проходящей через заданные опорные линии. Она получается сложением по аппликатам ПВ4 и ПВ6. При этом аппликаты опорных линий вспомогательной ПВ4 определяются как разности аппликат заданных опорных линий и аппликат линий сечений ПВ6 плоскостями, в которых лежат опорные линии (фиг. 5). После упрощений уравнение поверхности имеет вид:

$$\begin{aligned} \text{ПВ7:} \quad z = & f_1(x) \frac{\mu_2 - \mu}{\mu_2 - \mu_1} + f_2(x) \frac{\mu - \mu_1}{\mu_2 - \mu_1} + \varphi_1(y) \frac{\lambda_2 - \lambda}{\lambda_2 - \lambda_1} + \\ & + \varphi_2(y) \frac{\lambda - \lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} - \frac{(z_1 - z_2 - z_3 + z_4) \lambda \mu + (-z_1 \mu_2 + z_2 \mu_2 + z_3 \mu_1 - z_4 \mu_1) \lambda +}{(\lambda_2 - \lambda_1) \times} \\ & + \frac{(-z_1 \lambda_2 + z_2 \lambda_1 + z_3 \lambda_2 - z_4 \lambda_1) \mu + z_1 \lambda_2 \mu_2 - z_2 \lambda_1 \mu_2 - z_3 \lambda_2 \mu_1 + z_4 \lambda_1 \mu_1}{\times (\mu_2 - \mu_1)}. \quad (26) \end{aligned}$$

Дифференциальные свойства ПВ6 и ПВ7 сходны со свойствами ПВ4. Как и для ПВ4, выбирая должным образом C_x и C_y , можно

корректировать конфигурацию промежуточных сечений и выбрать поверхности, проходящие через контрольные точки.

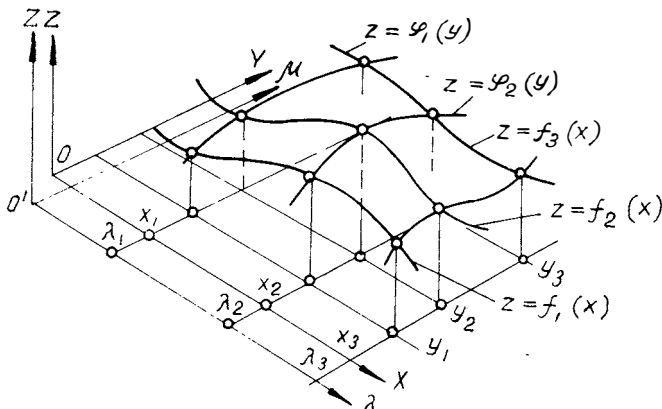


Фиг. 5. Построение параметрически задаваемой кривой поверхности

10. Перейдем к построению гладкой составной поверхности из кусков поверхностей вида ПВ7.

Пусть задан каркас пересекающихся линий (сетчатый, дискретный), лежащих в координатных плоскостях (фиг. 6):

$$\text{ЛН}p_p: \begin{cases} z = f_p(x), \\ y = y_p; \end{cases} \quad \text{ЛН}r_r: \begin{cases} z = \varphi_r(y), \\ x = x_r. \end{cases} \quad (27)$$



Фиг. 6. Исходные данные для построения составной поверхности

Этот случай часто встречается в практике конструирования, в частности, в кузовостроении. Один из естественно напрашивающихся методов конструирования поверхности по таким исходным данным — построение ее как составной из отдельных кусков.

На ПЛ ОХУ заданный каркас проектируется в прямоугольную сетку с линиями, параллельными координатным осям. Линии каркаса полагаются гладкими. Для каждой ячейки каркаса (проектирующейся на ПЛ ОХУ в прямоугольник) строим кусок ПВ7, определяемый соответствующими дугами линий каркаса. Поскольку каждые два смежных куска ПВ7 имеют общую граничную линию, составная ПВ8 будет непрерывной. Однако необходимо добиться ее гладкости. Поскольку линии каркаса полагаются гладкими, каждый кусок ПВ7 гладкий и надо добиться лишь гладкости сопряжения смежных кусков. Гладкость 1-го порядка обеспечивается, если в каждой точке линии сопряжения оба смежных куска имеют общую нормаль, или, что равносильно, общие две касательные, определяемые соответственно значениями двух частных производных уравнений кусков. Рассмотрим сопряжение кусков ПВ7 вдоль

ЛНр_i: $\begin{cases} z=f_i(x) \\ y=y_i \end{cases}$. Поскольку эта линия — общая для обоих кусков,

общими будут и касательные к ней, лежащие в ПЛ: $y=y_i$, определяемые значениями производной функции f_i . Для определения другой касательной в некоторой точке линии сопряжения продифференцируем уравнение ПВ7 по y :

$$\frac{\partial z}{\partial y} = \left[\frac{f_2(x) - f_1(x)}{\mu_2 - \mu_1} \right] \frac{\partial \mu}{\partial y} + \varphi'_1(y) \frac{\lambda_2 - \lambda}{\lambda_2 - \lambda_1} + \varphi'_2(y) \frac{\lambda - \lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} - \left[\frac{(z_1 - z_2 - z_3 + z_4)\mu - z_1\mu_2 + z_2\mu_2 + z_3\mu_1 - z_4\mu_1}{(\lambda_2 - \lambda_1)(\mu_2 - \mu_1)} \right] \frac{\partial \mu}{\partial y}. \quad (28)$$

Если для $y = y_i$ $\frac{\partial \mu}{\partial y} = 0$,

$$\frac{\partial z}{\partial y_i} = \varphi'_1(y) \frac{\lambda_2 - \lambda}{\lambda_2 - \lambda_1} + \varphi'_2(y) \frac{\lambda - \lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1}, \quad (29)$$

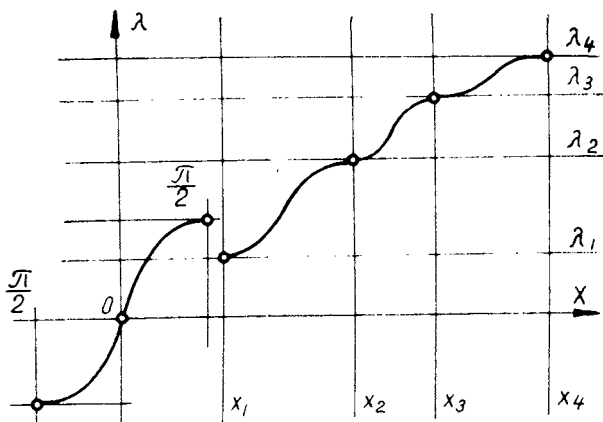
т. е. определяется поведением функций φ_1 и φ_2 в точках $y=y_i$ и функций $\lambda = C_x(x)$. Поскольку для всех точек линии сопряжения эти данные общие для обоих смежных кусков, общими будут и искомые касательные.

Аналогичные рассуждения можно провести для линий каркаса, лежащих в плоскостях $x=x_i = \text{const}$.

Итак, для обеспечения гладкости 1-го порядка достаточно, чтобы для значений $y=y_p$ и $x=x_r$, соответствующих линиям исходного каркаса, производные функций C_y и C_x равнялись нулю.

Конструктивно так задать эти функции несложно. Для небольшого числа линий каркаса их можно получить в виде полиномов,

строая таковые по значениям их производных в заданных точках. Эти функции могут быть и составными, например, из линейно деформированных и подвергнутых переносу полуволн синусоиды, взятой от $x = -\frac{\pi}{2}$ до $x = +\frac{\pi}{2}$ (фиг. 7), из кусков кубических полиномов и др. В некоторых алгоритмах достаточно потребовать однозначности функций C_x и C_y на каждом отдельном участке между линиями каркаса. При этом можно положить, чтобы на каждом участке параметры λ и μ изменялись в интервале от 0 до 1, в результате чего уравнения кусков ПВ7 упрощаются (для сравнения см. уравнения ПВ4 и ПВ4,а).



Фиг. 7. Введение параметра для построения составной поверхности

11. Рассмотрим построение поверхностей в косоугольных и криволинейных КС. Рассмотренные выше поверхности можно строить в косоугольных, цилиндрических, специальных криволинейных КС. Опорные линии при этом должны быть расположены в координатных плоскостях или поверхностях.

Если одна из таких КС принята для разработки поверхности как вспомогательная и известны уравнения перехода от этой КС к основной, декартовой прямоугольной и обратно, координаты любой точки поверхности, построенной во вспомогательной системе, могут быть переведены в основную. Предварительно, если опорные линии заданы в основной КС, их надо перевести во вспомогательную, где они должны быть выражены в виде систем уравнений (9) или (27).

Если поверхность во вспомогательной системе разработана как каркас сечений координатными плоскостями (поверхностями), в основной КС этот каркас, вообще говоря, будет сетью параметрических пространственных линий. На практике часто требуется построение каркаса плоскопараллельных сечений в основной КС.

В общем случае для этого можно использовать специальные итерационные циклы, но иногда вспомогательную КС можно ввести так, чтобы координатные плоскости, определяющие аппликаты в основной и вспомогательной системах, совпадали или хотя бы преобразования имели вид:

$$\left. \begin{aligned} x &= C_x(x, y); \\ y &= C_y(x, y); \\ z &= C_z(z). \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

В последнем случае координаты-аргументы задаются в основной КС по уравнениям, обратным двум первым уравнениям из (30), определяются координаты-аргументы во вспомогательной КС, а после расчета координаты-функции во вспомогательной КС она переводится в основную систему.

Использование вспомогательных, в том числе криволинейных КС, позволяет в ряде случаев получить эстетически убедительные, закономерные поверхности.

12. Многие поверхности форм в художественном конструировании, в том числе и сравнительно простые по конфигурации, ограничиваются пространственными линиями. Для определенных форм эти линии являются существенными выразительными элементами формы. Поэтому их целесообразно задавать предварительно и использовать специальные алгоритмы конструирования поверхностей, ограниченных такими линиями. Ниже приводится алгоритм такого типа.

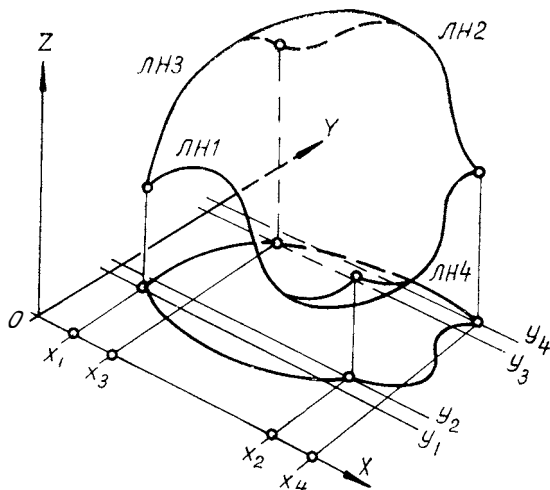
Построение поверхности, проходящей через четыре попарно пересекающиеся пространственные опорные линии (фиг. 8).

В отличие от рассмотренных выше случаев опорные линии не лежат в координатных плоскостях. Они попарно пересекаются в точках общего положения.

Для приводимого алгоритма требуется, чтобы опорные линии были заданы параметрически. Пусть ЛН1 и ЛН2 описываются параметром u , а ЛН3 и ЛН4 — параметром v . Параметры должны быть приведенными, т. е. в точках пересечения образующих принимать попарно равные значения. Таким образом, образующие даны:

$$\begin{aligned} \text{ЛН1:} & \begin{cases} x = f_{1x}(u) \\ y = f_{1y}(u) \\ z = f_{1z}(u) \end{cases}; & \text{ЛН2:} & \begin{cases} x = f_{2x}(u) \\ y = f_{2y}(u) \\ z = f_{2z}(u) \end{cases}; & \text{ЛН3:} & \begin{cases} x = \varphi_{1x}(v) \\ y = \varphi_{1y}(v) \\ z = \varphi_{1z}(v) \end{cases}; \\ & & & & \text{ЛН4:} & \begin{cases} x = \varphi_{2x}(v) \\ y = \varphi_{2y}(v) \\ z = \varphi_{2z}(v) \end{cases}. \end{aligned} \quad (31)$$

Можно представить пятимерную КС $OUVXYZ$, подсистемами которой являются КС $OUVX$, КС $OUVY$, КС $OUVZ$. В каждой из этих подсистем строим поверхность одного из описанных выше типов: ПВ3, ПВ5, ПВ7.



Фиг. 8. Построение поверхности, проходящей через пространственные опорные линии

Вводя надлежащим образом параметры u и v , можно, впрочем, ограничиться поверхностями типа ПВ3. Из описания опорных линий и условий пересечения их легко выбрать исходные данные для построения каждой поверхности. Например, для КС $OUVX$ имеем:

$$\begin{aligned}
 \text{ЛН1: } & \begin{cases} x = f_{1x}(u), \\ v = v_1; \end{cases} & \text{ЛН2: } & \begin{cases} x = f_{2x}(u), \\ v = v_2; \end{cases} & \text{ЛН3: } & \begin{cases} x = \varphi_{1x}(v), \\ u = u_1; \end{cases} \\
 & & \text{ЛН4: } & \begin{cases} x = \varphi_{2x}(v), \\ u = u_2. \end{cases} & & & (32)
 \end{aligned}$$

Полученные три поверхности можно рассматривать как параметрически заданную поверхность в КС $OXYZ$, где координаты u, v выступают в качестве параметров:

$$\text{ПВ9: } \begin{cases} x = F_x(u, v), \\ y = F_y(u, v), \\ z = F_z(u, v). \end{cases} \quad (33)$$

Вид уравнений таков, что параметры удобно рассматривать как аргументы и строить поверхность как каркас параметрических линий; построение сечений поверхности координатными плоскостями возможно численными методами. Определять дополнительные характеристики ПВ9, например направление нормалей в ее точках, достаточно удобно, так как аппарат дифференциальной геометрии широко использует параметрическое определение поверхностей.

В частных случаях две опорные линии, заданные для конструирования поверхности, могут быть пространственными, а две — плоскими, лежащими в параллельных координатных плоскостях. Построение поверхности при этом упрощается; если за параметр, описывающий пространственные направляющие, принять одну из координат (остающуюся постоянной для каждой из плоских направляющих), поверхность легко получить как каркас плоскопараллельных сечений, расположенных в координатных плоскостях.

13. Перейдем к построению составной поверхности из кусков ПВ9, проходящей через сетчатый каркас пространственных опорных линий.

Этот алгоритм можно применять для разработки широкого класса форм, в том числе сложной конфигурации.

Построение проводится в трех вспомогательных КС, в которых согласно п. 11 строятся составные поверхности. Для этого опорные линии следует представить в параметрическом виде с приведенными значениями параметров, а затем с помощью функции C_u и C_v ввести дополнительные параметры λ и μ так, чтобы для значений u и v , соответствующих линиям каркаса, которые будут служить линиями сопряжения смежных кусков поверхностей, образующих составную, выполнялось:

$$\frac{\partial \lambda}{\partial u} = 0; \quad \frac{\partial \mu}{\partial v} = 0. \tag{34}$$

$$u = u_i \quad v = v_j$$

Поскольку составные поверхности во вспомогательных КС гладкие, гладкой будет и заданная параметрически поверхность в КС $OXYZ$.

Выводы

Методы рассчитаны на составление алгоритмов для быстроедействующих ЦВМ и на аналитическое конструирование поверхностей при работе с автоматизированными системами конструирования. Поэтому следует предполагать возможность широкого использования численных методов решения, позволяющих, в частности, находить значения координат, строить различные сечения поверхностей и т. д.

Алгоритмы конструирования поверхностей позволяют для описания различных опорных линий и отдельных линий исходных каркасов использовать различные алгоритмы конструирования линий.

При разработке алгоритмов учитывалась желательность возможно более простой структуры уравнений и обеспечения эстетической закономерности в образовании форм.

Различные алгоритмы можно применять для конструирования различающихся по заранее задаваемым условиям и сложности конфигурации поверхностей, в том числе ПВ8 рассчитаны на конструирование поверхностей интерполированием каркаса, снятого по ортогональной координатной сетке с исходного макета формы, а ПВ10 (см. п. 13) — интерполированием каркаса характерных линий формы, которые можно наметить на исходном макете.

*Канд-ты техн. наук Л. А. Егоров, Н. М. Старовойтов,
д-р техн. наук проф. Г. В. Крамаренко*

К ВЫБОРУ КОНСТРУКЦИИ САМОСТОПОРЯЩИХСЯ ГАЕК

Одним из элементов технического обслуживания автомобиля являются крепежные работы, на долю которых приходится от 18 до 25% общей трудоемкости технического обслуживания. Значительная трудоемкость крепежных работ обусловлена необходимостью частой подтяжки большого количества крепежных соединений, состоящих из болта с гайкой и упругой шайбы.

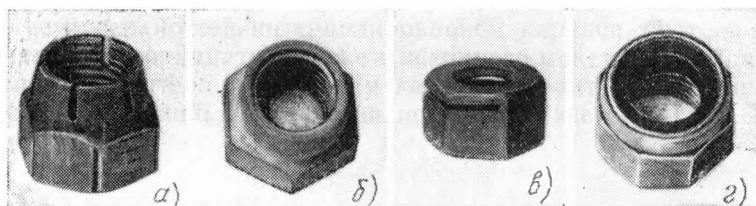
Применение крепежных деталей более сложных конструкций (например, корончатых гаек под шплинт и пластинок с отгибающимися усиками и т. п.) позволяет повысить надежность и периодичность обслуживания крепежных соединений, однако при этом значительно возрастают затраты труда на проверку их состояния и восстановления их натяга. Этому недостатка лишены так называемые самоподтягивающиеся крепежные детали.

В целях выбора наиболее надежной и одновременно простой конструкции самоподтягивающихся крепежных деталей в НАМИ были проведены сравнительные испытания крепежных деталей некоторых конструкций на потерю стопорящих свойств и заданного преднатяга (предварительного натяга) и обобщен опыт по этому вопросу [1—4].

В качестве объектов сравнительных испытаний на потерю стопорящих свойств были выбраны самоподтягивающиеся оцинкованные гайки различных конструкций, показанные на фиг. 1 и изготовленные из стали марок 10, 35, 45, 40X и 30ХГСА с резьбой по ГОСТ 9150—59, класс точности 2 по ГОСТ 9253—59. Гайки работали в сопряжении с оцинкованными болтами, изготовленными из стали марки 35 с резьбой по ГОСТ 9150—59, класс точности 2 по ГОСТ 9252—59.

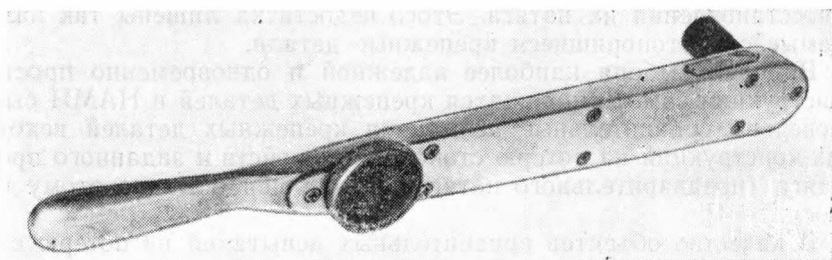
Испытания самоподтягивающихся гаек на потерю стопорящих свойств проводились при статическом нагружении путем многократного наворачивания их на болт динамометрическим ключом с

ценой деления $0,06 \text{ кг} \cdot \text{м}$ (фиг. 2) с последующей затяжкой до момента $3,5 \text{ кг} \cdot \text{м}$. При каждом заворачивании n гайки на динамометрическом ключе фиксировался ее стопорящий момент M . Результаты измерений приведены в виде графиков на фиг. 3—5.



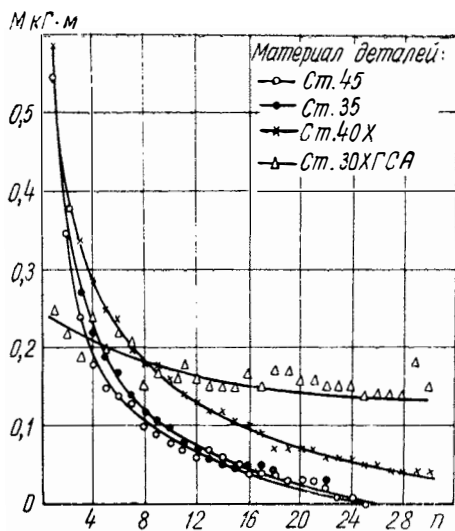
Фиг. 1. Самостопорящиеся гайки конструкции «К» с прорезями, обжатой по конусу (а), «Э», обжатой в верхней части на эллипс (б), «П» с боковой прорезью и подгибом усика (в), «Вс» с нейлоновой вставкой (г)

Как следует из фиг. 3—4, гайки конструкции «К» и «Э», изготовленные из стали марок 35, 45 и 40Х, при первых нескольких последовательных заворачиваниях сохраняют значительный стопорящий момент, равный $0,25—0,6 \text{ кг} \cdot \text{м}$. При последующих заворачиваниях гаек наблюдается резкое снижение их стопорящего момента, который после 26—30 повторных заворачиваний гаек конструкции «К» и 19—25 заворачиваний гаек конструкции «Э» практически снижается до 0, т. е. гайки полностью теряют свои стопорящие свойства (стопорящий крутящий момент).

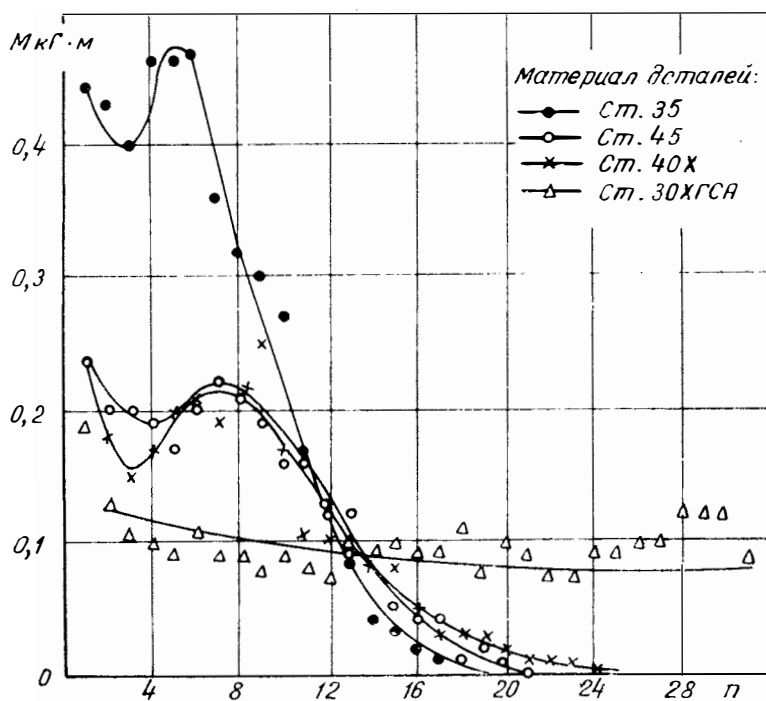


Фиг. 2. Динамометрический ключ

Значительно лучшая стабильность стопорящего момента получена у гаек конструкции «К» и «Э», изготовленных из стали марки 30ХГСА, у которых стопорящий момент равнялся соответственно $0,25—0,13 \text{ кг} \cdot \text{м}$ и незначительно снижался по мере увеличения числа повторных заворачиваний. При 28-м заворачивании гаек их стопорящий момент составил соответственно $0,14—0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}$. Окон-



Фиг. 3. Графики потери стопорящих свойств гайками конструкции «К»

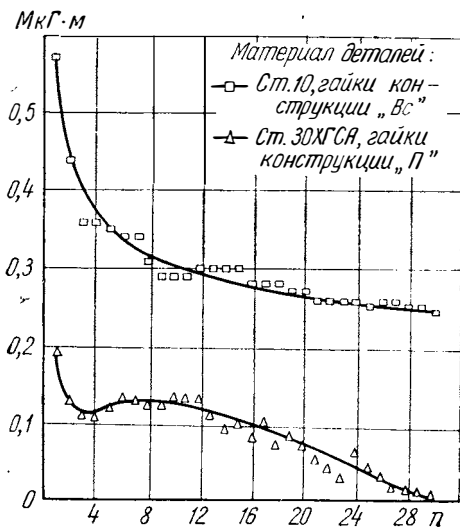


Фиг. 4. Графики потери стопорящих свойств гайками конструкции «Э»

чательная потеря стопорящих свойств у этих гаек произошла после 40—45 и 52—58 повторных закручиваний и затяжек.

На фиг. 5 представлены графики потерь стопорящих свойств на гайках конструкции «Вс» и «П», изготовленных из стали марок 10 и 30ХГСА.

Самостопающиеся гайки конструкции «Вс» при первых двух закручиваниях имели крутящий момент 0,57—0,43 кг·м, а при 0,25 кг·м момент стабилизировался. Окончательная потеря стопорящих свойств произошла только после 52—56 закручиваний.

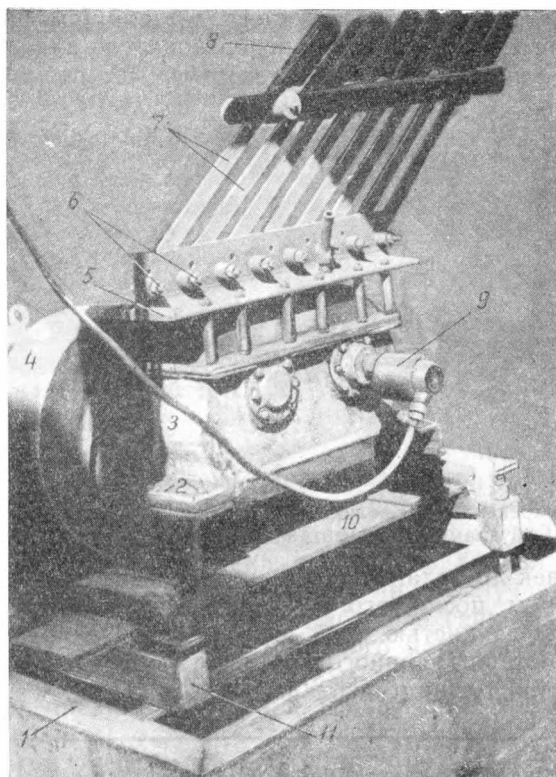


Фиг. 5. Графики потери стопорящих свойств гайками конструкций «Вс» и «П»

Таким образом, метод статических испытаний позволил установить характеристику стабильности крепежных соединений при различном конструктивном обеспечении стопорящих свойств и материала гаек.

Однако не меньший интерес представляет оценка конструкции крепежного соединения по потере преднатяга при динамическом нагружении.

Ускоренные сравнительные испытания крепежных деталей различных конструкций на потерю заданного стопорящего момента преднатяга производились на вибрационном стенде (фиг. 6). Этот стенд позволяет испытывать детали с любой частотой колебания в пределах от 1 до 80 гц и амплитудой 0,1—15 мм. Для контроля частоты и амплитуды вибраций стенд оборудован тахометром, вибрографом и счетчиками времени. Уменьшение или увеличение частоты вибрации осуществляется путем изменения скорости вращения якоря электродвигателя 4 постоянного тока, который приводит во вращение шестерни редуктора 3. Варьирование амплитуды достигается за счет эксцентрического укрепления на одной из шестерен сменных грузов различного веса. Редуктор вместе с укрепленными на нем испытываемыми деталями колеблется на стальной упругой пластине 10, зажатой между резиновыми элементами 11.



Фиг. 6. Общий вид механической части вибрационного стенда:

1 — рама; 2 и 6 — испытываемые крепежные детали; 3 — редуктор с эксцентриком для создания вибраций; 4 — электродвигатель; 5 — тавровая балка для установки испытываемых крепежных деталей; 7 — рычаги; 8 — грузы; 9 — датчик тахометра; 10 — несущая пластина; 11 — упругие зажимы пластины

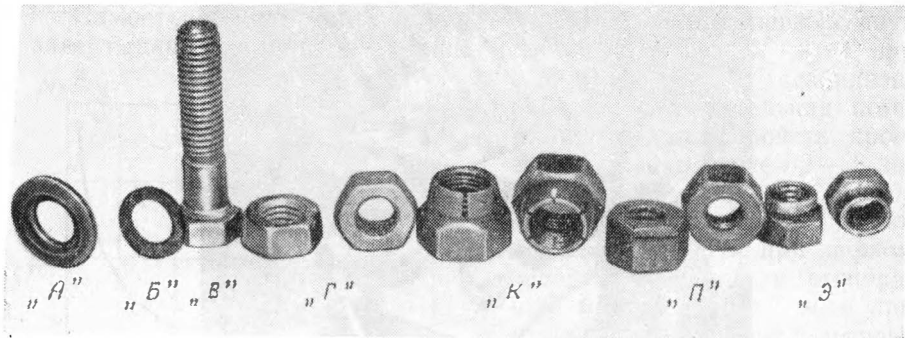
Объектами сравнительных испытаний были оцинкованные крепежные детали, представленные на фиг. 7. Их характеристика приведена в табл. 1.

Перед постановкой на стенд все крепежные детали собраны в комплекты, перечисленные в табл. 2.

Всего к испытаниям подготовлено 35 комплектов деталей. Сравнительные испытания крепежных деталей проводились в двух вариантах.

В первом варианте четыре комплекта крепежных деталей одного наименования поочередно устанавливались на стенд таким образом, что с их помощью редуктор стенда закреплялся лапами на кронштейнах несущей пластины стенда (см. позицию 2 на фиг. 6).

Во втором варианте один комплект деталей (см. позицию 6 на фиг. 6) каждого наименования использовался для закрепления на тавровой балке рычагов 7 с грузами.



Фиг. 7. Образцы крепежных изделий, испытывавшихся на вибрационном стенде (буквами обозначены индексы конструкций)

Затяжка гаек до заданного момента производилась динамометрическим ключом, после чего на стыке соединяемых и крепежных деталей наносился кистью слой нитроэмали. Ослабление крепежных деталей (потеря заданного преднатяга) определялось визуально, по появлению трещин на пленке.

Т а б л и ц а 1

Наименование детали	Диаметр и шаг резьбы, мм	Индекс конструкции	Марка стали	Кол. деталей
Гайка шестигранная ГОСТ 5915—62	M10×1.5	Г	A-12 ГОСТ 1414—54	5
Гайка самостопорящаяся с боковой прорезью	M10×1.5	П	30ХГСА ГОСТ 1050—60	5
Гайка самостопорящаяся с вертикальными прорезями, обжатая по конусу	M10×1.5	К	30ХГСА ГОСТ 1050—60	5
Гайка самостопорящаяся, обжатая в цилиндрической части на эллипс	M10×1.5	Э	30ХГСА ГОСТ 1050—60	5
Болт с шестигранной уменьшенной головкой ГОСТ 7796—62	M10×1.5	В	35 ГОСТ 1050—60	35
Шайба плоская уменьшенная ГОСТ 10450—68	Под болт M10	А	30 ГОСТ 1050—60	5
Шайба пружинная автомобильная по ОН 025 168—63				
без накатки по торцу	То же	Б	65 ГОСТ 1050—60	5
с накаткой по торцу	»	Б	То же	5

Таблица 2

№ комплекта	Наименование крепежных деталей, входящих в комплект	Индекс деталей комплекта	Количество комплектов
1	Болт, гайка (стандартная)	В, Г	5
2	Болт, гайка (стандартная), шайба плоская	В, Г, А	5
3	Болт, гайка (стандартная), шайба пружинная без накатки	В, Г, Б	5
4	Болт, гайка (стандартная), шайба пружинная с накаткой	В, Г, Б	5
5	Болт, гайка самостопорящаяся	В, П	5
6	Болт, гайка самостопорящаяся	В, К	5
7	Болт, гайка самостопорящаяся	В, Э	5

Детали, установленные в первом варианте испытаний, подвергались вибрационному нагружению продолжительностью $864 \cdot 10^3$ циклов с частотой колебаний 40 *гц* и амплитудой 11 *мм*. Через каждые $144 \cdot 10^3$ циклов стенд останавливался на 3—5 *мин* для проверки состояния пленки нитроэмали. В случае ее нарушения вследствие потери преднатяга ослабевшие гайки затягивались динамометрическим ключом до заданного момента (табл. 3), а слой нитроэмали наносился вновь. Данные табл. 3 показывают, что сначала теряют преднатяг болты и гайки, установленные без шайб (комплект первый), затем болты и гайки с плоскими шайбами или с пружинными разрезными шайбами.

Таблица 3

№ комплекта	Конструкция комплекта крепежных деталей	Момент затяжки узла, <i>кг·м</i>	Количество циклов нагружения			Удлинение стержня болта, <i>мм</i>
			144 · 10 ³	228 · 10 ³	864 · 10 ³	
			Потеря преднатяга, %			
1	В, Г	3,5	20,0	4,8	0,0	—
2	В, Г, А	3,5	4,0	0,0	0,0	0,01
3	В, Г, Б	3,5	0,8	0,0	0,0	—
4	В, Г, Б	3,5	0,4	0,0	0,0	—
5	В, П	3,5	0,0	0,0	0,0	0,01
6	В, К	3,5	0,0	0,0	0,0	—
7	В, Э	3,5	0,0	0,0	0,0	—

Значительно надежнее работали болты с самостопорящимися гайками конструкций «П», «К» и «Э», изготовленными из стали марки 30ХГСА, твердостью до $HRC = 26 \div 28$ ед., которые за все время испытаний не имели ни одного ослабления.

Интересно отметить, что стержни болтов, несмотря на длительную циклическую нагрузку, практически не имели вытяжки. Обнаруженное к концу испытаний удлинение болтов во втором и пя-

№ комплекта	Конструкция комплектов крепежных деталей	Момент затяжки для болтов М10, кг·м	Количество				
			1440× ×10 ³	1728× ×10 ³	2736×10 ³	3456×10 ³	3744× ×10 ³
			Потеря преднатяга на крепежных				
1	В, Г	3,5	5,4		6,5	7,0	6,5
2	В, Г, А	3,5		4,2	4,4	6,1	5,9
3	В, Г, Б	3,5				4,2	4,6
4	В, Г, Б	3,5				3,1	4,0
5	В, П	3,5					
6	В, К	3,5					
7	В, Э	3,5					

том комплектах крепежных деталей не превышало 0,01 мм и не могло оказать существенного влияния на ослабление гаек.

Во втором варианте один комплект крепежных деталей каждого из семи наименований устанавливался на тавровую балку 5 (см. фиг. 6), жестко связанную с крышкой картера редуктора, с помощью этих деталей на балке укреплялись рычаги 7 с грузами 8.

При работе стенда создаваемая им вибрация передавалась через тавровую балку на рычаги. Закрепленные на их концах грузы способствовали увеличению знакопеременной нагрузки на крепежные соединения, благодаря чему ускорилась потеря заданного стопорящего момента.

За время испытаний крепежные соединения подвергались вибрационному нагружению продолжительностью $9216 \cdot 10^3$ циклов с частотой колебаний 40 гц и амплитудой 11 мм. При этом потеря преднатяга крепежных соединений составила от 3 до 8% в зависимости от типа их конструкции (табл. 4). Из таблицы видно, что наиболее часто ослабевают обычные гайки без шайб (конструкции «В» и «Г») и обычные гайки с плоскими шайбами (конструкции «В», «Г», «А»). Значительно реже теряют преднатяг гайки с пружинными шайбами (конструкции «В», «Г», «Б»). Ослабление самостопорящихся гаек с потерей преднатяга на 5—8% произошло лишь в конце испытаний. При этом наиболее надежными оказались гайки конструкции «Э», которые потеряли преднатяг на 5,2% от первоначального лишь после $9216 \cdot 10^3$ циклов нагружения.

Следует также отметить, что за время испытаний не было случаев нарушения хрупких пленок, нанесенных на крепежные детали. Это свидетельствует о том, что потеря заданного преднатяга на крепежных деталях происходит главным образом за счет приработки и смятия резьб на крепежных деталях. Это предположение подтверждается и тем, что потеря заданного преднатяга наблюдается чаще на гайках, которые изготовлены из менее твердого материала, так, например, гайки конструкции «Г», изготовленные из

Таблица 4

циклов нагружения						Удлинение стержня болта, мм	
4752×10^3	5760×10^3	6768×10^3	7200×10^3	7632×10^3	7776×10^3		9216×10^3
деталей от заданного момента затяжки, %							
6,5			8,0	7,5		0,010	
	8,0			8,0		0,012	
6,0				4,0		0,010	
				5,2		0,010	
	6,2					0,013	
					6,7	0,011	
						5,2	0,011

стали марки А-12 с твердостью по $HRC = 9 \div 12$ ед., ослабевают в 6—8 раз чаще в сравнении с самостопорящимися гайками, изготовленными из стали 30ХГСА твердостью $HRC = 26 \div 28$ ед.

Выводы

1. Разработанная в процессе исследований методика сравнительных (стендовых) испытаний крепежных деталей на потерю стопорящих свойств и заданного преднатяга при многократных заворачиваниях и затяжках гаек позволила сравнить между собой по потере заданного преднатяга самостопорящиеся гайки различных конструкций.

При этом установлено, что наиболее стабильными стопорящими свойствами обладают самостопорящиеся гайки с индексами конструкции (см. фиг. 1) «П», «К» и «Э», изготовленные из стали марки 30ХГСА. Эти гайки сохраняют стопорящие свойства до 28—30 заворачиваний. Гайки с условным индексом «Э», изготовленные из сталей марок 40Х и 45, сохраняют стабильные стопорящие свойства только до 10—12 повторных затяжек.

Гайки с индексами «П» из стали 30ХГСА и с «Вс» из стали 10 при первых заворачиваниях не обладают стабильным стопорящим моментом, который по указанным гайкам наступает только при соответственно 2—14 и 10—28 повторных наворачиваниях.

Неудовлетворительными стопорящими свойствами обладают гайки с индексом «К», изготовленные из сталей марок 35 и 45. Они практически теряют стопорящие свойства после 6—9 повторных затяжек.

2. Вибрационный стенд, изготовленный для проведения ускоренных сравнительных испытаний крепежных деталей на потери заданного преднатяга, позволил установить, что ослабление само-

стопорящихся гаек происходит в 6—7 раз реже по сравнению со стандартными гайками, не имеющими самостопорящихся свойств. При этом наиболее высокой надежностью из числа самостопорящихся гаек обладают гайки со индексом «Э», изготовленные из стали марки 30ХГСА.

3. Одной из основных причин потери заданного преднатяга в крепежных соединениях при их вибрационном нагружении является приработка и смятие резьб на крепежных деталях. С повышением твердости самостопорящихся гаек периодичность их ослабления резко повышается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений. М., Изд-во оборонной промышленности, 1959.
 2. Довгалецкий Я. М. Справочник термиста. Саратовское книжное изд-во, 1962.
 3. Инструкция по эксплуатации автомобиля ЗИЛ-130 и его модификаций. М., «Машиностроение», 1967.
 4. Слюдиков М. Н. Проектирование деталей, узлов, приводов и механизмов летательных аппаратов. М., «Машиностроение», 1967.
-

Методика экспериментального определения ресурса деталей, лимитирующих надежность автомобилей. Индикт Е. А., Кривенко Е. И., Черняйкин В. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1972, стр. 3—17.

Приведены методы определения деталей, лимитирующих надежность автомобилей. Рассмотрены два метода отработки экспериментального материала: при завершенных и усеченных испытаниях.

Количественно охарактеризованы условия эксплуатации автомобилей. Даны примеры расчета ресурса деталей, лимитирующих надежность автомобиля.

Выявлено, что у современного грузового автомобиля грузоподъемностью 5,5 т из 790 деталей 255 наименований двигателя лимитируют его надежность 174 детали 29 наименований, коробки передач — 9 деталей 9 наименований, заднего моста — 9 деталей 9 наименований и т. д.

Настоящая методика может быть использована при определении количественных показателей надежности автомобильных изделий, номенклатуры и количества запасных частей, а также для совершенствования конструкции и установления рациональных периодичностей и объемов технического обслуживания автомобилей.

Таблиц 2. Фигур 2. Библиографий 14.

УДК 621.43-232.001.24

Новый метод расчета стержня шатуна
Калачев Л. Д., Блохин Г. Г. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1972, стр. 18—31.

Изложен новый метод расчета стержня шатуна, учитывающий динамику нагружения, возможную несоосность внешней силы и оси стержня, а также действие поперечной силы инерции.

Расчет ведется на основе решения дифференциальных уравнений, описывающих поперечные колебания в двух плоскостях: в плоскости качания шатуна и в плоскости, перпендикулярной первой. Решение этой системы осуществлено численным методом Рунге-Кутты с помощью ЭЦВМ. Одновременно определяется дополнительная работа трения, возникающая при защемлении стержня в верхней головке шатуна. Изменение прочности оценено с помощью запаса прочности.

Фигур 6. Библиографий 2.

УДК 621.436-3.001.5

Расчетно-экспериментальное исследование фаз газораспределения двигателей ЯМЗ.
Ибрагимов Б. Р., Киселев Б. А., Левит М. С., Андронов М. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1972, стр. 32—54.

Приведены способ и результаты расчетно-экспериментального исследования фаз газораспределения двигателей ЯМЗ размерностью 130/140. Эксперименты выполнены на серийном двигателе ЯМЗ-238, а расчеты — как при постоянных параметрах во впускной и выпускной системах, так и для двух схем впускного тракта дизелей с ди-

намическим наддувом: впускной системы с индивидуальными трубопроводами и симметричной разветвленной впускной системы, объединяющей по три цилиндра с равномерным чередованием рабочих тактов.

Исследование подтверждает значительное влияние на требования к фазам газораспределения числа оборотов и нагрузки двигателя, а к фазе конца впуска — также и колебаний во впускной системе. Достоверность результатов расчетов подтверждается их соответствием основным результатам экспериментального исследования.

Таблиц 2. Фигур 11. Библиографий 4.

УДК 621.436-53

Исследование устойчивости движения системы регулирования дизель — центробежный регулятор прямого действия с упругим приводом на грузы. Зельцер Е. А. В сб: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1972, стр. 55—68.

Исследуется устойчивость движения систем дизель — центробежный регулятор с жестким и упругим приводом на грузы прямого и непрямого действия. Рассматриваемые системы регулирования описываются системами дифференциальных уравнений высокого порядка. Для исследования устойчивости применены векторные диаграммы, которые являются графической иллюстрацией алгебраического критерия Гурвица. Результаты аналитического расчета подтверждаются решением на вычислительной машине.

Фигур 10. Библиографий 7.

УДК 621.438.068.4

Исследование токсичности выхлопа одновального газотурбинного двигателя. Штейнберг А. С., Воронин В. Г. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1972, стр. 69—75.

Приведены результаты исследования токсичности выхлопа одновального газотурбинного двигателя мощностью 120 л. с. при различных нагрузках, работающего на дизельном топливе.

Показано, что в отработавших газах ГТД содержатся следующие токсичные компоненты: углеводороды, окись углерода, окислы азота и сажа. Дано их количественное содержание и характер изменения в зависимости от нагрузки двигателя.

Основная доля токсичности (57%) на номинальном режиме приходится на долю окислов азота.

Оценка уровня токсичности проведена по параметру удельной токсичности q^{CO} , который представляет собой выброс токсичных веществ в граммах в час (в пересчете на CO), приходящихся на единицу мощности.

На номинальном режиме одновального ГТД величина q^{CO} составляет 38 г/л. с.-ч.

Фигур 5. Библиографий 3.

К вопросу конструирования сложных форм автомобильных кузовов. Котов Ю. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137 М., 1972, стр. 76—95.

Существующие методы проектирования автомобильных кузовов отличаются длительностью и трудоемкостью. Различные фирмы работают над их совершенствованием. Современным решением вопроса является создание автоматизированных систем проектирования, включающих в себя электронные цифровые вычислительные машины, автоматические чертежные машины, станки с программным управлением и другое оборудование.

Для работы таких систем требуется создание специального математического обеспечения, в частности, должны быть созданы алгоритмы и программы для ЭЦВМ, с помощью которых можно описывать в виде математических моделей сложные скульптурные формы автомобильных кузовов.

Фигур 12.

Конструирование класса поверхностей, проходящих через четыре попарно пересекающиеся кривые. Котов Ю. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1972. стр. 96—112

Существенной частью математического обеспечения систем автоматизированного проектирования являются алгоритмы и программы конструирования различных кривых поверхностей по заранее заданным условиям.

В ряде случаев, когда наперед заданы кривые линии, через которые должны пройти конструируемые поверхности, могут быть использованы предлагаемые алгоритмы, в том числе алгоритмы построения поверхностей, проходящих через четыре попарно пересекающиеся плоские или пространственные кривые, а также составных гладких поверхностей, проходящих через заданный сетчатый каркас кривых линий.

Фигур 8.

К выбору конструкции самоподпорящихся гаек. Егоров Л. А., Старовойтов Н. М., Крамаренко Г. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1972, стр. 113—122.

Дано описание конструкций различных самоподпорящихся гаек, приведены марки материалов, из которых изготовлены гайки, и их твердости. Изложены методы и результаты статических и стендовых испытаний самоподпорящихся гаек различных конструкций на потерю стопорящих свойств и заданного предварительного натяга. Выполнен анализ результатов испытаний с целью выбора надежной конструкции самоподпорящейся гайки, к которой отнесена самоподпорящаяся шестигранная гайка, изготовленная из стали 30ХГСА и обжатая на эллипс по цилиндрической чаше.

Таблиц 4. Фигур 7. Библиографий 4.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
2	7-я сверху	Б. А. Кисилев	Б. А. Киселев
33	17-я сверху	$(p_{II} - \overline{p_{II}}) dV.$	$(P_{II} - \overline{P_{II}}) dV.$
57	10—11-я сверху	от вектора z на угол $\varepsilon_M + \varepsilon_R.$	от вектора \bullet на угол $\varepsilon_M.$

Цена 49 коп.