

У2275715

НА ДОМ  
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
СССР

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

На правах рукописи  
Для служебного пользования  
Экз. № 059

Ахтямов Альберт Минахметович

УДК 621.01:621.48

СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И АНАЛИЗ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ  
АКТИВНОСТИ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА ДВИГАТЕЛЯ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ  
ТЕПЛОТЫ (ДВНТ)

С.5.02.18 - Теория механизмов, машин и автоматических линий

#### А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Работа выполнена на кафедре "Теория механизмов и машин"  
Ворошиловградского машиностроительного института

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент  
ЛУКИЧЕВ Д.М.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
ВИРАБОВ Р.В.

кандидат технических наук, доцент  
САМОХВАЛОВ Ю.И.

Ведущая организация указана в решении совета.

Защита диссертации состоится "17" сентября 1984 г.  
в 14 часов на заседании специализированного совета К.053.15.11  
"Машиностроение" при МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу:

107005, Москва, ул. 2-я Бауманская, 5.

Ваш отзыв в 2-х экземплярах, заверенный печатью, просим  
выслать по указанному адресу.

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

Автореферат разослан "22" июня 1984 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
кандидат технических наук,

доцент

ПОПОВ П.К.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В планах экономического и социального развития страны на XI пятилетку и на период до 1990 года, принятых XXVI съездом КПСС, предусмотрено создание энергосиловых установок, обеспечивающих существенное сокращение расхода топлива и энергии, снижение выбросов вредных веществ в окружающую среду. Ставится также задача увеличения масштабов использования возобновляемых источников энергии, в том числе солнечной.

Такому сложному комплексу требований, предъявляемых энергосиловой установке, отвечает двигатель с внешним подводом теплоты (ДВТТ) – двигатель Стирлинга. Задачи проектирования ДВТТ тесно связаны с развитием теоретических и экспериментальных работ по совершенствованию механизмов их привода, наиболее распространенным из которых является рычажный ромбический механизм с синхронизирующей зубчатой передачей.

До настоящего времени не был разработан метод синтеза шестипараметрических (обобщенных) схем асимметричных ромбических механизмов, позволяющих значительно увеличить наибольшие возможные значения основных выходных параметров этих механизмов: отношения максимальных объемов холодной и горячей полостей цилиндра двигателя и фазового сдвига между этими объемами. Разработка такого метода дает возможность повысить мощность и экономичность ДВТТ. Актуальной является также задача анализа виброакустической активности основного источника вибрации и шума в этом двигателе – зубчатой передачи синхронизации вращения валов и отбора мощности. Ее решение позволяет разработать предложения по снижению уровней шума и вибрации во всем спектре частот.

Цель и задачи работы. Целью работы является улучшение технико-экономических и экологических показателей ДВТТ на основе разработки метода синтеза обобщенных кинематических схем ромбических механизмов привода по важнейшим параметрам двигателя и подготовки рекомендаций по снижению уровней шума и вибрации ДВТТ.

В работе поставлены и решаются следующие задачи:

– разработка математических моделей обобщенных схем плоских ромбических механизмов трех структурных модификаций: с развитым кривошипом, с развитым шатуном рабочей группы, с развитым шатуном втягивательной группы;

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана вление схем алгоритмов и программ решения уравнений



2275715

Синтез кинематических схем



анализа ромбических механизмов на ЭЦВМ;

- оценка эффективности придания механизмам различных признаков асимметрии (неравенства единице какого-либо линейного относительного размера или неравенства нулю углового абсолютного размера) и выделение наиболее результативных из них;

- разработка метода синтеза кинематических схем ромбических механизмов в функции их выходных параметров и допускаемого угла давления;

- составление схем алгоритмов и рабочих программ реализации метода синтеза;

- разработка рекомендаций по выбору структурной схемы ромбических механизмов и приближенному их синтезу с использованием номограмм;

- экспериментальное определение виброакустических характеристик зубчатой передачи синхронизации вращения коленчатых валов и отбора мощности;

- разработка предложений по снижению уровней вибрации и шума двигателя;

- сравнительный анализ виброактивности сопоставимых по мощности ДВГТ и двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

Методы исследования. Для получения уравнений анализа и синтеза обобщенных кинематических схем ромбических механизмов использовался метод векторных контуров. При решении трансцендентных уравнений применялся численный метод дихотомии. Исследование виброакустических характеристик зубчатой передачи синхронизации вращения коленчатых валов и отбора мощности произведено экспериментальным методом.

Научная новизна. Получены аналитические выражения связи между выходными параметрами механизма привода ДВГТ и относительными и абсолютными размерами звеньев ромбического механизма с учетом допускаемого угла давления.

Определена степень влияния различных признаков асимметрии ромбических механизмов на их основные выходные параметры.

Разработаны методы синтеза обобщенных кинематических схем ромбических механизмов с применением ЭЦВМ и приближенного синтеза с использованием номограмм.

Установлено, что перепад давлений в полостях цилиндра является причиной циклически повторяющихся перекосов звеньев механизма и увеличения уровней вибрации и шума.

Практическая ценность. Рекомендации по выбору структурных

схем ромбических механизмов, предложенные методы синтеза их обобщенных кинематических схем позволяют обеспечить относительные и абсолютные размеры звеньев из условия реализации требуемых по условиям проектирования значений отношения максимальных объемов холодной и горячей полостей цилиндра двигателя и фазового сдвига между ними при ограничении максимального угла давления.

Предложенная конструкция зубчатых колес и новая схема механизма привода ДВНТ существенно улучшают виброакустическое состояние двигателя, увеличивают ресурс и к.п.д., уменьшают его габариты и вес.

Реализация результатов работы. Разработанные в диссертации методы синтеза обобщенных кинематических схем ромбических механизмов использованы для уточнения комплексной программы расчетов, используемой при проектировании ДВНТ в ЦНИДИ. Предложения по синхронизирующей зубчатой передаче использованы там же при изготовлении опытного образца ДВНТ.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы доложены и обсуждены на: Всесоюзном совещании по методам расчета механизмов машин-автоматов, г. Львов, 1979 г.; I-й Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции, г. Ташкент, 1979 г.; Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив", г. Москва, 1980 г.; научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава Ворошиловградского машиностроительного института, 1981 г.; Всесоюзной научно-технической конференции "Современный уровень и пути совершенствования экономических и экологических показателей двигателей внутреннего сгорания", г. Москва, 1983 г.; республиканской научно-технической конференции "Повышение надежности и снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов общего машиностроительного применения", г. Харьков, 1983 г.; научном семинаре кафедры теории механизмов МВТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва, 1983 г.; научно-техническом совете отдела № 15 Центрального научно-исследовательского дизельного института, г. Ленинград, 1983 г.; научных семинарах кафедры теории механизмов и машин Ворошиловградского машиностроительного института, 1981, 1982, 1983 г.г.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 9 научных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, трех приложений и

содержит 112 страниц машинописного текста, 33 иллюстрации, 5 таблиц, 31 библиографическое наименование.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

### ПРИВОДНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ДВПТ ВЫТЕСНИТЕЛЬНОГО ТИПА И ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ИХ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ

Механизм привода ДВПТ вытеснительного типа предназначен для преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала и согласования движений поршня и вытеснителя. Им могут быть кривошипно-ползунные и ромбические механизмы различного исполнения. Перечислим причины, вызывающие у конструкторов по ДВПТ интерес к ромбическому механизму привода:

- устранение боковых нагрузок на поршень и вытеснитель;
- возможность полного уравнивания сил инерции и моментов сил инерции;
- возможность отбора мощности без дополнительных устройств несколькими потребителями механической энергии (до четырех);
- исключение необходимости создания высокого давления газа в камере благодаря появляющейся в этом случае возможности образования в цилиндре двигателя буферной полости.

Выходными параметрами механизма привода ДВПТ, то есть параметрами, зависящими от конструкции механизма и его геометрии и оказывающими влияние на показатели рабочего процесса ДВПТ, являются:

- отношение максимальных объемов холодной и горячей полостей

$$W = V_{x\max} / V_{r\max};$$

- угол  $\alpha_0$  сдвига по фазе между максимальными объемами горячей и холодной полостей.

Известны зависимости от параметров  $W$  и  $\alpha_0$  удельной мощности (параметра мощности)  $Z$  и индикаторного к.п.д. цикла  $\eta_{ti}$  при некоторых значениях отношения температур  $\tau = T_x / T_r$  ( $T_x$  - температура рабочего тела в полости сжатия,  $T_r$  - температура рабочего тела в полости расширения) и относительного мертвого объема  $\gamma_m = V_m / V_{r\max}$  ( $V_m$  - мертвый объем, включающий в себя объемы теплообменных аппаратов и соединительных каналов). Из этих

зависимостей следует, что:

- параметр  $Z$  возрастает при увеличении  $W$  и  $\alpha_0$  до определенных значений, зависящих от величин  $\tau$  и  $\tau_m$ ;

- оптимальные значения  $W$  и  $\alpha_0$  возрастают с увеличением  $\tau$  и  $\tau_m$ ;

- индикаторный к.п.д. цикла  $\eta_{ti}$  линейно возрастает с увеличением  $\alpha_0$ ;

- зависимость  $\eta_{ti}$  от  $\alpha_0$  заметно усиливается с возрастанием значений  $\tau_m$ ;

- обоснованные предельные величины  $\alpha_0$ , позволяющие добиться наибольшей экономичности работы двигателя, не установлены.

Большие значения  $\tau$  и  $\tau_m$  присущи стационарным ДВНТ, работающим на низкотемпературных сортах топлива, с использованием геотермального пара и термальной воды, на энергетических отходах производства, при отсутствии жестких требований к габаритам теплообменных аппаратов. В связи с необходимостью всемерного сокращения количества сжигаемого в энергосиловых установках высококачественного органического топлива - ценного сырья для химического производства - создание таких ДВНТ может стать в недалеком будущем настоятельной потребностью. При их проектировании необходимо будет обеспечить максимальную эффективность и экономичность, что в немалой степени будет зависеть от возможности реализации требуемых значений выходных параметров  $W$  и  $\alpha_0$  механизма привода. Поэтому увеличение верхних пределов возможных значений  $W$  и  $\alpha_0$  является актуальной необходимостью.

Вопросы анализа и синтеза симметричного (двухпараметрического) ромбического механизма подробно рассмотрены в работах М.Г.Круглова, С.И.Ефимова, В.А.Звонова, П.В.Сергеева, Я.Ф.Шмерльсона, А.Г.Шувалова и др.

Ромбические механизмы с тремя и более конструктивными параметрами (признаками асимметрии) принято называть асимметричными, что объясняется нарушением в них симметрии относительно горизонтальной оси, проходящей через центры вращения кривошипов. Как установлено, придание механизму признаков асимметрии позволяет расширить диапазон возможных значений  $W$  и  $\alpha_0$ . Анализ и синтезу трех- и четырехпараметрических асимметричных ромбических механизмов посвящены работы В.И.Бирюкова, Д.М.Лукичева, П.В.Сергеева.

Очевидно, что возможности асимметричного ромбического механизма по увеличению предельных возможных значений  $W$  и  $\alpha_0$

будут исчерпаны лишь тогда, когда его схема будет характеризоваться максимальным числом признаков асимметрии — шестью. Однако математические модели пяти- и шестипараметрических ромбических механизмов и метод их синтеза пока не были разработаны. Кроме того, оставалась неизвестной степень эффективности придания ромбическому механизму признаков асимметрии, знание которой позволяет обосновать опра: данность такого мероприятия и дает возможность конструкторам подходить избирательно при назначении тех или других признаков асимметрии в зависимости от условий на проектирование ДВПТ. Назрела также необходимость исследования виброакустических характеристик сопутствующей ромбическому механизму зубчатой передачи, являющейся основным источником вибрации и шума в двигателе. Затронутые вопросы, очень важные для практики проектирования ДВПТ, и были решены в данной работе.

#### ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ ПРИЗНАКОВ АСИММЕТРИИ РОМБИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ ПО ОТНОШЕНИЮ К ИХ ВЫХОДНЫМ ПАРАМЕТРАМ

Каждая из обобщенных схем ромбических механизмов характеризуется шестью признаками асимметрии.

Механизм с развитым кривошипом (рис., а, изображена только правая половина "ромба"):

$$k_B = e_B/R_B, \quad k_P = e_P/R_P, \quad \lambda_B = R_B/L_B, \quad \lambda_P = R_P/L_P, \\ \alpha_R = R_B/R_P, \quad \delta \quad (\alpha_L = L_P/L_B = \lambda_B/\lambda_P \alpha_R \quad \text{и}$$

$\alpha_e = e_B/e_P = k_B \alpha_R / k_P$  — производные признаки асимметрии). Из расчетной схемы получены уравнения анализа, позволяющие определить объемы горячей и холодной полостей цилиндра в функции угла поворота кривошипа, максимальные значения этих объемов, рабочий объем двигателя, углы поворота кривошипа, соответствующие минимальному и максимальному объемам горячей полости. Выходной параметр  $\alpha_0$  определяется решением численным методом на отрезке  $\vartheta_0 + \delta/2 < \alpha < \vartheta_0 + \delta/2 + \pi$  уравнения

$$\sin(\alpha - \vartheta_0) - \sin(\alpha - \vartheta_0 - \delta)/\alpha_R + A \cos(\alpha - \vartheta_0)/\sqrt{1 - A^2} + \\ + B \cos(\alpha - \vartheta_0 - \delta)/(\alpha_R \sqrt{1 - B^2}) = 0, \quad (1)$$

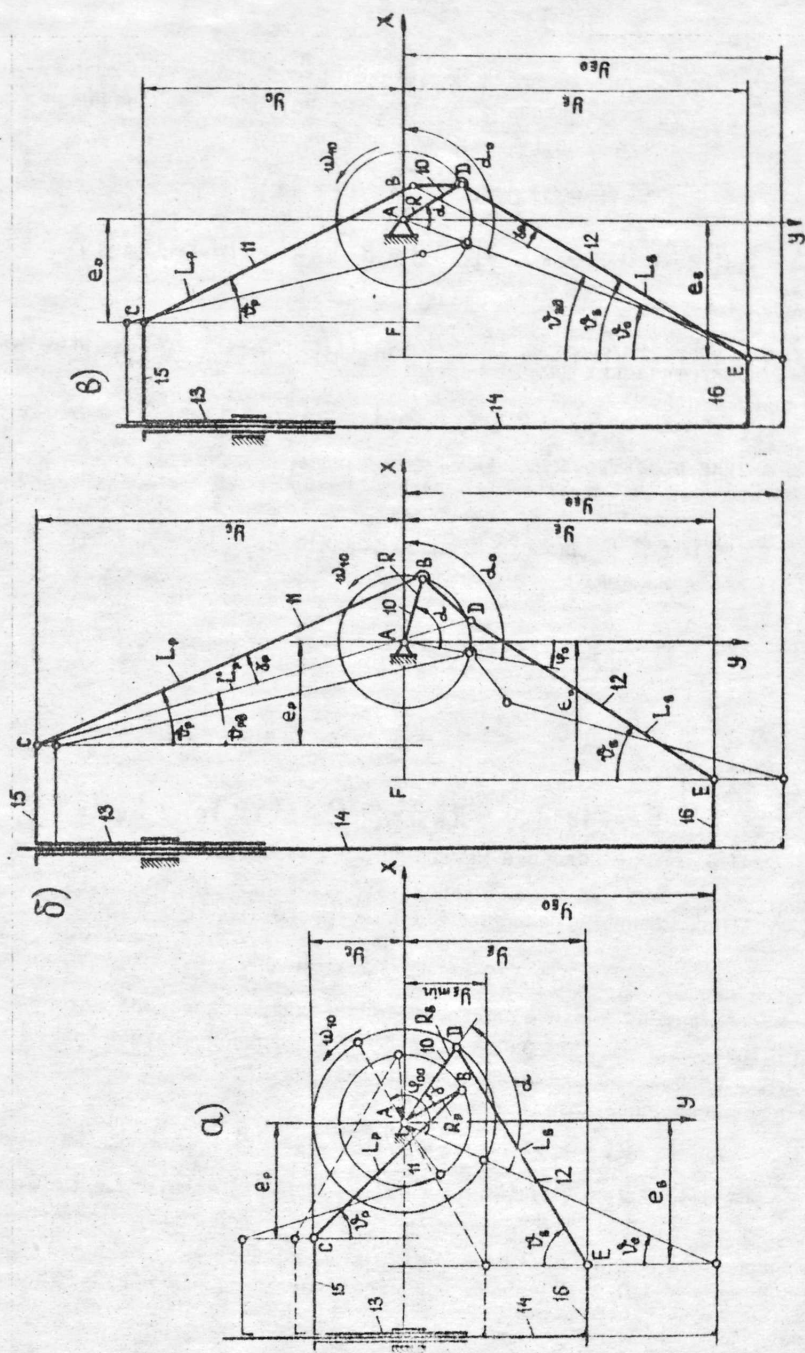


Рис. Обобщенные расчетные схемы ромбических механизмов.

где  $\vartheta_0$  - угол, определяющий положение прямой линии кривошип-шатун вытеснительной группы, от которой производится отсчет угла  $\alpha$  поворота кривошипа,

$$\vartheta_0 = \arcsin[k_B \lambda_B / (1 + \lambda_B)];$$

$$A = \lambda_B [k_B + \sin(\alpha - \vartheta_0)]; \quad B = \lambda_P [k_P + \sin(\alpha - \vartheta_0 - \delta)].$$

Выходной параметр  $W$  определяется зависимостью

$$W/(1-\nu^2) = \{ \sqrt{1-C_3^2} - \sqrt{1-C_1^2} + \lambda_B (\sqrt{1-C_4^2} - \sqrt{1-C_2^2}) / (\lambda_P \alpha_R) + \\ + \lambda_B [\cos(\alpha_n - \vartheta_0) - \cos(\alpha_0 - \vartheta_0)] - \lambda_B [\cos(\alpha_n - \vartheta_0 - \delta) - \\ - \cos(\alpha_0 - \vartheta_0 - \delta)] / \alpha_R \} / (\sqrt{C_5} - \sqrt{C_6}), \quad (2)$$

где  $\nu = d/D$  ( $d$  - диаметр штока вытеснителя,  $D$  - диаметр цилиндра);

$$C_1 = A, \quad C_2 = B \quad \text{при } \alpha = \alpha_0;$$

$$C_3 = A, \quad C_4 = B \quad \text{при } \alpha = \alpha_n;$$

$$C_5 = (1 + \lambda_B)^2 - k_B^2 \lambda_B^2; \quad C_6 = (1 - \lambda_B)^2 - k_B^2 \lambda_B^2;$$

$\alpha_n$  - угол поворота кривошипа, соответствующий максимальному расстоянию между траверсами, определяется решением уравнения (I) на отрезке

$$\vartheta_0 + \delta/2 + \pi < \alpha < \vartheta_0 + \delta/2 + 2\pi.$$

Уравнения анализа получены также для ромбического механизма с развитым шатуном рабочей (рис., б) и вытеснительной (рис., в) групп, обобщенные схемы которых характеризуются соответственно следующими признаками асимметрии:

$$k_B = e_B/R, \quad k_P = e_P/R, \quad \lambda_B = R/L_B, \quad \lambda_P = R/L_P, \quad \alpha_{LP} = L'_P/L_P, \delta_P \text{ и} \\ k_B = e_B/R, \quad k_P = e_P/R, \quad \lambda_B = R/L_B, \quad \lambda_P = R/L_P, \quad \alpha_{LB} = L'_B/L_B, \delta_B.$$

Для расчета выходных параметров составлены соответствующие программные модули на языке ФОРТРАН/ЕС. Расчет производился на ЭЦВМ типа ЕС-1022. Выявлены наиболее результативные признаки асим-

метрии всех структурных модификаций ромбического механизма:

$$\alpha_R, \delta, \alpha_{LP}, \delta_P, \alpha_{LB}, \delta_B.$$

### ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ОБОБЩЕННЫХ СХЕМ РОМБИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Решая задачу синтеза ромбического механизма, будем считать заданными величины, значения которых или определяют из расчета рабочего процесса двигателя, или принимают согласно имеющимся в литературе рекомендациям: ход поршня  $S_{Pmax}$  или вытеснителя  $S_{Bmax}$  и параметры  $W^* = W/(1-\gamma^2)$ ,  $\alpha_0$ ,  $[\vartheta_{Pmax}]$  или  $[\vartheta_{Bmax}]$ . Выходными параметрами синтеза являются относительные и абсолютные размеры звеньев ромбического механизма.

Синтез механизма с развитым кривошипом производится в следующей последовательности:

$$\left. \begin{aligned} h_P &= S_{Pmax}/R_P = \sqrt{(1/\lambda_P + 1)^2 - k_P^2} - \sqrt{(1/\lambda_P - 1)^2 - k_P^2}, \\ \lambda_P &= \sin \vartheta_{Pmax}/(1 + k_P) \end{aligned} \right\} \rightarrow k_P, \lambda_P; \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} (1) \\ (2) \end{aligned} \right\} \rightarrow \alpha_R, \delta \quad (\text{принимая } \alpha_L = 1, \alpha_e = 1);$$

$$R_P = S_{Pmax}/h_P, \quad R_B = R_P \alpha_R, \quad L_P = R_P/\lambda_P, \quad L_B = L_P/\alpha_L,$$

$$e_P = k_P R_P, \quad e_B = \alpha_e e_P.$$

Длина штока вытеснителя

$$H_B = H_0 + H_P + \Delta H,$$

где

$$H_0 = R_B [\cos(\alpha - \vartheta_0) - \cos(\alpha - \vartheta_0 - \delta)/\alpha_R + \sqrt{1 - A^2}/\lambda_B + \sqrt{1 - B^2}/(\lambda_P \alpha_R)] \quad \text{при } \alpha = \alpha_n;$$

$H_P$  - длина штока поршня, принимается конструктивно;

$\Delta H$  - зазор между поршнем и вытеснителем в момент их наибольшего сближения, необходимый для компенсации температурных деформаций звеньев.

Последовательность решения уравнений при синтезе ромбического механизма с развитым шатуном рабочей группы:

$$\left. \begin{array}{l} (6) \\ (7) \end{array} \right\} \rightarrow k_p, \lambda_p;$$

$$\left. \begin{array}{l} (?) \\ (4) \end{array} \right\} \rightarrow a_{LP}, \gamma_p;$$

$a_L$  и  $a_e$  - из условия  $v_{Bmax} \leq 70^\circ$ ;

$$R = S_{pmax}/h_p, \quad L_p = R/\lambda_p, \quad L_B = L_p/a_L, \quad L'_p = a_{LP}L_p,$$

$$e_p = k_p R, \quad e_B = a_e e_p, \quad H_0 - \text{по (5).}$$

Метод синтеза разработан также для ромбического механизма с развитым шатуном вытеснительной группы.

Для всех обобщенных схем разработаны программы реализации синтеза на ЭЦВМ ЕС-1022, произведены с их использованием расчеты и построены номограммы, позволяющие производить ускоренный приближенный синтез без необходимости выполнения сложных и трудоемких расчетов.

#### ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ АКТИВНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА ДВПТ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ЕЕ СНИЖЕНИЮ

Как следует из практики испытаний ДВПТ, большая часть общих уровней вибрации и шума механизма привода приходится на зубчатую передачу синхронизации вращения валов и отбора мощности. Считалось, что основными причинами возникновения ударов в зацеплениях колес являются погрешности их изготовления и сборки и деформация зубьев. Однако анализ работы двигателя позволил обнаружить еще одну причину проявления виброактивности привода и дополнительной нагруженности звеньев и узлов ромбического механизма и цилиндро-поршневой группы. При работе ДВПТ в определенные моменты времени каждого цикла давление под поршнем становится выше давления над поршнем, вследствие чего изменяется направление потока мощности. При этом зубчатые колеса поворачиваются друг относительно друга, выбирая боковой зазор между зубьями. Это сопро-

воздаются ударами зубьев и перекосом траверс, а вместе с ними поршня и вытеснителя. Удары усиливаются, а перекосы звеньев увеличиваются по мере износа зубьев колес. Возрастают силы трения в подвижных соединениях двигателя, что отрицательно сказывается на его к.п.д. и ресурсе. В связи с этим стояла задача как снижения виброактивности, вызванной погрешностью изготовления, неточностью сборки и износом зубчатых колес, так и устранения циклически повторяющихся перекосов и деформаций звеньев, происходящих одновременно с ударами зубьев колес и объясняющихся особенностью рабочего процесса в ДВГТ.

Первая часть задачи решалась путем поиска конструктивного исполнения зубчатых колес. Были испытаны цельные прямозубые, косозубые, шевронные, сборные прямозубые зубчатые колеса. Измерялись уровни вибрации и шума в диапазоне от 63 до 8000 Гц с использованием датской аппаратуры фирмы "Брюль и Кьер": прецизионного шумомера типа 2203, набора октавных фильтров типа I613, акселерометров с интегратором типа 0020. Уровень шума измерялся в горизонтальной плоскости на расстоянии 1 м от торцевой поверхности зубчатых колес, уровень вибрации - в головках болтов крепления рамы стенда к резиновым амортизаторам, в которые вкручивались акселерометры. За уровень вибрации принимались наибольшие их значения по шести точкам замеров. Лучшие результаты показали прямозубые сборные колеса, в которых между центром и венцом в качестве промежуточных упруго-диссипативных тел установлены ролики из конструкционного текстолита. Их общий уровень шума по сравнению с серийными жесткими прямозубыми колесами ниже на 9 дБ, а общий уровень вибрации - на 3 дБ.

Завершающие экспериментальные исследования были проведены непосредственно на ДВГТ мощностью 100 кВт. Общий уровень вибрации после замены жестких прямозубых колес в приводе двигателя на сборные прямозубые снизился на 8 дБ, общий уровень шума - на 7 дБ.

Различие в уровнях шума ДВГТ и маломощного ДВС (модели ЗИЛ-120) составляет 11 дБ (известно, что снижение уровня шума на 3 дБ соответствует уменьшению интенсивности шума в 2 раза).

Вторая часть задачи - устранение циклически повторяющихся перекосов и деформаций звеньев, вызванных перепадом давлений над поршнем и под ним - была решена только в результате принципиального изменения схемы зубчатой передачи. В новой схеме устранено непосредственное сопряжение синхронизирующих зубчатых колес между собой. На коленчатых валах закреплены зубчатые колеса с внешним

зубом, входящие в зацепление с колесом вала отбора мощности, которое выполнено с внешним и внутренним зубом. При перепаде давлений в этом случае перекоса траверс не произойдет. Новая схема привода обладает также целым рядом других положительных качеств.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Получены аналитические уравнения связи между размерами звеньев шестипараметрических ромбических механизмов всех структурных модификаций (с развитым кривошипом, развитым шатуном рабочей группы, развитым шатуном вытеснительной группы) и конструктивными параметрами ДВПТ, важнейшими из которых являются отношение максимальных объемов холодной и горячей полостей цилиндра двигателя и фазовый сдвиг между ними.

2. Определена эффективность использования различных признаков асимметрии для увеличения предельных значений выходных параметров ромбического механизма. Наиболее результативными в механизме с развитым кривошипом являются отношение длин элементов кривошипа и угол между ними, в механизмах с развитыми шатунами - отношение длин элементов развитого шатуна и угол между ними.

3. Установлено, что ромбический механизм с развитым кривошипом значительно превосходит две другие структурные модификации, позволяя довести отношение максимальных объемов полостей до 6 и более, а фазовый сдвиг между ними - до любого требуемого значения (как следует из ранее опубликованных работ, максимальные значения этих параметров соответственно равны 2 и  $130^{\circ}$ ).

4. Разработан метод синтеза обобщенных кинематических схем ромбических механизмов по важнейшим конструктивным параметрам ДВПТ с учетом ограничения по углу давления и составлены рабочие программы для реализации этого метода на ЭЦВМ типа ЕС-1022. Внедрение указанного метода позволило получить экономический эффект в размере 72 тыс. руб.

5. Выполнены расчеты для всех областей существования ромбических механизмов и построены номограммы для приближенного синтеза без необходимости выполнения трудоемких расчетов.

6. Определена на экспериментальной установке виброактивность зубчатых колес различного конструктивного исполнения. Наименьшие уровни шума и вибрации получены для прямозубых сборных синхронизирующих колес с упруго-диссипативными элементами в виде роликов из конструкционного текстолита, заключенных между центром и венцом.

7. Произведена оценка эффективности применения сборных зубчатых колес по сравнению с серийными прямозубыми цельными колесами на реальном ДВПТ мощностью 100 кВт. Снижение уровней вибрации и шума составило соответственно 8 и 7 дБ.

8. Выполнен качественный анализ влияния перепада давлений в полостях цилиндра на виброактивность и ресурс двигателя.

9. Разработана совместно с группой соавторов новая схема привода ДВПТ (а. с. № 1016552), позволяющая исключить перекосящие звенья и снизить отрицательное влияние перепада давлений в полостях цилиндра на уровни шума и вибрации, увеличить ресурс и к.п.д. двигателя, уменьшить его габариты и вес, разгрузить опоры вала отбора мощности, уравнивать силы в зацеплениях.

Ожидаемый годовой экономический эффект только за счет снижения расхода топлива из расчета на 1000 двигателей с новой схемой привода составляет 240 тыс. руб.

10. Произведен анализ полученных в результате эксперимента уровней шума ДВПТ в сравнении с известными аналогичными показателями сопоставимых по мощности ДВС: уровень шума ДВПТ на 11 дБ ниже даже по сравнению с наименее шумным ДВС (модели ЗИЛ-120).

Основное содержание диссертации отражено в работах:

1. Ахтямов А.М., Сергеев П.В. Синтез асимметричных ромбических механизмов привода двигателя Стирлинга. - Тезисы докладов Всесоюзного совещания по методам расчета механизмов машин-автоматов. - Львов, 1979, с. 75.

2. Ахтямов А.М., Бирков В.И., Сергеев П.В. Многопараметрический синтез механизмов привода ДВПТ. - Состояние и пути развития экспериментально-теоретических и опытно-конструкторских работ по двигателю с внешним подводом теплоты (ДВПТ): Тезисы докладов I-й Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции. - Ташкент, 1979, с. 19 (Для служебного пользования).

3. Ахтямов А.М., Сергеев П.В., Бирков В.И. Синтез асимметричных пятипараметрических ромбических механизмов. - Известия вузов СССР. Машиностроение, 1980, № 7, с. 51-55.

4. Ахтямов А.М., Сергеев П.В. Синтез асимметричных ромбических механизмов привода ДВПТ с развитым шатуном вытеснительной группы. - Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. - Москва, 1980, с. 89.

5. Разработка, изготовление и доводка зубчатых передач ДВНТ с пониженной виброакустической активностью. - Отчет по научно-исследовательской работе /Ворошиловградский машиностроительный институт, СКГБ "Искра": Тема № А-151-80, № гос. регистрации 80074046, инв. № 02830018357. - Ворошиловград, 1982. - 80 с. (Для служебного пользования).

6. Ахтямов А.М., Сергеев П.В. Синтез асимметричных шестипараметрических ромбических механизмов. - Известия вузов СССР. Машиностроение, 1982, № 12, с. 23-26.

7. А. с. 1016552 (СССР). Привод для двигателя с внешним подводом теплоты /А.М.Ахтямов, Г.А.Киренчев, А.М.Короткий, П.В.Сергеев, В.Е.Шисман. - Опубликовано в Бюллетене изобретений, 1983, № 17.

8. Сергеев П.В., Ахтямов А.М. Исследование эффективности усложнения геометрии ромбических механизмов ДВНТ. - Современный уровень и пути совершенствования экономических и экологических показателей двигателей внутреннего сгорания: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. - Ворошиловград, 1983, с. 116.

9. Сергеев П.В., Шисман В.Е., Ахтямов А.М. Исследование виброакустической активности синхронизирующих зубчатых колес ДВНТ. - Современный уровень и пути совершенствования экономических и экологических показателей двигателей внутреннего сгорания: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. - Ворошиловград, 1983, с. 114.

10. Шисман В.Е., Ахтямов А.М. Об ошибках зацепления синхронизирующих зубчатых колес. - Повышение надежности и снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов общего машиностроительного применения: Тезисы докладов республиканской научно-технической конференции. - Харьков, 1983, с. 202.

Подписано к печати 28.05.84 Формат 60х84 1/16 п.л. I

Тираж 100 Заказ 5

Ротапринт ВМСИ г. Ворошиловград, кв. Молдаевский, д. 20-а

