

61/401895

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМ. Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

УДК 621.43.011.

Песопский Юрий Сергеевич

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАССЕЯНИЯ ЭНЕРГИИ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ
КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ДЕФОРМАЦИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ
В КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛАХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВС

Специальность 05.04.02. - Тепловые двигатели

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва - 1982 г.

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Чистяков В.К.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Маслов Г.С.,

кандидат технических наук,
ст.научн.сотр. Антонов Н.С.

Ведущее предприятие - производственное объединение "Мосавтосил"

Защита диссертации состоится "17" января 1983 года.
в 14 часов на заседании специализированного Совета К.053.15.05.
"Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" МВТУ им.Н.Э.
Баумана по адресу: 107005, Москва, Дефортковская наб., д.1, корпус
факультета "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "15" _

Ученый секретарь
специализированного Совета К
кандидат технических наук,

Л-90991

Подп. и печ. 9.12.82 За
Типография МВТУ. 107005, Мо

елл 401893

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Основными задачами двигателестроения, указанными в решениях XXVI съезда КПСС, являются повышение качества, надежности, уменьшение вибрации машин, снижение их металлоемкости и энергопотребления.

Мероприятия, направленные на снижение металлоемкости и повышение агрегатной мощности ДЭС, неизбежно ведут к росту динамической нагруженности основных деталей, усиливается влияние колебаний в общей картине динамических процессов, происходящих в двигателе. В связи с этим при расчетах коленчатых валов на прочность возникает необходимость учета не только крутильных колебаний, но также изгибных, продольных и взаимосвязанных, дополнительные напряжения от которых могут быть значительными, особенно в форсированных двигателях.

Отсутствие достоверных данных по демпфированию взаимосвязанных колебаний в настоящее время является сдерживающим фактором в развитии расчетных методов определения действительных амплитуд колебаний и напряжений в элементах коленчатого вала.

Кроме существенного влияния на механическую напряженность коленчатого вала, его колебания непосредственно связаны с уровнем шума и вибрации двигателя в целом. Совершаясь за счет затрат мощности двигателя, они также влияют на его эффективные показатели.

Цель и задачи исследования. Целью настоящей работы явилось изучение механизмов демпфирования взаимосвязанных колебаний коленчатого вала двигателя и создание методики расчета его механической напряженности с учетом колебаний в автотракторных ДЭС. В соответствии с этим в работе ставились следующие задачи:

1. Разработка физических и математических моделей механизмов рассеяния энергии взаимосвязанных колебаний коленчатого вала в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ), масляном слое подшипников и материале коленчатого вала ДЭС и их экспериментальная проверка.

2. Создание расчетной методики определения амплитуд колебаний и напряжений в элементах коленчатого вала автотракторного ДЭС на основе метода баланса подводимой и рассеиваемой энергии с использованием разработанных моделей.

3. Экспериментальная проверка результатов расчетов по разработанной методике на работающем двигателе.

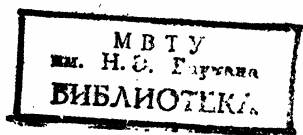
I

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1401893

Песочки Ю.С. Определение



4. Разработка рекомендаций по снижению влияния колебаний коленчатого вала на его дополнительную механическую напряженность.

Методы исследования. Теоретическое определение амплитуд и деформаций взаимосвязанных колебаний коленчатого вала на резонансных режимах работы силовой установки проводилось методом баланса подводимой и рассеиваемой энергии. Расчетно-экспериментальное исследование рассеиваемой энергии проведено с использованием методов математического планирования эксперимента и статической обработки результатов. Полученные зависимости проверялись методами экспериментального моделирования на специально созданных установках, а также тензометрированием коленчатого вала работающего двигателя.

Научная новизна. Разработаны методики расчета энергии, рассеиваемой в ЦПГ, масляном слое подшипников скольжения и материала коленчатого вала с учетом связности колебаний.

Разработана методика и программа расчета на ЭВМ амплитуд вынужденных резонансных колебаний вала и дополнительных напряжений от колебаний в его элементах на основе разработанных методик расчета демпфирования и с учетом взаимосвязанности колебаний.

Выявлен и обоснован новый вид взаимосвязи — диссипативная связность колебаний.

Разработана новая схема размещения датчиков на шейках коленчатого вала для измерения деформации этих шеек на работающем двигателе.

Практическая ценность. Разработанная методика расчета амплитуд вынужденных колебаний коленчатого вала и дополнительных напряжений в его элементах с учетом взаимосвязи позволяет выявить наиболее напряженные элементы вала вновь проектируемого двигателя и определять запас прочности в них с учетом дополнительных напряжений от колебаний.

С использованием методов статистической обработки результатов численных экспериментов получены удобные для инженерных расчетов формулы для нахождения демпфирующих характеристик материала вала и ЦПГ применительно к дизелям типа 8Ч II/II,5.

Установлены зависимости демпфирующих характеристик ЦПГ, подшипников и материала от показателей форсирования двигателей.

Даны практические рекомендации по возможностям форсирования двигателей 8Ч II/II,5 по частоте вращения коленчатого вала и нагруз-

ке и повышению экономичности их работы на резонансных режимах.

Апробация работы. Результаты работы докладывались в МВТУ им. Н.Э. Баумана: на Всесоюзной конференции по ДВС, посвященной 150-летию МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1980 году, на XIII ежегодной научно-технической конференции по итогам НИР за 1980-1981 учебный год, посвященной 75-летию кафедры ДВС МВТУ им. Баумана, на XIV ежегодной научно-технической конференции по итогам НИР кафедры за 1981-1982 учебный год, на заседаниях кафедры КПВС в 1980-1982 гг., на семинарах молодых ученых и специалистов кафедры КПВС в 1978-1982 гг.

Внедрение результатов. Программа расчета амплитуд вынужденных колебаний коленчатого вала и дополнительных напряжений в его элементах внедрена на Алтайском моторостроительном производственном объединении им. XXV съезда КПСС. Методика экспериментального определения в шейках коленчатого вала работающего двигателя и рекомендации по снижению влияния изгибно-крутильных колебаний на механическую прочность и эффективные показатели дизелей 8Ч 11/11,5 внедрены в производственном объединении "Авто ЗИЛ". Методика расчета демпфирования колебаний коленчатого вала и валопровода внедрена в Новосибирском филиале Центрального технико-конструкторского бюро (НЦ ЦТКБ) и Московском речном пароходстве (МРП).

Публикация. Результаты исследований изложены в 7 печатных работах и 4 отчетах НИР.

Объем работы. Диссертация изложена на 147 страницах основного текста, содержит введение, четыре главы, выводы, список литературы из 96 наименований, 9 таблиц и 45 рисунков и приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении раскрывается актуальность темы, показана научная новизна выполненной работы, поставлены конкретные задачи исследования.

Первая глава посвящена анализу результатов исследований демпфирования колебаний коленчатого вала ДВС и определения механической нагруженности его элементов. На основе работы И.Гейгера, В.Кер-Вильсона, Г.Видлера, И.Драминского, Ф.Т.Симакова, В.П.Терских, Г.И.Бухариной, А.Т.Болгова, В.В. Болотина, Г.С.Маслова, П.А.Истомяна, Р.Н.Луканина и др. делается вывод о том, что основная доля энергии колебаний коленчатого вала (до 90 %) рассеивает-

ся в ЦПГ двигателя, в масляном слое подшипников и материале коленчатого вала. Из остальных видов демпфирования наибольшую роль играет конструкционное демпфирование в соединениях. Анализ существующих расчетных зависимостей для определения рассеиваемой при колебаниях энергии показал основной недостаток большинства расчетных формул: они недостаточно учитывают физическую сторону явлений, взаимосвязь колебаний и дают лишь интегральную оценку рассеиваемой энергии, что приводит к большой погрешности получаемых результатов.

Наиболее простым и эффективным методом расчета действительных амплитуд колебаний является метод баланса подводимой и рассеиваемой энергии. Однако этот метод разработан лишь для случая крутильных колебаний коленчатого вала и не учитывает другие виды колебаний и их взаимосвязь.

Сравнительный анализ различных методов экспериментального исследования рассеяния колебательной энергии и механической напряженности элементов коленчатого вала позволили установить, что в настоящее время наиболее эффективными остаются метод обработки осциллограмм затухающих колебаний, а также метод прямого тензометрирования деформаций в элементах вала работавшего двигателя.

Однако опыт реализации последнего метода указывает на необходимость совершенствования схем наклейки датчиков и расположения их на вале.

На основании проведенного анализа были сформулированы поставленная выше цель и задачи исследования.

Во второй главе даны теоретические основы методик расчета рассеяния энергии колебаний в цилиндро-поршневой группе, в масляном слое подшипников скольжения и материале коленчатого вала, разработана методика расчета дополнительных напряжений от колебаний в элементах вала.

Процесс рассеяния энергии колебаний в цилиндро-поршневой группе был представлен как работа силы трения поршневого комплекта о зеркало цилиндра на перемещения, равном двойной амплитуде его колебаний. На рис. I изображена схема для расчета амплитуд колебаний поршня в зависимости от амплитуд колебаний шатунной шейки коленчатого вала. В самом общем случае, когда шатунная шейка совершает крутильные (с амплитудой φ), изгибные в плоскости кривошипа (с амплитудой ΔR) и изгибные в перпендикулярной ей

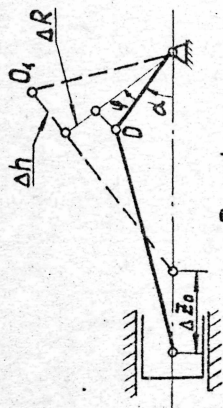
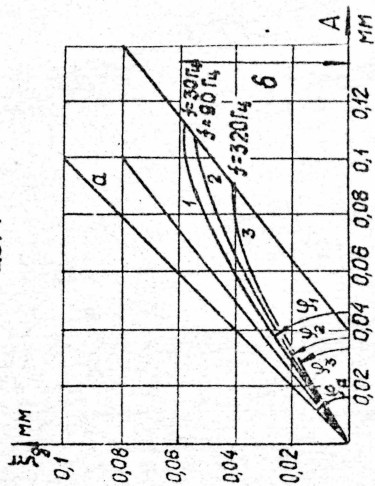


Рис. 1



$$K_H = \tan \varphi_{1-3}; \quad \tan \varphi_{1-2} = 1;$$

Рис. 2

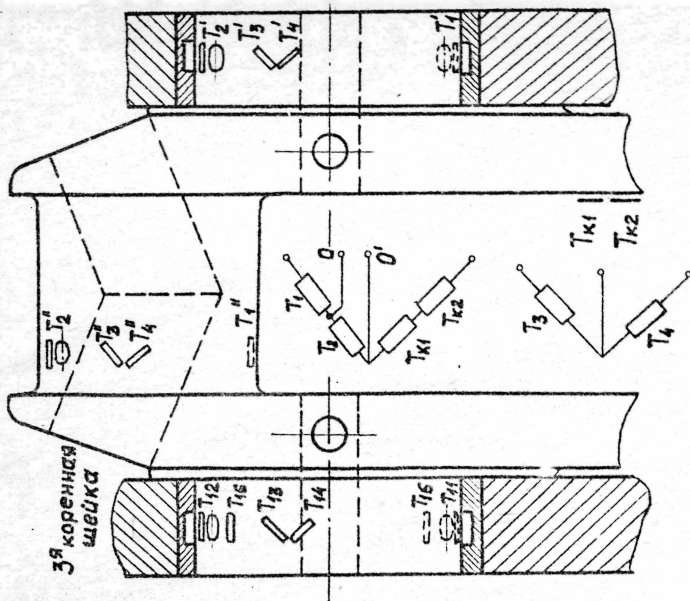


Рис. 3

плоскости (с амплитудой Δh) колебания, амплитуда колебаний поршня будет вычисляться по формуле, определяемой геометрическими соотношениями кривошипно-шатунного механизма (КУМ):

$$\Delta Z = L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + 2R \left[\sin \left(\alpha + \frac{\varphi}{2} \right) \sin \varphi + \lambda \sin (2\alpha + \varphi) \sin \varphi \right] + \Delta h \sin (\alpha + \varphi) - \Delta R \cos (\alpha + \varphi) - L \sqrt{1 - \left[(\lambda + \Delta R/L) \sin (\alpha + \varphi) + \frac{\Delta h}{L} \cos (\alpha + \varphi) \right]^2}, \quad (I)$$

где L, R — длина шатуна и радиус кривошипа соответственно,

$$\lambda = \frac{R}{L},$$

α — угол поворота коленчатого вала.

Принято, что продольные колебания коленчатого вала не влияют на амплитуду колебаний поршня.

Действительные амплитуды колебаний ΔZ_o^g с учетом уменьшения амплитуд из-за наличия подшипников КУМ определялись по формуле

$$\Delta Z_o^g = \Delta Z_o \cdot K_M,$$

где K_M — коэффициент снижения амплитуд, определяемый экспериментально (рис. 2, гл. III).

Вычисление сил трения комплекта поршневых колец F_k и юбки поршня F_o производилось на основе известных зависимостей НАТИ, которые были уточнены за счет использования мгновенных значений динамической вязкости и минимальной толщины слоя смазки в сопряжении юбки поршня — цилиндра по работе С.В. Путинцева, а также определением скорости поршня с учетом векторов скоростей взаимно-связанных колебаний коленчатого вала.

Выражение энергии, рассеиваемой при колебаниях в ЦПГ, для 4-х тактного двигателя запишется с учетом (I) в виде

$$W_{цпр} = \int_0^{4\pi} 2 \Delta Z_o^g(\alpha) [F_k(\alpha) + F_o(\alpha)] d\alpha. \quad (2)$$

При расчете энергии, рассеиваемой при колебаниях в масляном слое подшипников, за основу взяты коэффициенты демпфирования K , полученные С.А. Чернавским для подшипников турбомашин. Существенное различие условий работы ДВС и турбомашин потребовало проведения специального исследования и позволило определить необходимые условия применимости этих зависимостей к подшипникам двигателя: учет нестационарной нагрузки по методике С.Н. Куцаева, ка-

витации и разрывов потока смазки по методу С.И.Сергеева, турбулентности потока по Блеку, инерционности с использованием уравнений И.С.Громеко и Сергеева. Необходимость учета каждого из названных условий оценивается по разработанным критериям. Кроме того, при расчете смещения цапфы подшипника под действием нестационарной нагрузки в работе учитывалось дополнительное относительное смещение центра цапфы при ее колебаниях. Показано, что учет дополнительного смещения при развитых колебаниях шейки вала может существенно влиять на величину рассеиваемой энергии. Итоговое выражение для расчета потерь энергии колебаний в масляном слое подшипников имеет вид

$$W_m = \{ [k_{n,t} (0,0035 R_k^{0,75})^n \cdot (0,5)^m] \dot{x} + l(m_g \ddot{x}) \} x, \quad (3)$$

где R_k — число Рейнольдса, в котором вместо скорости потока фигурирует скорость колебаний;

$x, \dot{x}, \ddot{x}$ — перемещение, скорость и ускорение парциальных колебаний, соответственно;

m_g — присоединенная масса жидкости;

l, m, n — относительные величины критериев, они принимают значение, равное единице, если они больше 1, в остальных случаях $l = n = m = 0$;

$k_{n,t}$ — коэффициенты демпфирования изгибных и крутильных колебаний соответственно.

При определении рассеяния энергии в материале коленчатого вала в качестве основной характеристики рассеяния выбран логарифмический декремент колебаний Δ , связанный с величиной рассеиваемой энергии W_{bn} соотношением

$$W_{bn} = 2\Delta W_{kol}, \quad (4)$$

где W_{kol} — полная колебательная энергия системы.

В соответствии с известной гипотезой Н.Н.Давиденкова рассеяние энергии представляет собой эффект микропластических деформаций. Для описания материала коленчатого вала реологической моделью выбран простейшая из теорий микропластичности — теория упруго-пластичного материала А.Ю. Ипшинского с учетом общих выражений декрементов колебаний образцов, полученных В.А.Пальмовым. В настоящей работе решена задача перехода к выражениям для определения декремента колебаний коленчатого вала ДВС по трем степеням свободы. При

этом декременты парциальных колебаний при их полигармоническом возбуждении, характерном для спектра ДЭС, были определены суммированием декрементов участков

где $\Delta_{j\mu, \kappa, \rho} = \sum_j \Delta_{j\mu, \kappa, \rho}$ — декремент парциальных колебаний j -того участка коленчатого вала, совершающего в общем случае изгибно-крутильно-продольные колебания.

Выражения для декрементов трехсвязных колебаний, полученные в данной работе, чрезвычайно громоздки и представляют собой комплексы под четырехкратными интегралами, причем входящие туда частоты парциальных колебаний представляют собой корни алгебраического уравнения 6-го порядка.

С целью получения инженерных расчетных формул для декрементов взаимосвязанных колебаний был проведен численный эксперимент с помощью ЭЕМ на полученной математической модели на основе постановки и анализа результатов пятифакторного ортогонального центрального композиционного плана. Ниже приведены итоговые зависимости между функциями отклика и факторами для колена вала дизеля типа 8Ч ДД/ДД, 5.

$$\begin{aligned}\Delta_{\mu} &= 0,283 \cdot 10^{-3} + 0,88 \cdot 10^{-15} T_{\mu}^2 + 0,604 \cdot 10^{-2} \omega_{\mu} \omega_{\kappa} \omega_{\rho}^2, \\ \Delta_{\kappa} &= 0,179 \cdot 10^{-3} + 0,465 \cdot 10^{-16} T_{\mu}^3 + 0,212 T_{\kappa} \cdot 10^{-11}, \\ \Delta_{\rho} &= 0,589 \cdot 10^{-4} + 0,95 \cdot 10^{-14} T_{\mu}^2 + 0,48 \cdot 10^{-2} T_{\rho}^2, \quad (5)\end{aligned}$$

где $\Delta_{\mu}, \Delta_{\kappa}, \Delta_{\rho}$ — декременты соответственно изгибных, крутильных и продольных связанных колебаний;

$\omega_{\mu}, \omega_{\kappa}, \omega_{\rho}$ — частоты парциальных колебаний;

$T_{\mu}, T_{\kappa}, T_{\rho}$ — среднеквадратичные интенсивности соответствующих напряжений.

На основе полученных выражений (2), (3), (4) с учетом (5) была разработана методика расчета действительных амплитуд вынужденных колебаний коленчатого вала и напряжений в его элементах с использованием метода баланса подводимой и рассеиваемой энергии при резонансе. Отличительная особенность разработанного метода состоит в том, что он позволяет рассчитывать амплитуды парциальных колебаний, а взаимосвязь учитывается через деформационную (при предварительном расчете свободных колебаний с учетом внеди-

агональных членов матрицы жесткости), частотную и инерционную (влияние присоединенных масс и систем двигателя). Впервые в данной работе выделена диссипативная связанность колебаний. Она характеризует свойство неконсервативных систем, к которым относятся и коленчатый вал, совершающий взаимосвязанные колебания, проявляющееся в том, что суммарная рассеиваемая энергия не является простой суммой энергий, рассеиваемых при каждом виде парциальных колебаний.

Подводимая энергия в расчете вычислена известными методами.

Отличительной особенностью расчета также является использование в нем метода последовательных приближений, что связано со сложным видом выражений (2), (3), (5).

Погрешности методики оценены в 15–18%, в зависимости от метода расчета свободных колебаний.

Третья глава посвящена экспериментальному исследованию демпфирования взаимосвязанных колебаний коленчатого вала и проверки разработанной расчетной методики определения резонансных амплитуд и дополнительных напряжений в коленчатом вале ДВС.

Проверка результатов расчета амплитуд колебаний поршня в зависимости от амплитуд колебаний шатунной шейки вала производилась на двух специальных моделирующих установках, выполненных на базе двигателя 4Ч10,5/12 (Д144).

В цилиндре, установленном на двигателе блока, размещался поршень в сборе с шатуном и комплектом поршневых колец. Колебания нижней головки шатуна (1-я установка) и коленчатому валу (2-я установка) задавались от стола вибростенда. Амплитуды и скорости колебаний измерялись пьезоприемниками, установленными на поршне, шатуне и вибростенде. При этом первая установка позволяла получить искомую зависимость при нахождении поршня в районе верхней "мертвой" точки, а вторая – при восьми положениях кривошипа (через 45°).

Кроме этого, на установках последовались особенности трения в ЦПГ при колебаниях.

Установка для проверки полученных зависимостей к расчету рассеяния в масляном слое подшипников представляла собой установленный на вибростенде подшипник двигателя Д144 со стандартными вкладышами. Цапфа подшипника приводилась во вращение от электродвигателя. Нагрузка, которая в шатунных подшипниках ДВС, в ос-

новном, определяется инерционными силами, задавалась с помощью центробежных сил противовесов, установленных на валу. Подобие установки реальным подшипникам ДВС, проверялось по числу Sommerfeld'a и параметрам вибрации.

При работе установки использовался принцип обращенного воздействия: вибрация подвозилась не к цапфе вала, а к корпусу подшипника. Рассеяние энергии колебаний определялось как разность мощности электродвигателя при вибрации подшипника и без нее за единицу времени в зависимости от частоты и скорости колебаний вибростенда, толщины слоя смазки и нагрузки. Установка различных ремонтных типоразмеров вкладышей позволяла варьировать толщиной масляного слоя, который измерялся вкостным методом, разработанным в НАТИ под руководством Ю.Н.Никитина. Нагрузка варьировалась сменными противовесами. Кроме проверки аналитических зависимостей демпфирования колебаний, в этом эксперименте также были определены коэффициенты уменьшения амплитуд колебаний в масляном слое подшипников (рис. 2).

Проверка полученных математических моделей для расчета рассеяния энергии в материале производилась непосредственно на коленчатом вале двигателя 8Ч II/II,5. Вал с предварительно наклеенными на коренные и шатунные шейки тензометрическими датчиками (рис. 3) укладывался в блок - картер на опоры со вкладышами, у которых была доработана (углублена и расширена) масляная канавка. Расположение датчиков на шейках позволяло фиксировать деформации изгиба, кручения и растяжения - сжатия с помощью тензоотации и шлейфового осциллографа. В вале возбуждались последовательно крутильные и изгибные колебания первой резонансной частоты. По осциллограммам, где фиксировалось их затухание, определялись декременты взаимосвязанных изгибных, крутильных и продольных колебаний.

Проверка сходимости результатов расчета демпфирования в ЦПГ, масляном слое подшипников и материале вала с суммарным демпфированием колебаний в ДВС была проведена на работающем двигателе 4Ч9,2/9,2 (ЭМЗ-24). Для этого на пятой коренной шейке коленчатого вала были наклеены тензодатчики для замера деформаций кручения. С помощью специально разработанного устройства в коленчатом вале работающего двигателя единичным импульсом возбуждались крутильные колебания. Эти затухающие колебания от импульса, наложенные на вынужденные крутильные колебания, фиксировались при рабо-

те двигателя по скоростной и нагрузочной характеристикам. По наименьшему декременту колебаний известным способом был произведен расчет суммарного коэффициента демпфирования.

Окончательная проверка работоспособности разработанной методики определения действительных резонансных амплитуд вынужденных колебаний коленчатого вала, деформаций и дополнительных напряжений в его элементах была произведена сравнением результатов расчета с экспериментальными величинами, полученными при работе дизеля 8Ч II/II,5, а также карбюраторного двигателя ЗМЗ-24 с трансмиссией автомобиля ГАЗ-24.

На коленчатом вале дизеля 8Ч II/II,5 тензодатчики были наклеены на трех коренных и всех шатунных шейках (рис.3). Они позволяли измерять суммарные деформации шеек коленчатого вала с учетом их колебаний. С целью уменьшения погрешности измерений была разработана методика установки тензодатчиков, при которой наклейка производилась непосредственно на шейки коленчатого вала без их предварительной механической обработки. Дополнительно были обработаны вкладыши. 34 датчика были наклеены по комбинированной схеме измерения деформаций изгиба, кручения и растяжения-сжатия, что позволило сократить количество линий вывода сигналов в полтора раза. Сигналы с датчиков передавались через 48 каналов трех ртутных токосъемников на две тензостанции, затем на два шлейфовых осциллографа.

Тарировка датчиков проводилась как с помощью тарировочной балочки, так и непосредственно на вале, уложенном в перевернутый блок-картер и зафиксированном за первый (от носка) противовес, при нагружении его за носок задаваемым тарированным моментом.

Особенностью полученных результатов явилось то, что величины напряжений растяжения-сжатия, определяемые только продольными колебаниями коленчатого вала, оказались в 50-100 раз меньше напряжений кручения и изгиба.

В результате анализа погрешностей, проведенного отдельно для каждого из выполненных экспериментов, было получено, что относительные суммарные погрешности опытного определения искомых величин не превышают 6 ± 16 %.

В четвертой главе проведен анализ результатов расчетного и экспериментального исследования рассеяния энергии взаимосвязан-

ных колебаний коленчатых валов автотракторных ДВС. Он показал оправданность физических представлений, положенных в основу расчетных методик. Сходимость результатов расчета и эксперимента находится в пределах 12-18 %.

На рис.4 представлены результаты расчета изменения величины рассеиваемой энергии в ЦПГ ($W_{цпр}$), подшипниках (W_n) и материале (W_m) в зависимости от форсирования по частоте вращения вала и нагрузке для двигателя типа ЗМЗ-24. Видно, что рассеивание колебательной энергии в материале почти не зависит от скоростного режима и мало зависит от нагрузочного. Более всего от параметров форсирования зависят потери энергии в масляном слое подшипников. Вид кривых $W_{цпр}(\bar{\omega})$ и $W_{цпр}(\bar{p}_e)$ определяет изменение сил трения в ЦПГ.

От величины относительного зазора в шатунных подшипниках δ'' (рис. 4б) существенно зависит рассеивание энергии в подшипниках и ЦПГ, причем уменьшение $W_{цпр}$ по мере увеличения относительного зазора в подшипниках можно объяснить лишь изменением коэффициента уменьшения амплитуд в масляном слое (рис. 2). Существенно (в 1,5-2 раза) меняется величина рассеиваемой энергии в зависимости и от других конструктивных параметров ДВС: радиуса цапфы подшипника, диаметра цилиндра. Этот анализ показывает, что в расчетах недопустимо пренебрегать изменением демпфирующих факторов в зависимости от режима работы и конструкции двигателя.

Сравнение результатов экспериментального определения напряжений в коленчатом вале двигателя с расчетными данными производилось по величинам полных напряжений, элементах вала с учетом его колебаний.

Для двигателя 8Ч II/II,5 распределение напряжений от изгиба и кручения по длине коленчатого вала на резонансном режиме ($n = 1710$ об/мин.) работы представлено на рис.5. Здесь же точками показаны величины экспериментальных напряжений (σ) и расчетные данные ЗИЛа без учета колебаний ($\sigma_{\text{З}}$). Видно, что учет колебаний дает ошибку в определении полных напряжений до 40%. Разработанная методика позволила снизить эту ошибку вдвое.

Анализ изменения напряжений и коэффициентов запаса, проведенный для каждой шейки вала, по частоте его вращения и по нагрузке двигателя позволил определить возможности дальнейшего форсирования дизеля 8Ч II/II,5 по эффективному показателю на 16 и 20 процентов соответственно.

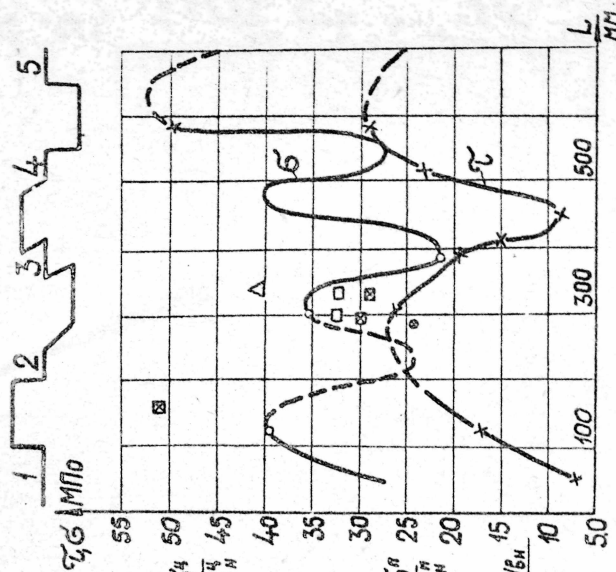
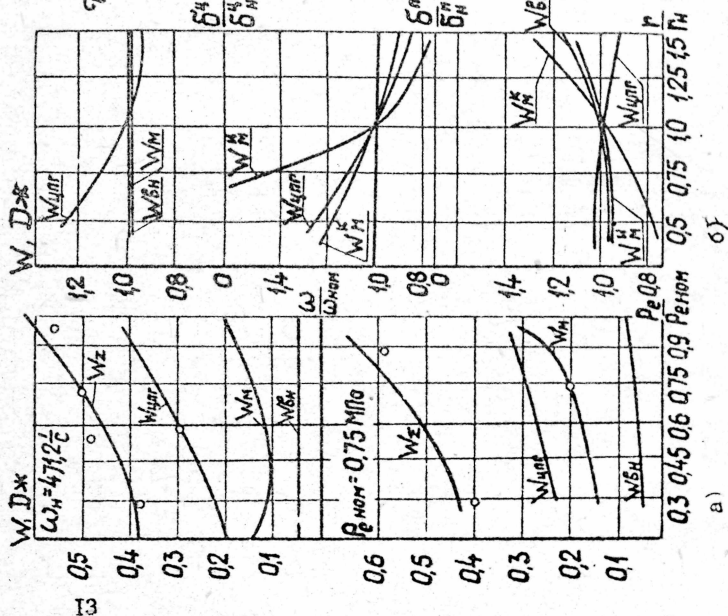


Рис. 5

PAC. 4

Расчетно-экспериментальный анализ показал, что изменение массово-жесткостных параметров коленчатого вала с целью смещения резонансной зоны за рабочие частоты вращения позволит избежать потери мощности и повысить экономичность работы двигателя 8Ч II/II,5 в диапазоне 1700-1850 об/мин (режим максимального крутящего момента) на 1,5-2,5 %.

В приложении приведены блок-схема и описание программ расчета, расчет контрольного варианта на примере двигателя 8Ч II/II,5, а также копии актов о внедрении результатов выполненной работы.

ВЫВОДЫ

1. Анализ выполненных ранее работ и настоящее исследование показали, что основное рассеяние энергии колебаний коленчатых валов автотракторных ДВС происходит в ЦПГ двигателя, масляном слое подшипников скольжения, материале коленчатого вала, а также за счет конструкционного демпфирования.

2. На базе развития современных представлений о механизмах рассеяния энергии взаимосвязанных колебаний в материале, масляном слое подшипников и ЦПГ разработаны методики и программы расчета на ЭВМ:

а) энергии, рассеиваемой при взаимосвязанных колебаниях коленчатого вала в указанных узлах двигателя;

б) действительных амплитуд и деформаций вынужденных колебаний вала и дополнительных напряжений в его элементах.

3. Разработанные методики расчета рассеяния энергии, проведенные экспериментально на специальных моделирующих установках и на работающем двигателе ЗМЗ-24, показали сходимость с экспериментом в пределах 12-18 %, что позволяет проводить расчеты уже на стадии проектирования двигателя.

4. В работе получило дальнейшее развитие изучение связности колебаний коленчатого вала, показана существенная роль впервые выделенного вида взаимосвязи - диссипативной связности колебаний.

5. В результате расчетно-экспериментального определения амплитуд изгибно-крутильно-продольных колебаний коленчатого вала двигателя 8Ч II/II,5 и напряжений в его элементах установлено:

а) максимально расхождения величин напряжений в шейках вала, полученных расчетом и экспериментально, на резонансных режимах работы, не превышает 20 %;

б) коленчатый вал имеет запас прочности по шейкам, достаточный для того, чтобы без усиления его элементов форсировать двигатель на 16% по частоте вращения коленчатого вала или на 20% по среднему эффективному давлению.

6. Смещение резонансной зоны за рабочие частоты вращения изменением массово-жесткостных параметров коленчатого вала позволяет повысить экономичность работы дизеля 8Ч II/II,5 в диапазоне 1700-1850 об/мин на 1,7-2,5 %.

7. Разработанная программа расчета внедрена на АМТО им.ХХУ съезда КПСС с реальным годовым экономическим эффектом 73900 рублей. Методика экспериментального определения деформаций в шейках коленчатого вала работающего двигателя и рекомендации по снижению влияния изгибно-крутильных колебаний на механическую прочность и эффективные показатели дизелей 8Ч II/II,5 внедрены в ПО "АвтоЗИЛ" с ожидаемым экономическим эффектом 25 тыс.рублей в год. Методика расчета демпфирования колебаний коленчатого вала и валопровода внедрена в ИФ ЦТКБ и МРП с общим экономическим эффектом 5 тыс. рублей в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Чистяков В.К., Песоцкий Ю.С. Экспериментальное определение потерь на трение между поршнем и зеркалом цилиндра ДВС.-Двигателестроение, 1979, № 10, с.23-25.
2. Чистяков В.К., Песоцкий Ю.С. О рассеянии энергии при изгибно-продольно-крутильных колебаниях коленчатого вала. - В кн.: Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив (тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции), 1980, М.: МВТУ им.Баумана, с.142-143.
3. О возможностях использования аппаратуры следящего анализа для исследования спектра колебаний коленчатого вала/В.К.Чистяков, Ю.С.Песоцкий, А.И.Беляз и др.-Двигателестроение, 1980, № 10, с. 38,43.
4. Чистяков В.К., Песоцкий Ю.С. Рассеяние энергии в материале коленчатого вала при взаимосвязанных колебаниях. - Известия вузов. Машиностроение, 1981, № 9, с.83-86.
5. Экспериментальное определение рассеяния энергии в масляном слое подшипников скольжения ДВС при взаимосвязанных колебаниях коленчатого вала/Чистяков В.К., Песоцкий Ю.С., Плужник С.Н.,

Беляев А.И. - Представлена МВТУ им.Баумана, ДИП в НИИАвто-
проме, 1981, № Д 662, 18с.

6. Чистяков В.К., Песоцкий Ю.С., Путинцев С.В. Особенности тре-
ния и демпфирования колебаний вала в ЦПГ ДВС. - Двигателе-
строение, 1981, № II, с.7-II.

н. Пилин

