

6  
А.59

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ СССР  
МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

---

---

*На правах рукописи*

УДК 621.437.001.1

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник  
В. С. Бениович

**РОТОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ.  
ГЕОМЕТРИЯ, КИНЕМАТИКА, ДИНАМИКА**

**(Специальность № 190—тепловые двигатели)**

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Москва — 1971 г.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

---

На правах рукописи

УДК 621.437.001.1

Кандидат технических наук  
старший научный сотрудник

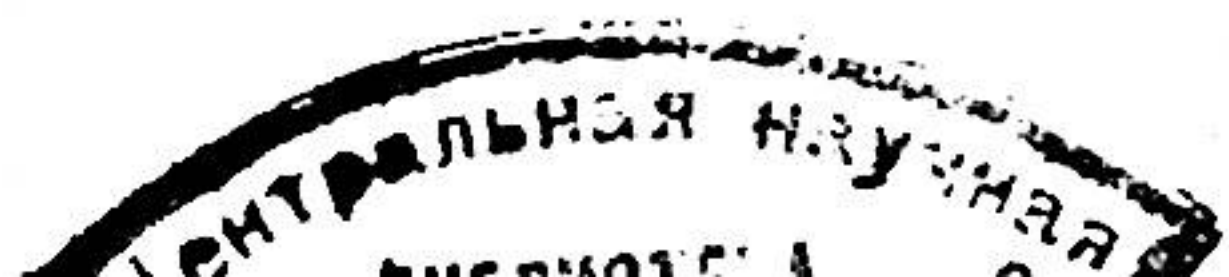
В. С. БЕНИОВИЧ

РОТОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ.  
ГЕОМЕТРИЯ, КИНЕМАТИКА, ДИНАМИКА

(Специальность № 190 - тепловые двигатели)

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Москва - 1971 г.



159

Работа выполнена в лаборатории перспективных двигателей Государственного союзного научно-исследовательского тракторного института НАТИ.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Р.П.Доброгаев,

доктор технических наук, профессор Г.С.Маслов,

доктор технических наук, профессор Ф.Ф.Симаков.

Ведущее предприятие указано в решении ученого совета.

Автореферат разослан "15" ноября 1971 г.

Защита диссертации состоится "6" декабря 1971 г. на заседании Совета факультета автомобильного транспорта Московского автомобильно-дорожного института.

Отзывы в 2-х экземплярах просим прислать по адресу: Москва, А-319, Ленинградский проспект 64, МАДИ, ученому секретарю.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время во многих странах большое внимание уделяется развитию ротопоршневого двигателя (РПД), который рассматривается как один из перспективных типов двигателей внутреннего сгорания. РПД по ряду показателей превосходит поршневые двигатели, и его использование в некоторых областях техники обеспечивает заметный технико-экономический эффект.

Выпуск бензиновых РПД и область их применения непрерывно расширяются. В последнее время достигнуты успехи и в разработке ротопоршневого дизеля, что, очевидно, приведет к дальнейшему распространению двигателей этого типа.

В нашей стране конструкторские и исследовательские работы по РПД ведутся рядом организаций и предприятий. Начато производство близких по конструктивной схеме ротопоршневых компрессоров.

Развитие РПД требует создания методов расчета этих двигателей, однако вопросы расчета РПД очень слабо освещены в литературе.

В лаборатории перспективных двигателей НАТИ под руководством автора диссертации с 1960 г. выполняется комплекс работ, связанных с разработкой и исследованием РПД.

Большое место в этом комплексе занимают проведенные автором работы по исследованию циклоидальных схем, определению геометрических, кинематических и динамических параметров РПД и оптимальных соотношений между ними, расчету органов газораспределения и анализу некоторых вопросов, относящихся к обработке эпитрохоидной поверхности рабочей полости. Разработанные методы расчета РПД весьма специфичны и, за малыми исключениями, не имеют аналогов среди расчетов поршневых двигателей.

Диссертация представляет собой обобщение этих теоретических исследований, с помощью которых выполнен большой объем конструкторских и доводочных работ. В диссертации приведены также результаты экспериментального исследования теплонапряженности РПД и разработанные на основе этих данных методы учета и компенсации термических деформаций.

Диссертация состоит из введения, одиннадцати глав и выводов; содержит 295 страниц машинописного текста, 133 иллюстрации, 19 таблиц и список литературы, включающий 198 наименований.

Результаты изложенных в диссертации работ опубликованы и доложены на научно-технических конференциях, семинарах и совещаниях.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ СХЕМ

Развитие паровых машин и поршневых ДВС сопровождалось многочисленными попытками создания роторнопоршневого теплового двигателя. Однако долгое время усилия изобретателей оставались безрезультатными, прежде всего вследствие неудовлетворительной работы уплотнений.

Рассматриваемый тип РПД обязан своим успехом сочетанию удачной конструкции системы уплотнений, сохраняющей работоспособность при значительных износах, с циклоидальной схемой двигателя, обеспечивающей простоту конструктивной схемы.

Циклоидальные схемы могут применяться для объемных машин различного назначения: двигателей, компрессоров, насосов. В диссертации проведено исследование циклоидальных схем, позволяющее подобрать для заданной машины оптимальную схему и оценить ее параметры. Более детальный расчет может быть выполнен с помощью обобщенных для любых циклоидальных схем формул геометрического и кинематического расчета РПД, которые приведены в конце соответствующих глав диссертации.

Циклоидальные схемы основаны на использовании свойств эллип- и гипотрохоид (укороченных эллип- и гипоциклоид). Обычно такие кривые определяются как траектории точки, лежащей внутри круга, который катится без скольжения по неподвижной окружности снаружи или внутри нее. В циклоидальных схемах образование эпитрохоиды связано с обкатыванием шестерней

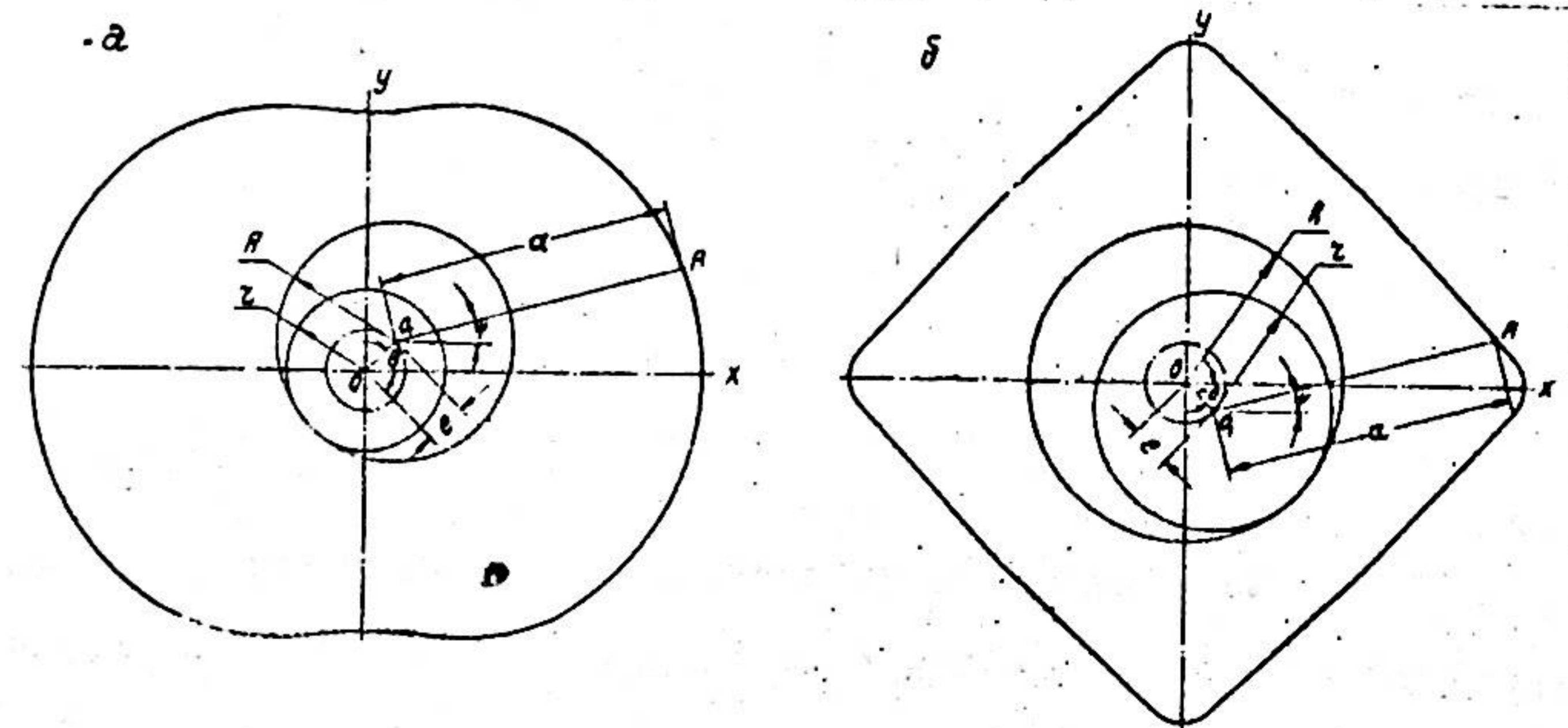


Рис. I. Образование трохойд в циклоидальных схемах:  
 а - эпитрохоида, б - гипотрохоида.  
 e - эксцентриситет,  $\alpha$  - производящий радиус, z и R - радиусы шестерен,  $\psi$  - угол поворота ротора,  $\theta$  - угол поворота эксцентрикового вала.

внутреннего зацепления неподвижной шестерни внешнего зацепления (рис. 1,а), а образование гипотрохоиды - с обкатыванием шестерней внешнего зацепления неподвижной шестерни внутреннего зацепления (рис. 1,б). В обоих случаях производящая точка А лежит вне движущейся окружности. В диссертации показано, что в циклоидальных схемах могут использоваться только трохойды, образованные обкатыванием окружностей (шестерен), радиусы которых  $r$  и  $R$  относятся как последовательные целые числа (1:2, 2:3, 3:4 и т.д.).

Обкатывая трохойду вместе с неподвижной окружностью вокруг подвижной окружности, получаем семейство трохойд, имеющие огибающую, состоящую из внешнего и внутреннего контуров (рис. 2).

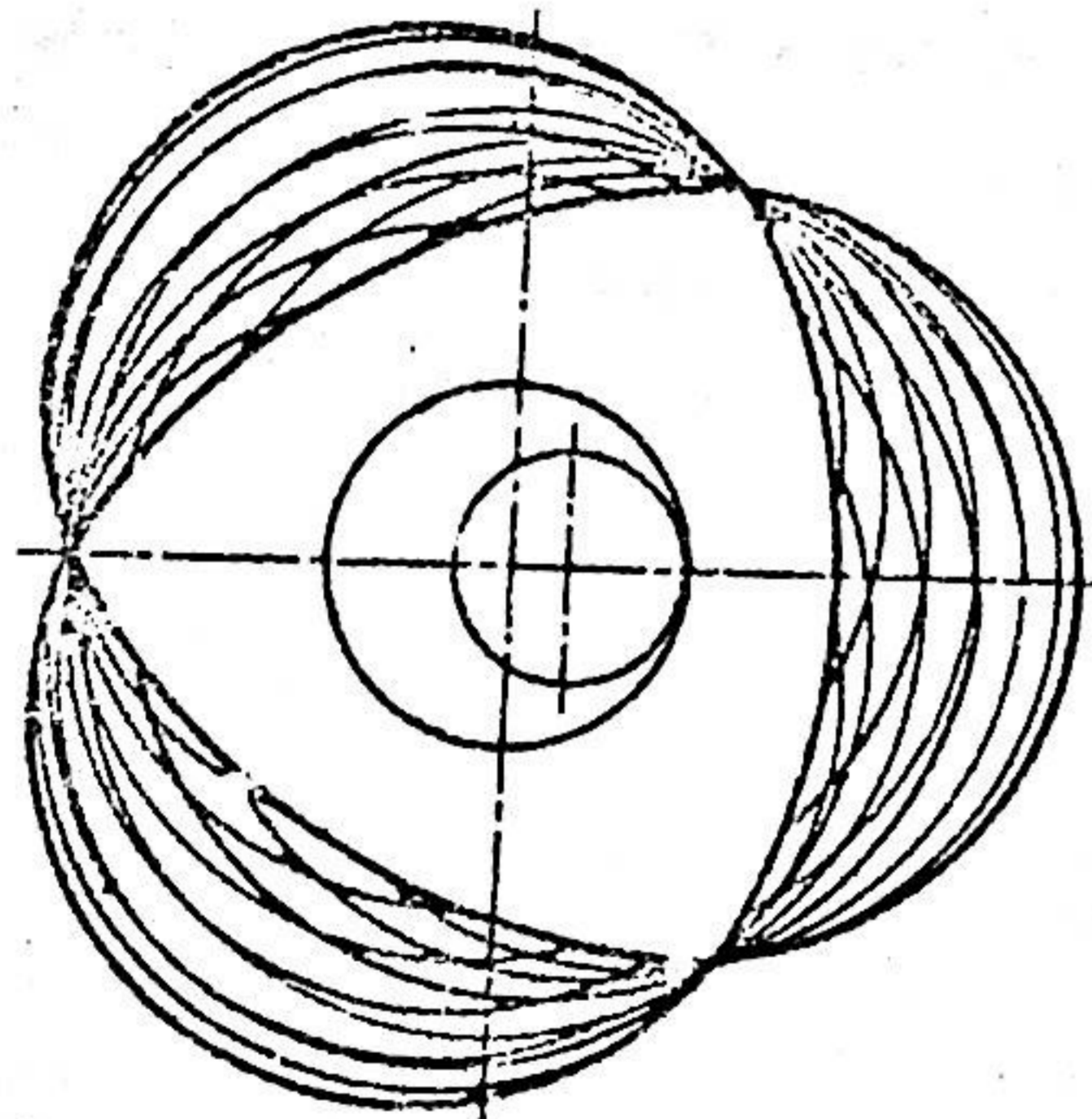


Рис. 2. Огибающая семейства трохойд.

Возможны две схемы циклоидальных машин. В первой из них контуром рабочей полости служит трохойда, а профилем ротора - внутренняя огибающая; во второй схеме контур рабочей полости образуется внешней огибающей, а профиль ротора - трохойдой.

Между цилиндрическими поверхностями рабочей полости и

ротора, а также плоскими боковыми поверхностями, образуются замкнутые пространства переменного объема - рабочие камеры, в которых могут осуществляться различные термодинамические циклы. В схемах с внутренними огибающими радиальные уплотнения располагаются в вершинах ротора и скользят по образованному трохойдой контуру рабочей полости; в схемах с внешними огибающими радиальные уплотнения размещаются в вершинах контура рабочей полости и скользят по образованному трохойдой профилю ротора. В обоих случаях радиальные уплотнения остаются неподвижными относительно пазов, в которых они расположены. Поэтому уплотнения могут очень мало выступать из пазов и подвергаться минимальным тепловым и механическим нагрузкам. В обеспечении благоприятных условий работы радиальных уплотнений заключается одно из главных достоинств циклоидальных схем.

На основе циклоидальных схем могут быть созданы машины как простого, так и планетарного вращения. В первом случае получается биротативная машина, в которой ротор и корпус вращаются вокруг неподвижных осей, проходящих через центры шестерен. Во втором случае ротор или корпус совершают планетарное движение, вращаясь вместе с подвижной шестерней вокруг ее центра, который в свою очередь вращается вокруг центра неподвижной шестерни.

Таким образом, циклоидальные машины разделяются по следующим признакам:

- а) по виду используемых кривых - на эпитрохоидные и гипотрохоидные;
- б) по взаимному расположению трохойды и огибающей - на машины с внутренними огибающими (или трохойдными рабочими и

полостями) и машины с внешними огибающими (или трохонидными роторами);

в) по кинематической схеме - на биротативные машины (или машины простого вращения), машины с планетарным вращением ротора и машины с планетарным вращением корпуса.

Кроме того, циклоидальные машины различаются по отношению радиусов шестерен  $z$  и  $R$  или по числу  $z$  вершин огибающей (числу камер).

Ввиду того, что циклоидальные схемы обеспечивают исключительно простую кинематику (только две подвижные детали, вращающиеся с постоянной скоростью), оптимальные условия работы радиальных уплотнений, благоприятный для ДВС характер изменения рабочего объема (синусоидальный) и полную уравновешенность, они должны быть признаны наиболее прогрессивными схемами РПД.

На основе предложенной классификации сопоставлены достоинства и недостатки различных циклоидальных схем применительно к разработке РПД.

Показано, что самыми простыми кинематическими схемами являются схемы с планетарным движением ротора, не требующие решения сложных конструктивных проблем, вызываемых вращением корпуса. Схемы с внутренними огибающими в отличие от схем с внешними огибающими не нуждаются в специальном механизме газораспределения.

Поэтому наиболее простые РПД могут быть созданы на основе эпи- и гипотрохонидных схем с внутренними огибающими и планетарным движением ротора. Эти схемы различаются направлением вращения ротора и эксцентрикового вала. В эпитрохонидных схемах обе детали вращаются в одном направлении, в гипотрохонидных схемах - в противоположных направлениях. Отсюда

следует, что подшипник ротора, работающий в напряженных условиях, в эпитрохонидных схемах находится в лучшем положении.

В диссертации приведен краткий обзор циклоидальных РПД и компрессоров, предлагавшихся различными изобретателями, начиная с 1901 г., когда был получен первый патент на циклоидальные схемы, и кончая работами Ф. Ванкеля, создавшего надежную систему уплотнений и построившего в 1957 г. четырехтактный эпитрохонидный двигатель с внутренней огибающей и планетарным движением ротора, послуживший прототипом для всех выпускаемых в настоящее время РПД.

Весьма важными для циклоидальных машин являются различия, связанные с максимальной степенью сжатия, которая может быть достигнута в той или иной схеме, а также с тактностью каждой схемы. Для рассмотрения этих вопросов необходимо вывести уравнения трохонид и огибающей и формулы для определения объема рабочих камер.

Выведенное применительно к циклоидальным схемам уравнение эпи- и гипотрохонид имеет вид (обозначения см. на рис. 1)

$$\left. \begin{aligned} x &= ze \left( \frac{1}{z} \cos z\psi + c \cos \psi \right) \\ y &= ze \left( \pm \frac{1}{z} \sin z\psi + c \sin \psi \right) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $c = \frac{a}{ze}$  ( $c > 1$ )

(здесь и далее верхний знак относится к эпитрохонидам, нижний - к гипотрохонидам).

При обкатывании вместе с трохонидой неподвижной окружностью подвижной окружности получаем семейство трохонид (рис. 2), уравнение которого

$$\left. \begin{aligned} x_c &= e \cos(z\varphi) x + x \cos \varphi \pm y \sin \varphi \\ y_c &= e \sin(z\varphi) x \mp x \sin \varphi + y \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $\varphi$  - угол между осями абсцисс неподвижной и подвижной систем координат, связанных соответственно с обка-

тываемой и обкатывающей окружностями,  $x, y$ - координаты трохоиды в подвижной системе, определяемые уравнением (1).

В отличие от обычно рассматриваемых в теории огибающих однопараметрических семейств плоских кривых, уравнение семейства трохоид зависит от двух параметров  $\psi$  и  $\chi$ . В диссертации показано, что уравнение огибающей семейства

$$\left. \begin{aligned} x &= x(\alpha, \beta) \\ y &= y(\alpha, \beta) \end{aligned} \right\}$$

может быть получено, если исключить из уравнения семейства один из параметров при помощи якобиана

$$\frac{\partial(x, y)}{\partial(\alpha, \beta)} = \begin{vmatrix} \frac{\partial x}{\partial \alpha} & \frac{\partial x}{\partial \beta} \\ \frac{\partial y}{\partial \alpha} & \frac{\partial y}{\partial \beta} \end{vmatrix} = 0$$

Кроме того, показано, что огибающая инвариантна относительно замены в уравнении семейства параметров  $\alpha, \beta$  любыми другими независимыми параметрами. На основании этого свойства огибающей установлено, что семейства эпи- и гипотрохоид при равных значениях величин  $z, e$  и  $c$  имеют одинаковые огибающие.

С помощью разработанной теории выведено уравнение огибающей семейства трохоид (2):

$$\left. \begin{aligned} x_{02} &= ze \left( c \cos 2\alpha - \frac{1}{zc} \sin 2z\alpha \sin 2\alpha \pm \frac{2}{zc} \sqrt{c^2 - \sin^2 z\alpha} \cos z\alpha \cos 2\alpha \right) \\ y_{02} &= ze \left( c \sin 2\alpha + \frac{1}{zc} \sin 2z\alpha \cos 2\alpha \pm \frac{2}{zc} \sqrt{c^2 - \sin^2 z\alpha} \cos z\alpha \sin 2\alpha \right) \end{aligned} \right\} (3)$$

где  $\alpha$  - параметрический угол.

В этих выражениях двойной знак связан с радикалом, а не определяет различия между эпи- и гипотрохоидами.

В диссертации приведен анализ уравнения (3). Рассмотрено влияние знака перед радикалом и установлено различие в структуре огибающих при четном и нечетном значениях  $z$ .

Площадь огибающей определена при помощи известной формулы для площади замкнутой кривой.

$$\theta = \frac{1}{2} \oint x dy - y dx$$

Показано, что применительно к огибающей (6), эта формула может быть преобразована к виду

$$\theta = z \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \left( x \frac{dy}{d\alpha} - y \frac{dx}{d\alpha} \right) d\alpha$$

где  $\alpha_1$  - значение параметра, соответствующее середине дуги внешнего или внутреннего контура огибающей ( $\alpha_1 = 0$ ),  $\alpha_2$  - значение параметра, соответствующее точке пересечения внешнего и внутреннего контуров огибающей ( $\alpha_2 = \frac{\pi}{2z}$ ).

После необходимых вычислений получена формула для определения площади огибающей

$$\theta_{02} = z^2 e^2 \left[ \left( \frac{z^2}{2} + c^2 \right) \pi \pm \frac{6}{z} \sqrt{c^2 - 1} \pm \frac{2}{z} (2 + c^2) \operatorname{arccos} \sin \frac{1}{c} \right] (4)$$

где верхний знак относится к внешнему, а нижний - к внутреннему контурам огибающей.

На основании уравнений (1) и (4) выведены формулы для определения объема рабочих камер циклоидальных машин. В окончательном виде эти формулы имеют вид:

для схем с внутренними огибающими

$$V_k = z^2 e^2 H \left\{ \frac{1}{z^2} \left[ 6 \sqrt{c^2 - 1} + 2(2 + c^2) \operatorname{arccos} \sin \frac{1}{c} - \pi \left( \frac{z}{2} \mp 1 \right) \right] - \frac{2c}{z \mp 1} \sin \frac{\pi}{z} \cos \left[ (z \mp 1) \psi \mp \frac{\pi}{z} \right] \right\} (5)$$

для схем с внешними огибающими

$$V_k = z^2 e^2 H \left\{ \frac{1}{z^2} \left[ 6 \sqrt{c^2 - 1} + 2(2 + c^2) \operatorname{arccos} \sin \frac{1}{c} + \pi \left( \frac{z}{2} \mp 1 \right) \right] + \frac{2c}{z \mp 1} \sin \frac{\pi}{z} \cos \left[ (z \mp 1) \psi \mp \frac{\pi}{z} \right] \right\} (6)$$

где  $H$  - высота рабочей полости.

Из формул (5) и (6) следует, что объем рабочей камеры

за один оборот ротора ( $0 \leq \psi \leq 2\pi$ ) имеет  $z \neq 1$  минимумов (сжатий) и  $z \neq 1$  максимумов (расширений). Поэтому число тактов циклоидальных машин

$$j = 2(z \neq 1) \quad (7)$$

Максимальные и минимальные объемы рабочих камер для схем с внутренними огибающими

$$V_{k \max} = z^2 e^2 H \left\{ \frac{1}{z^2} \left[ 6\sqrt{c^2-1} + 2(2+c^2) \arccos \sin \frac{1}{z} - \pi \left( \frac{z}{z \neq 1} \right) \pm \frac{2c}{z \neq 1} \sin \frac{\pi}{z} \right] \right\} \quad (8)$$

для схем с внешними огибающими

$$V_{k \min} = z^2 e^2 H \left\{ \frac{1}{z^2} \left[ 6\sqrt{c^2-1} + 2(2+c^2) \arccos \sin \frac{1}{z} + \pi \left( \frac{z}{z \neq 1} \right) \pm \frac{2c}{z \neq 1} \sin \frac{\pi}{z} \right] \right\} \quad (9)$$

где положительный знак перед последним членом относится к максимальному объему, а отрицательный знак - к минимальному объему.

Разность  $V_{k \max} - V_{k \min}$  составляет рабочий объем камеры

$$V_{hk} = z^2 e^2 H \frac{4c}{z \neq 1} \sin \frac{\pi}{z} \quad (10)$$

Таким образом, при равных значениях геометрических параметров ( $z, e, c, H$ ) рабочие объемы камер эпи- или гипотрохонидных схем с внутренними и внешними огибающими одинаковы.

Зная  $V_{k \max}$  и  $V_{k \min}$ , можно определить степени сжатия, получаемые в циклоидальных машинах различных схем

$$\varepsilon = \frac{V_{k \max}}{V_{k \min}} \quad (11)$$

Величины  $\varepsilon$  при различных значениях  $z$  и  $c$  для эпи- и гипотрохонидных схем с внутренними огибающими приведены на рис. 3. В эпипотрохонидных схемах с внешними огибающими достигаются весьма высокие значения  $\varepsilon$  ( $\varepsilon > 30$ ). Наоборот, в гипотрохонидных схемах с внешними огибающими, значения  $\varepsilon$  на-

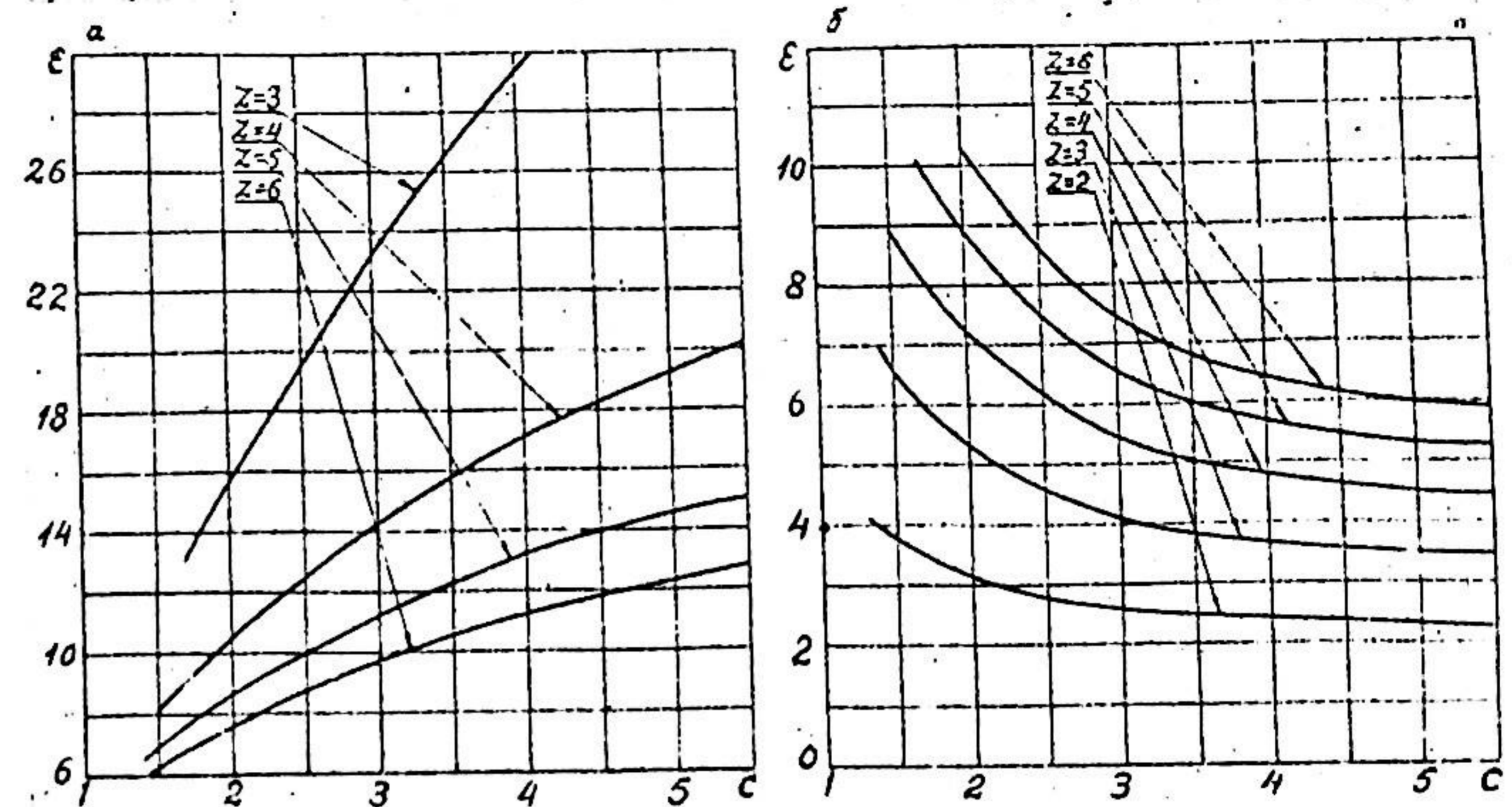


Рис. 3. Зависимость максимальной степени сжатия схем с внутренними огибающими от параметра  $c$ : а - эпипотрохонидные схемы, б - гипотрохонидные схемы.

столько малы, что эти схемы не могут быть использованы для разработки ДВС.

### ГЕОМЕТРИЯ РПД

В циклоидальных машинах с внутренними огибающими следует различать теоретический и действительный контуры рабочей полости. В РПД теоретический контур представляет собой эпипотрохониду, для которой  $z:R = 2:3$ ,  $z=3$  (рис. 1,а).

Эксцентриситет РПД

$$e = R - r = \frac{R}{3} \quad (12)$$

Угол поворота ротора  $\psi$  связан с углом поворота эксцентрикового вала  $\theta$  соотношением

$$\psi = \frac{\theta}{3} \quad (13)$$

Уравнение контура

$$\left. \begin{aligned} x &= e \cos 3\psi + a \cos \psi \\ y &= e \sin 3\psi + a \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где  $a$  - производящий радиус,



или

$$\left. \begin{aligned} x &= 3e \left( \frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi \right) \\ y &= 3e \left( \frac{1}{3} \sin 3\psi + c \sin \psi \right) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

где

$$c = \frac{a}{3e} \quad (16)$$

параметр формы, являющийся основной геометрической характеристикой контура.

Уравнение контура в полярных координатах

$$\left. \begin{aligned} \rho &= e \sqrt{1 + 9c^2 + 6c \cos 2\psi} \\ \varphi &= a z \operatorname{ctg} \frac{\frac{1}{3} \sin 3\psi + c \sin \psi}{\frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

С помощью уравнения теоретического контура выведены формулы для определения его площади  $\varphi$  и периметра  $S$

$$\varphi = \pi (a^2 + 3e^2) \quad (18)$$

$$S = 12e(c+1)E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right), \quad (19)$$

где  $E(c)$  - полный эллиптический интеграл второго рода.

Длина дуги контура, началу и концу которой соответствуют значения параметра  $\psi_1$  и  $\psi_2$

$$s = 3e(c+1) \left[ E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi_2\right) - E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi_1\right) \right], \quad (20)$$

где  $E(c, \psi)$  - неполный эллиптический интеграл второго рода.

Выведена формула для радиуса кривизны теоретического контура

$$R = 3e \frac{(1+c^2+2c \cos 2\psi)^{3/2}}{3+c^2+4c \cos 2\psi} \quad (21)$$

и исследована зависимость кривизны от параметра формы. Показано, что при  $c \geq 3$   $R > 0$ , т.е. контур выпуклый. При  $c < 3$  контур имеет вогнутые участки. Дана формула для нахождения точек перегиба.

Максимальная ордината контура и соответствующая ей абсцисса при  $c < 3$

$$\left. \begin{aligned} x_{\max} &= e c (3-c)^{1/2} \\ y_{\max} &= e (1+c)^{3/2} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

На работу радиальных уплотнений РПД большое влияние оказывает максимальное значение угла  $\delta$  между нормалью к контуру рабочей полости и осью уплотнения (угла отклонения радиальных уплотнений). С уменьшением  $\delta_{\max}$  износ уплотнений увеличивается.

В диссертации выведены формулы для определения угла  $\delta$  и его экстремальных значений

$$\delta = a z c \sin \frac{\sin 2\psi}{\sqrt{1+c^2+2c \cos 2\psi}} \quad (23)$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\max} &= a z c \sin \frac{1}{c} \\ \delta_{\min} &= -a z c \sin \frac{1}{c} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Концы радиальных уплотнений, соприкасающиеся с цилиндрической поверхностью рабочей полости закруглены радиусом  $\kappa$ . Теоретический контур рабочей полости - эпитрохоида - образуется движением центра закругления. Действительный контур рабочей полости представляет собой кривую, эквидистантную теоретическому контуру и отстоящую от него на расстоянии  $\kappa$ . При скольжении радиальных уплотнений по действительному контуру, они остаются неподвижными относительно ротора.

Выведенное уравнение действительного контура имеет вид

$$\left. \begin{aligned} x_g &= e(\cos 3\psi + 3c \cos \psi) + \kappa \frac{\cos 3\psi + c \cos \psi}{\sqrt{1+c^2+2c \cos 2\psi}} \\ y_g &= e(\sin 3\psi + 3c \sin \psi) + \kappa \frac{\sin 3\psi + c \sin \psi}{\sqrt{1+c^2+2c \cos 2\psi}} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

или, в полярных координатах

$$\left. \begin{aligned} \rho_g &= \left[ e^2(1+9c^2+6c \cos 2\psi) + \kappa^2 + 2e\kappa \frac{1+3c^2+4c \cos 2\psi}{\sqrt{1+c^2+2c \cos 2\psi}} \right]^{1/2} \\ \varphi_g &= a z \operatorname{ctg} \frac{e(\sin 3\psi + 3c \sin \psi) + \kappa \frac{\sin 3\psi + c \sin \psi}{\sqrt{1+c^2+2c \cos 2\psi}}}{e(\cos 3\psi + 3c \cos \psi) + \kappa \frac{\cos 3\psi + c \cos \psi}{\sqrt{1+c^2+2c \cos 2\psi}}} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

При вращении ротора радиальные уплотнения нагружаются силами инерции. Чтобы не получать слишком больших усилий, уплотнения выполняются сравнительно тонкими. Поэтому величины  $K$  малы и действительный контур рабочей полости мало отличается от теоретического.

Последнее позволяет с целью упрощения заменить точные уравнения действительного контура (25) и (26) приближенными уравнениями, аналогичными уравнениям теоретического контура (15) и (17), заменив в них параметр формы  $c$  величиной

$$C = \frac{\alpha + K}{3e} \quad (27)$$

Тогда

$$\left. \begin{aligned} x_{q.n} &= 3e \left( \frac{1}{3} \cos 3\psi + C \cos \psi \right) \\ y_{q.n} &= 3e \left( \frac{1}{3} \sin 3\psi + C \sin \psi \right) \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

и

$$\left. \begin{aligned} \rho_{q.n} &= e \sqrt{1 + 9C^2 + 6C \cos 2\psi} \\ \varphi_{q.n} &= \arctg \frac{\frac{1}{3} \sin 3\psi + C \sin \psi}{\frac{1}{3} \cos 3\psi + C \cos \psi} \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Проведенное в диссертации исследование погрешности приближенных уравнений (28) и (29) показывает, что она относительно невелика. Это дает возможность выполнять многие расчеты, связанные с действительным контуром при помощи приближенных уравнений, исключая, однако, расчет самого действительного контура, который следует производить по точному уравнению (26).

Вследствие того, что приближенные уравнения действительного контура отличаются от уравнений теоретического контура только коэффициентом  $C$ , все формулы теоретического контура заменой параметра  $c$  величиной  $C$  преобразуются в приближенные формулы действительного контура.

Минимальная толщина радиальных уплотнений ограничивает-

ся условием

$$t_{min} = 2K \sin \delta_{max} = \frac{2K}{c} \quad (30)$$

Профиль ротора РПД, соответствующий теоретическому контуру рабочей полости, образуется внутренним контуром огибающей семейства эпитрохонд (2).

Перепишем уравнение огибающей (3) при  $z=3$  и отрицательном значении радикала

$$\left. \begin{aligned} x_{o2} &= 3e \left( c \cos 2x - \frac{1}{3c} \sin 6x \sin 2x - \frac{2}{3c} \sqrt{c^2 - \sin^2 3x} \cos 3x \cos 2x \right) \\ y_{o2} &= 3e \left( c \sin 2x + \frac{1}{3c} \sin 6x \cos 2x - \frac{2}{3c} \sqrt{c^2 - \sin^2 3x} \cos 3x \sin 2x \right) \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

Подставляя в это уравнение значения параметра от  $x_1=0$  до  $x_2=\frac{\pi}{6}$ , получаем координаты дуги внутреннего контура.

Уравнение профиля ротора в полярных координатах запишем в виде

$$\left. \begin{aligned} \rho_{o2} &= \sqrt{x_{o2}^2 + y_{o2}^2} \\ \varphi_{o2} &= \arctg \frac{y_{o2}}{x_{o2}} \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

Профиль ротора, соответствующий действительному контуру рабочей полости, образуется огибающей семейства эквидистант эпитрохонд (действительных контуров) или, что то же самое, внешней эквидистантой огибающей (31), отстоящей от последней на расстоянии  $K$ .

Выведенное уравнение профиля ротора, соответствующего действительному контуру рабочей полости, имеет вид

$$\left. \begin{aligned} x_{o2.g} &= x_{o2} + K \frac{y'_{o2}}{\sqrt{x_{o2}'^2 + y_{o2}'^2}} \\ y_{o2.g} &= y_{o2} + K \frac{-x'_{o2}}{\sqrt{x_{o2}'^2 + y_{o2}'^2}} \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Вследствие громоздкости выражений для производных  $x'_{o2}$  и  $y'_{o2}$ , расчет по этому уравнению несколько сложен. Упрощение расчета может быть достигнуто, если воспользоваться приближенным уравнением действительного контура. Тогда уравнение профиля ротора получается заменой в уравнениях (31) и

(32) параметра  $c$  величиной  $C$ . Однако, как показывает исследование, точность полученных уравнений в некоторых случаях может оказаться недостаточной. Значительно более точным является следующее приближенное уравнение профиля

$$\left. \begin{aligned} \rho_{02.г.п} &= \rho_{02} + \frac{\kappa}{\cos \frac{\varphi_{02}}{c}} \\ \varphi_{02.г.п} &= \varphi_{02} \quad (0 \leq \varphi_{02} < \frac{\pi}{3}) \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

При  $\varphi_{02} = \frac{\pi}{3}$   $\rho_{02.г.п} = \rho_{02} + \kappa$

Профиль ротора может быть выполнен и по дуге окружности, хотя, как показано ниже, профилирование по огибающей предпочтительнее.

Радиус окружности  $\lambda$  определяется формулами:

для профиля, соответствующего теоретическому контуру

$$\lambda = \frac{(a-e)^2 + 3e^2}{a-4e} = e \frac{3c(3c-2)+4}{3c-4} \quad (35)$$

для профиля, соответствующего действительному контуру

$$\lambda_g = \frac{(a+\kappa-e)^2 + 3e^2}{a+\kappa-4e} = e \frac{3c(3c-2)+4}{3c-4} \quad (36)$$

Формулы для объема рабочей камеры теоретического контура:

для ротора, профилированного по огибающей

$$\begin{aligned} V_{кт.ог} &= e^2 H \left[ \frac{\pi}{3} + 6\sqrt{c^2-1} + 2(2+c^2) \operatorname{arcc} \sin \frac{1}{c} - \frac{9c\sqrt{3}}{2} \cos 2\sigma \right] = \\ &= e^2 H \left[ 1,0472 + 6\sqrt{c^2-1} + 2(2+c^2) \operatorname{arcc} \sin \frac{1}{c} - 7,7945c \cos 2\sigma \right], \end{aligned} \quad (37)$$

где  $\sigma = \varphi - \frac{\pi}{6}$

для ротора, профилированного по дуге окружности

$$V_{кт.кр} = e^2 H \left[ 3,1416 + 5,5276c^2 - M - 7,7945c \cos 2\sigma \right] \quad (38)$$

где  $M = \frac{\lambda^2}{2e^2} (\alpha - \sin \alpha)$ ;  $\alpha = 2 \operatorname{arcc} \sin \frac{a\sqrt{3}}{2\lambda}$

Рабочий объем камеры теоретического контура

$$(V_{нк})_г = 9\sqrt{3} c e^2 H = 3\sqrt{3} a e H = 5,2 a e H \quad (39)$$

Формулы для объема рабочей камеры действительного контура:

для ротора, профилированного по огибающей

$$V_{к.ог} = e^2 H \left[ 1,0472 + 6\sqrt{c^2-1} + 2(2+c^2) \operatorname{arcc} \sin \frac{1}{c} - 7,7945c \cos 2\sigma \right] \quad (40)$$

для ротора, профилированного по дуге окружности

$$V_{к.кр} = e^2 H \left[ 3,1416 + 5,5276c^2 - M_g - 7,7945c \cos 2\sigma \right] \quad (41)$$

где  $M_g = \frac{\lambda_g^2}{2e^2} (\alpha_g - \sin \alpha_g)$ ;  $\alpha_g = 2 \operatorname{arcc} \sin \frac{(a+\kappa)\sqrt{3}}{2\lambda_g}$

Рабочий объем камеры действительного контура

$$V_{нк} = 9\sqrt{3} c e^2 H = 3\sqrt{3} e H (a+\kappa) = 5,2 e H (a+\kappa) \quad (42)$$

В диссертации исследована точность этой формулы и показано, что ее относительная погрешность не превышает 0,033.

Если известны рабочий объем и степень сжатия двигателя  $\epsilon$ , то объем рабочей камеры при любом положении ротора

$$V_k = V_{нк} \left( \frac{1 - \cos 2\sigma}{2} + \frac{1}{\epsilon - 1} \right) \quad (43)$$

Из последнего равенства следует, что при заданных значениях рабочего объема и степени сжатия изменение объема рабочих камер РПД не зависит от выбора его геометрических параметров.

Степень сжатия для теоретического контура рабочей полости

$$\epsilon_{г} = \frac{(V_{кт})_{\max}}{(V_{кт})_{\min}} \quad (44)$$

где для ротора, профилированного по огибающей

$$(V_{нк})_{г \min} = e^2 H \left[ 1,0472 + 6\sqrt{c^2-1} + 2(2+c^2) \operatorname{arcc} \sin \frac{1}{c} \pm 7,7945c \cos 2\sigma \right] \quad (45)$$

для ротора, профилированного по дуге окружности

$$(V_{нк})_{г \min} = e^2 H \left[ 3,1416 + 5,5276c^2 - M \pm 7,7945c \cos 2\sigma \right] \quad (46)$$

Зависимость  $\epsilon_{г}$  от  $c$  приведена на рис. 4. Сплошная линия соответствует ротору, профилированному по огибающей, пунктирная линия - ротору, профилированному по дуге окружности радиуса  $\lambda$ . Профилирование ротора по огибающей обеспечивает максимальные значения степени сжатия. При профилировании по окружности степень сжатия получается более низкой.

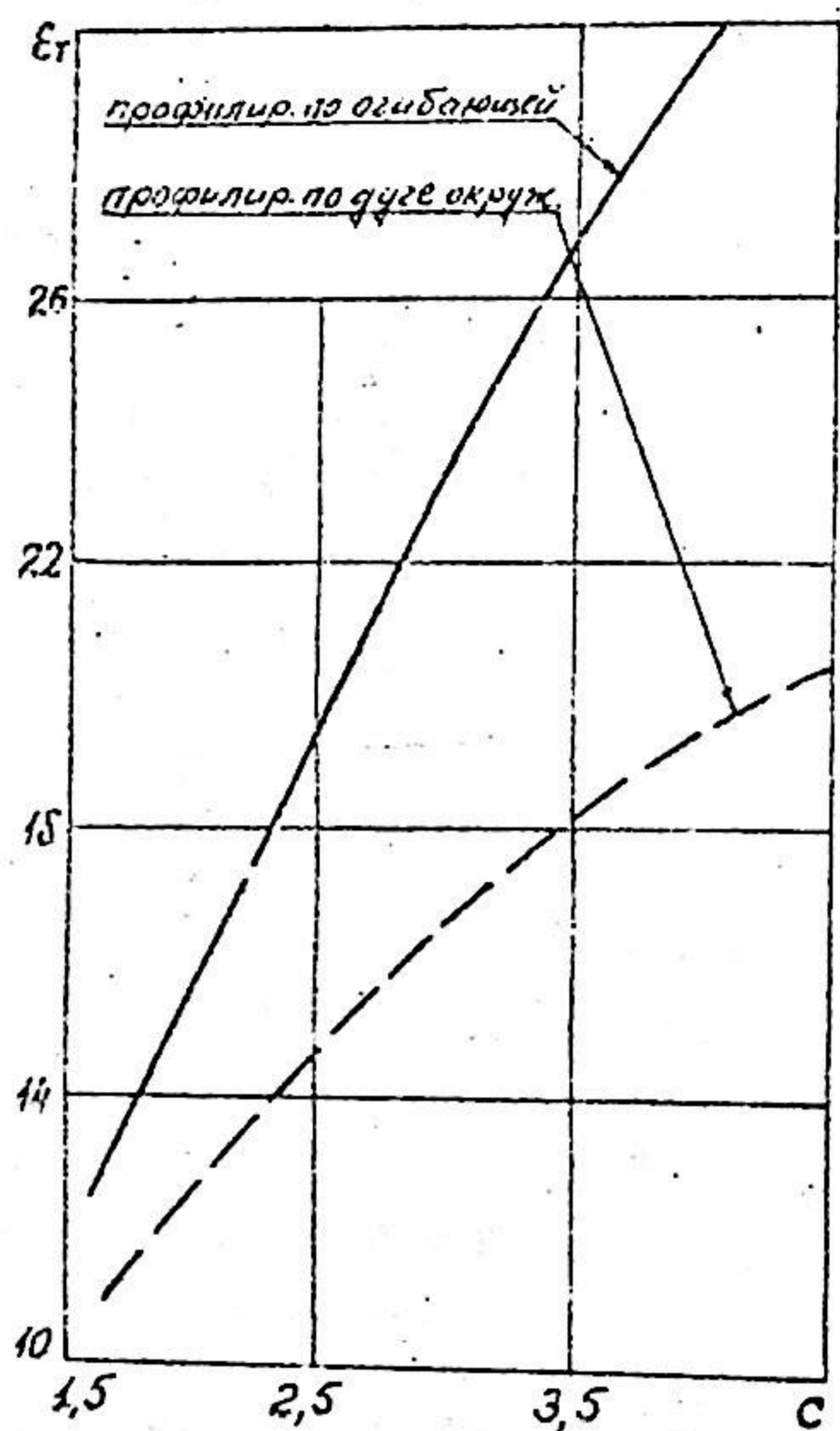


Рис. 4. Зависимость степени сжатия  $\epsilon_T$  от параметра  $c$ .

Для бензиновых двигателей степень сжатия в обоих случаях слишком высока и для ее понижения в гранях ротора делаются специальные выемки, в которых располагается значительная часть заряда. При равных величинах степени сжатия, объем выемки для ротора, профилированного по окружности меньше, поэтому заряд в камере сжатия располагается менее компактно, что приводит к затягиванию процесса сгорания и соответственному ухудшению показателей двигателя. В связи с этим, профилированию ротора по огибающей следует отдать предпочтение, несмотря на определенное усложнение обработки.

Степень сжатия для действительного контура рабочей полости

$$\epsilon_g = \frac{V_{k \max}}{V_{k \min}} \quad (47)$$

где выражения для  $V_{k \max}$  и  $V_{k \min}$  получаются из равенств (40) и (41) аналогично тому, как формулы (45) и (46) получены из равенств (37) и (38).

Степень сжатия для действительного контура выше, чем для теоретического, причем с увеличением  $c$  эта разница возрастает.

Объем выемки в грани ротора  $V_e$ , обеспечивающий получение заданной степени сжатия  $\epsilon$ , определяется формулой

$$V_e = \frac{V_{k \max} - \epsilon V_{k \min}}{\epsilon - 1} \quad (48)$$

В конце главы приведено обобщение выведенных геометрических формул для эпи- и гипотрохонидных схем с внутренними огибающими и произвольной величиной  $z$ .

#### КИНЕМАТИКА РПД

Отношение угловых скоростей ротора  $\omega_1$  и эксцентрикового вала  $\omega_2$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{3} \quad (49)$$

Относительная угловая скорость в подшипнике ротора

$$\omega_{\text{отн}} = \frac{2}{3} \omega_2 = 2\omega_1 \quad (50)$$

Скорость вершин ротора

$$v = 3\omega_1 e \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi} \quad (51)$$

Скорость изменяется в пределах

$$\begin{aligned} \text{от } v_{\max} &= 3\omega_1 e (c+1) \quad \text{при } \psi = 0 \\ \text{до } v_{\min} &= 3\omega_1 e (c-1) \quad \text{при } \psi = \frac{\pi}{2} \end{aligned}$$

Средняя скорость вершин ротора

$$v_{\text{ср}} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} v(\psi) d\psi = \frac{6}{\pi} \omega_1 e (c+1) E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right) \quad (52)$$

Проще выражения для средней квадратичной скорости

$$v_{\text{ср кв}} = \left[ \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} v^2(\psi) d\psi \right]^{\frac{1}{2}} = 3\omega_1 e \sqrt{c^2 - 1} \quad (53)$$

и средней арифметической скорости

$$V_{cp. ap} = \frac{V_{max} + V_{min}}{2} = 3\omega_1 e c \quad (54)$$

Различие между  $V_{cp}$  и  $V_{cp. kb}$ , а также  $V_{cp}$  и  $V_{cp. ap}$  не превышает соответственно 5 и 6%.

Ускорение вершин ротора

$$W = 3\omega_1^2 e \sqrt{9 + c^2 + 6c \cos 2\psi} \quad (55)$$

Ускорение изменяется от  $W_{max} = 3\omega_1^2 e (c+3)$  до  $W_{min} = 3\omega_1^2 e (c-3)$

Среднее ускорение вершин ротора

$$W_{cp} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} W(\psi) d\psi = \frac{6}{\pi} \omega_1^2 e (c+3) E\left(\frac{2\sqrt{3c}}{c+3}\right) \quad (56)$$

Разложим ускорение  $W$  на две составляющие  $W_n$  и  $W_t$ , направленные по нормали и по касательной к теоретическому контуру рабочей полости.

$$W_n = 3\omega_1^2 e \frac{3 + c^2 + 4c \cos 2\psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}} \quad (57)$$

Нормальное ускорение  $W_n$  изменяется в тех же пределах, что и абсолютное ускорение  $W$ .

$$W_t = -3\omega_1^2 e \frac{2c \sin 2\psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}} \quad (58)$$

Тангенциальное ускорение  $W_t$  ограничено пределами, не зависящими от  $c$ :  $-6\omega_1^2 e \leq W_t \leq 6\omega_1^2 e$

Все кинематические формулы, выведенные для ротора, соответствующего теоретическому контуру рабочей полости, заменой параметра  $c$  величиной  $C$  преобразуются в приближенные формулы для ротора, соответствующего действительному контуру.

Рассмотрим траекторию, скорость и ускорение произвольной точки ротора В.

Эта точка описывает эпитрохиду, уравнение которой аналогично уравнению теоретического контура (15)

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= 3e \left( \frac{1}{3} \cos 3\psi_1 + c, \cos \psi_1 \right) \\ y_1 &= 3e \left( \frac{1}{3} \sin 3\psi_1 + c, \sin \psi_1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

где  $c_1 = \frac{a_1}{3e}$  ( $c_1 > 1$ );  $a_1 = 0, B$  ( $O_1$  - центр ротора).

Угол поворота системы координат  $x_1, y_1$  относительно системы  $x, y$

$$\varphi = \frac{3}{2} \vartheta \quad (60)$$

где  $\vartheta$  - угол между биссектрисой угла при вершине ротора и прямой  $O_1 B$  ( $-\frac{\pi}{3} \leq \vartheta \leq \frac{\pi}{3}$ ).

Скорость и ускорение точки В в системе координат  $x_1, y_1$  определяются формулами, которые получаются заменой в формулах для скорости и ускорения вершин ротора параметра  $c$  величиной  $c_1$ . Можно показать, что направления ускорений всех точек ротора пересекаются в точке, лежащей на прямой, соединяющей центр ротора  $O_1$  и эксцентрикового вала  $O$  на расстоянии  $8e$  от последнего в направлении от  $O_1$  к  $O$ .

Скорость изменения объема рабочих камер определяется уравнением

$$\frac{dV_k}{dt} = 9\sqrt{3} C e^2 H \sin 2\sigma = \omega_1 V_{hk} \sin 2\sigma \quad (61)$$

Из этого уравнения видно, что скорость изменения объема пропорциональна угловой скорости ротора и рабочему объему камеры.

Все кинематические формулы обобщены для эпи- и гипотрохонидных схем с внутренними огибающими, планетарным движением ротора и произвольной величиной  $Z$ .

#### ДИНАМИКА РПД

Динамика РПД менее специфична, чем геометрия и кинематика и некоторые ее разделы аналогичны соответствующим разделам динамики поршневых двигателей. В диссертации рассматриваются преимущественно вопросы динамики, связанные с особенностями РПД.

Каждая из трех граней ротора нагружена силой давления газов

$$p_{i\gamma} = \sqrt{3} (a+k) H p_{i\psi}, \quad (62)$$

где  $p_{i\psi}$  - давление в данной рабочей камере ( $i = 1, 2, 3$ ), соответствующее углу поворота ротора  $\psi$ .

Линии действия сил  $p_{i\gamma}$ , приложенных к центрам граней, проходят через центр ротора. Равнодействующая этих сил

$$\vec{P}_r = \vec{p}_{1\gamma} + \vec{p}_{2\gamma} + \vec{p}_{3\gamma}$$

может быть найдена по формуле

$$\vec{P}_r = \sqrt{3} (a+k) H \sqrt{p_{1\psi}^2 + p_{2\psi}^2 + p_{3\psi}^2 - p_{1\psi} p_{2\psi} - p_{1\psi} p_{3\psi} - p_{2\psi} p_{3\psi}} \quad (63)$$

Сила  $P_r$  создает крутящий момент двигателя (индикаторный)

$$\vec{M}_{кр.и} = \vec{e} \times \vec{P}_r \quad (64)$$

Центробежная сила инерции ротора

$$Q_p = m_p e \omega_2^2 \quad (65)$$

где  $m_p$  - масса ротора, включая массу деталей уплотнений, кроме радиальных и массу масла, заполняющего внутреннюю полость ротора.

Масса радиальных уплотнений не превышает 2-3% массы ротора, а развиваемые ими силы инерции в основном воспринимаются цилиндрической поверхностью рабочей полости. К центробежной силе ротора добавляется только часть этих сил, которой можно пренебречь.

Равнодействующая сил  $P_r$  и  $Q_p$

$$\vec{K} = \vec{P}_r + \vec{Q}_p \quad (66)$$

является силой, нагружающей подшипник ротора. Подшипники эксцентрикового вала нагружены силой  $P_r$ .

В диссертации приведены графики, характеризующие протекание сил  $P_r$ ,  $K$  и крутящего момента по углу поворота ротора или эксцентрикового вала.

Определим силы инерции радиальных уплотнений.

Для этого необходимо найти проекции векторов ускорений центров тяжести деталей уплотнения на ось уплотнения, совпадающую с биссектрисой угла при вершине ротора, и на нормаль к оси.

Проекция вектора ускорения на ось уплотнения

$$W_L = 3\omega_2^2 e (c_1 + 3 \cos 2\psi) \quad (67)$$

где  $c_1 = \frac{\alpha_1}{3e}$ ,  $\alpha_1$  - расстояние от центра тяжести детали уплотнения до центра ротора.

Величина  $W_L$  изменяется от  $W_{L \max} = 3\omega_2^2 e (c_1 + 3)$  до  $W_{L \min} = 3\omega_2^2 e (c_1 - 3)$ . При  $c_1 > 3$  знак  $W_L$  не меняется. Если  $c_1 < 3$ , знак  $W_L$  меняется при

$$\psi_1 = \frac{1}{2} \arccos \left( -\frac{c_1}{3} \right) \quad (68)$$

Средняя величина составляющей ускорения  $W_L$

$$W_{L \text{ ср}} = \frac{6}{\pi} \omega_2^2 e \int_0^{\frac{\pi}{2}} (c_1 + 3 \cos 2\psi) d\psi = 3\omega_2^2 e c_1 = \omega_2^2 \alpha_1 \quad (69)$$

Проекция вектора ускорения на нормаль к оси

$$W_N = -9\omega_2^2 e \sin 2\psi \quad (70)$$

Величина  $W_N$  ограничена пределами

$$-9\omega_2^2 e \leq W_N \leq 9\omega_2^2 e$$

Сила инерции детали уплотнения, направленная по оси

$$J_L = -m_y W_L \quad (71)$$

где  $m_y$  - масса соответствующей детали.

Сила инерции  $J_L$  меняется от  $J_{L \max} = -3m_y \omega_2^2 e (c_1 + 3)$  до  $J_{L \min} = -3m_y \omega_2^2 e (c_1 - 3)$ . Обычно  $c_1 < 3$ , поэтому на вогнутых участках траектории центра тяжести сила инерции деталей радиальных уплотнений направлена к центру ротора. Эта сила компенсируется экспандерами, предотвращающими отрыв радиальных уплотнений от цилиндрической поверхности рабочей полости.

Сила инерции детали уплотнения, направленная по нормали к оси

$$J_N = -m_y W_N \quad (72)$$

В диссертации приведены формулы для вычисления координат центра тяжести различных деталей радиальных уплотнений, которая необходима для определения расстояния  $\alpha_1$ .

В РПД возникает неуравновешенная центробежная сила

$$Q = m_n e \omega_2^2 \quad (73)$$

где  $m_n = m_p + m_э$ ,  $m_э$  - масса эксцентрика.

Эта сила может быть уравновешена двумя противовесами, расположенными на эксцентриковом валу по обе стороны ротора.

В многосекционных РПД несколько роторов связано с общим эксцентриковым валом, имеющим соответствующее число эксцентриков. Рассмотрен ряд схем РПД с различным количеством секций.

Равномерность чередования всплеск в многосекционных РПД обеспечивается взаимным расположением (развалом) эксцентриков или поворотом секций (рабочих полостей) друг относительно друга. Схемы с повернутыми секциями в большинстве случаев конструктивно менее удобны, чем схемы с несмещенными секциями.

Крутящий момент многосекционных РПД определяется суммированием моментов всех секций с учетом сдвига по фазе, который равен  $\frac{2\pi}{i}$ , где  $i$  - число секций. В диссертации приведены диаграммы крутящих моментов двигателей с числом секций от 1 до 6.

Неравномерность крутящего момента принято характеризовать одной из двух величин: степенью неравномерности

$$K = \frac{M_{max}}{M_{cp}}$$

или коэффициентом неравномерности

$$\mu = \frac{M_{max} - M_{min}}{M_{cp}}$$

где  $M_{max}$ ,  $M_{min}$  и  $M_{cp}$  - соответственно максимальное, минимальное и среднее значения крутящего момента.

Значения  $K$  и  $\mu$  для РПД с различным числом секций  $i$  приведено в таблице I.

Таблица I

$i$	1	2	3	4	5	6
$K$	3,60	1,35	1,15	1,05	1,03	1,02
$\mu$	4,70	0,85	0,30	0,13	0,09	0,05

Высокая равномерность крутящего момента многосекционных РПД обеспечивает благоприятные условия для работы трансмиссии и наряду с отсутствием неуравновешенных сил инерции приводит к почти полному устранению вибраций.

Неуравновешенный момент центробежных сил, действующий в многосекционных РПД, может быть записан в виде

$$M_Q = A_i Q d \quad (74)$$

где  $A_i$  - коэффициент, зависящий от числа секций и расположения эксцентриков,

$d$  - расстояние между серединами секций.

Этот момент уравновешивается двумя противовесами на концах эксцентрикового вала.

Проведено исследование уравновешивания различных схем РПД с числом секций от 2 до 6. Отмечены схемы, отличающиеся наилучшей уравновешенностью. Одновременно рассмотрена нагруженность подшипников эксцентрикового вала и показано, что при  $i > 4$  наиболее уравновешенные схемы не обеспечивают оптимального нагружения подшипников.

### ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РПД

С помощью разработанной теории исследованы вопросы, относящиеся к выбору основных параметров РПД. Необходимо под-

черкнуть, что это исследование ограничивается областями геометрии, кинематики и динамики двигателя и не касается других сторон его работы, в частности, термодинамики. Поэтому приведенные в данной главе соображения по выбору параметров РПД следует рассматривать как предварительные, подлежащие по мере накопления опыта в проектировании, исследовании и эксплуатации РПД уточнению и дополнению.

Геометрия РПД полностью определяется четырьмя величинами: эксцентриситетом  $e$  (или радиусом одной из шестерен  $R = 3e$  или  $r = 2e$ ), производящим радиусом  $\alpha$ , высотой рабочей полости  $H$ , и расстоянием между действительным и теоретическим контурами рабочей полости (расстоянием эквидистанты)  $K$ .

Рабочий объем РПД, как видно из формулы (42), зависит от всех четырех величин и, следовательно, при заданном рабочем объеме, они не могут выбираться независимо друг от друга.

Одна из перечисленных величин - расстояние эквидистанты - значительно меньше других и изменяется в весьма узких пределах. Поэтому выбор величины  $K$  обычно не представляет затруднений. Остальные геометрические параметры РПД удобнее рассматривать в виде двух отношений: параметра формы  $C = \frac{\alpha}{3e}$  и отношения высоты рабочей полости к эксцентриситету  $\frac{H}{e}$ . Эти отношения представляют собой основные геометрические характеристики РПД, определяющие в значительной степени радиальный и осевой габариты двигателя.

Ранее было рассмотрено влияние параметра  $C$  на некоторые геометрические, кинематические и динамические показатели РПД, в том числе на степень сжатия, угол отклонения радиальных уплотнений, силы инерции этих уплотнений. В данной главе исследуется влияние  $C$  и  $\frac{H}{e}$  на среднюю скорость вершин ротора, величину уплотняемого периметра грани ротора и отношение

поверхности рабочей камеры к ее объему.

Зависимость безразмерной величины  $\frac{1}{\omega_1} \frac{V_{cp}}{\sqrt[3]{(V_{hk})^2}}$  от  $\frac{H}{e}$  при различных  $C$  показана на рис. 5. С увеличением  $C$  и уменьшением  $\frac{H}{e}$  средняя скорость вершин ротора повышается.

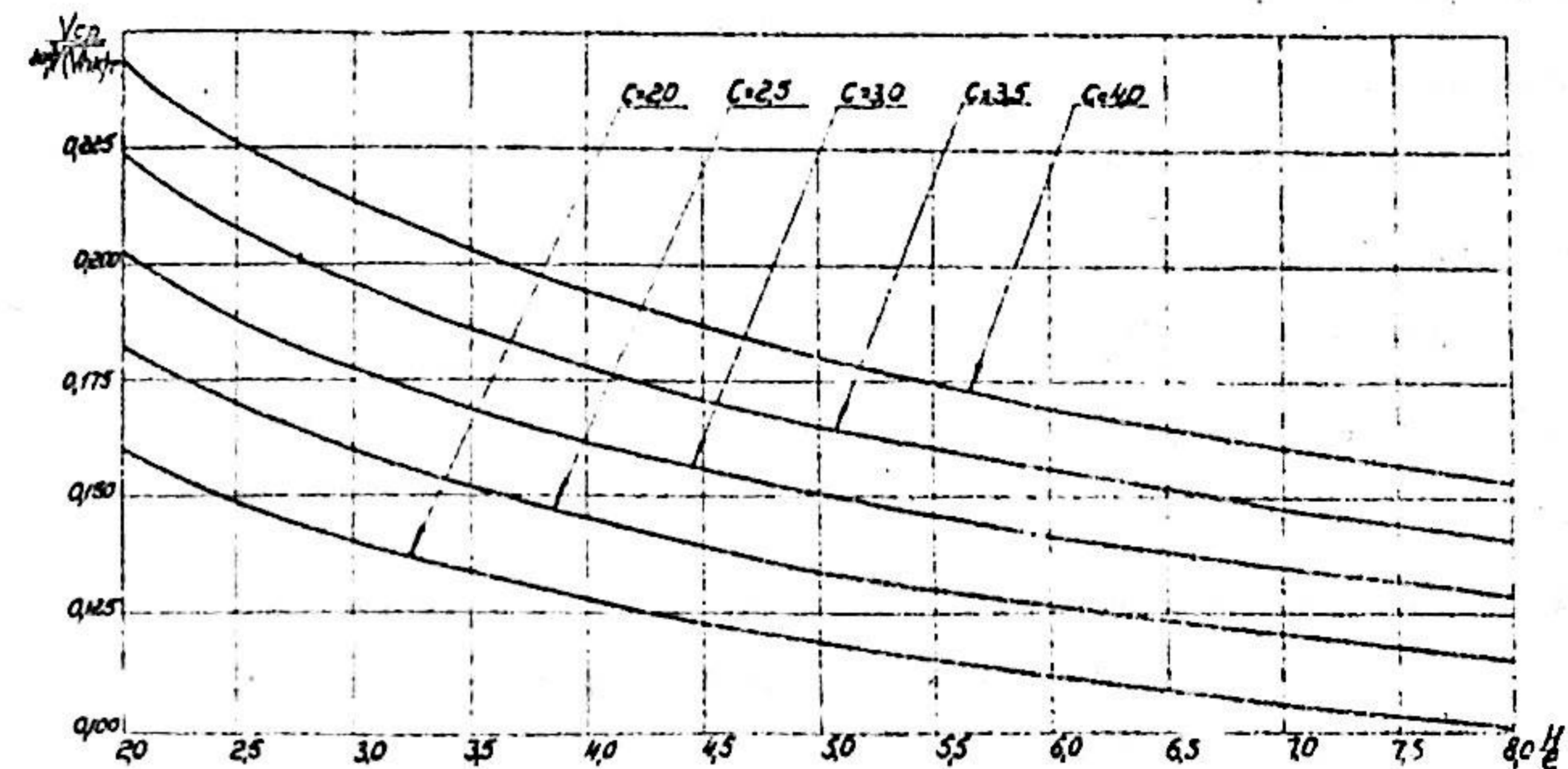


Рис. 5. Зависимость безразмерной величины  $\frac{1}{\omega_1} \frac{V_{cp}}{\sqrt[3]{(V_{hk})^2}}$  от отношения  $\frac{H}{e}$  при различных значениях параметра  $C$ .

Радиальные уплотнения и цилиндрическая поверхность рабочей полости относятся к числу сопряжений РПД, подверженных наиболее интенсивному износу. Износ этой пары при прочих равных условиях определяется двумя факторами: скоростью вершин ротора и усилием, прижимающим уплотнения к цилиндрической поверхности.

С уменьшением  $C$  средняя скорость вершин ротора линейно убывает. Влияние  $C$  на прижимающее усилие определяется несколькими факторами. В диссертации показано, что с понижением  $C$  прижимающее усилие несколько возрастает. Степень влияния скорости и прижимающего усилия на темп износа может быть установлена только экспериментально, однако скорость, по-видимому, играет несколько большую роль. Но, если даже положить оба фактора равнозначными, уменьшение  $C$  снижает износ



уплотнений и цилиндрической поверхности, так как убывание скорости происходит быстрее, чем возрастание прижимающего усилия. Износ уплотнений снижается тем заметнее, что с уменьшением  $c$  увеличивается максимальный угол их отклонения.

Поэтому для понижения скорости вершин ротора и износа радиальных уплотнений и цилиндрической поверхности рабочей полости следует уменьшать параметр  $c$  и увеличивать отношение  $\frac{H}{e}$ .

Зависимость безразмерной величины  $\frac{e}{\sqrt[3]{(V_{hk})r}}$ , где  $e$  - уплотняемый периметр грани ротора, от  $\frac{H}{e}$  при различных значениях  $c$  приведена на рис. 6. С уменьшением  $c$  и увеличением  $\frac{H}{e}$  уплотняемый периметр сокращается. Лишь при  $\frac{H}{e} > 6 \div 7$  величина  $e$  начинает возрастать. Отсюда следует, что для уменьшения уплотняемого периметра грани ротора нужно задавать ми-

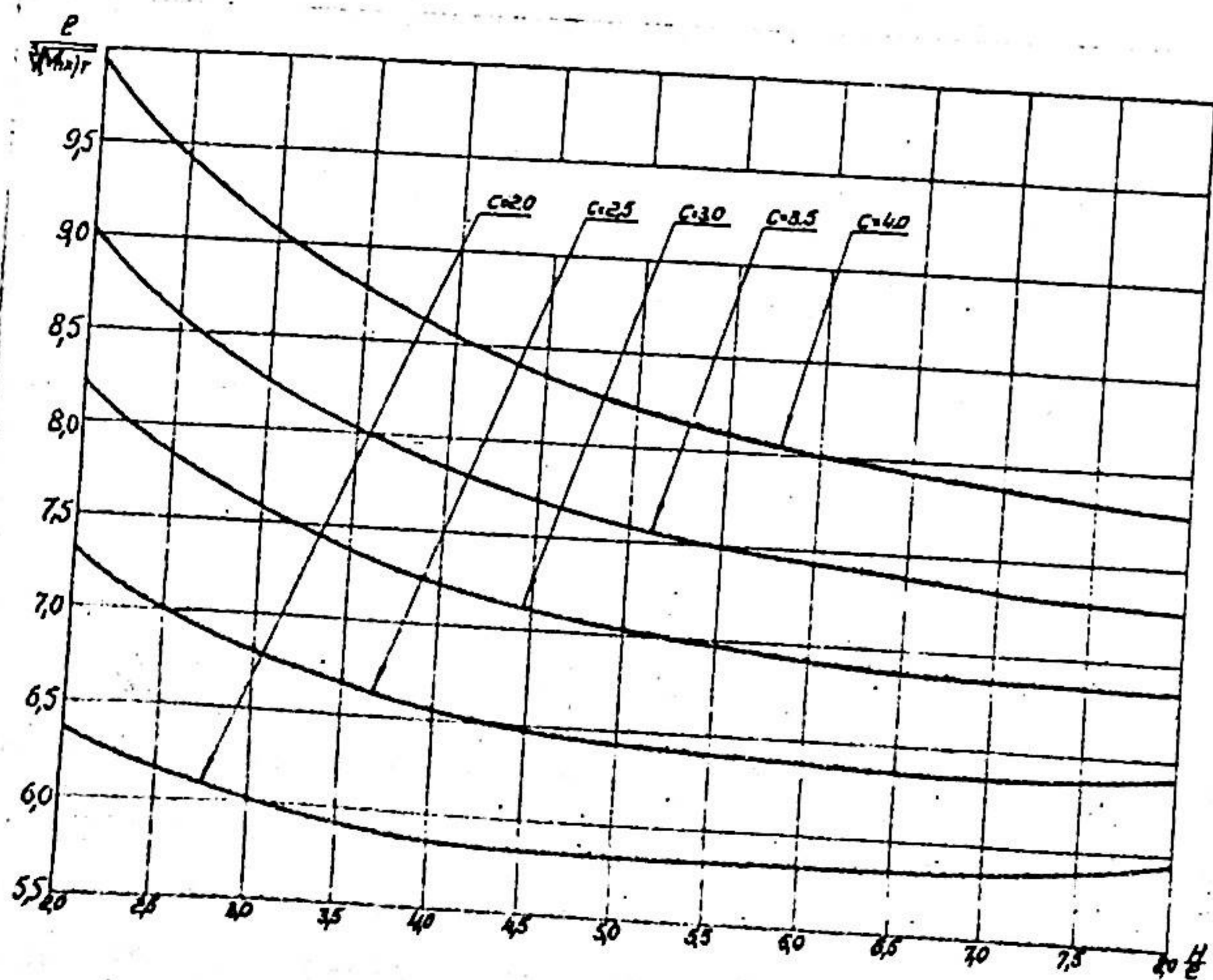


Рис. 6. Зависимость безразмерной величины  $\frac{e}{\sqrt[3]{(V_{hk})r}}$  от отношения  $\frac{H}{e}$  при различных значениях параметра  $c$ .

нимальные значения параметра  $c$ , а отношение  $\frac{H}{e}$  выбирать равным 5-7.

От параметра  $c$  и отношения  $\frac{H}{e}$  зависит величина отношения поверхности рабочей камеры  $F_k$  к ее объему  $V_k$ . Желательно, чтобы камера была компактной, т.е. имела малое значение  $\frac{F_k}{V_k}$ , хотя влияние этого отношения на показатели РПД, как и быстроходных поршневых двигателей, относительно невелико. В диссертации показано, что при  $2 \leq c \leq 3$ , значения  $(\frac{H}{e})_0$ , обеспечивающие минимальную величину  $\frac{F_k}{V_k}$  изменяются от 0,50 до 0,36. В связи с тем, что применение столь малых значений  $\frac{H}{e}$  нецелесообразно, исследовано изменение отношения  $\frac{F_k}{V_k}$  при увеличении  $\frac{H}{e}$ . Установлено, что при постоянном объеме камеры повышение  $\frac{H}{e}$  вызывает сравнительно медленный рост отношения  $\frac{F_k}{V_k}$ . Например, увеличение  $\frac{H}{e}$  по сравнению с  $(\frac{H}{e})_0$  в 8 раз приводит к повышению  $\frac{F_k}{V_k}$  менее, чем в полтора раза.

Из проведенных исследований вытекает, что, выбирая геометрические параметры РПД следует задавать минимально возможную величину параметра формы  $c$ . Теоретический минимум параметра  $c$  равен 1,67, однако практически, вследствие ряда конструктивных соображений,  $c \geq 2$ . Минимальное значение  $c$  устанавливается на основании эскизной конструктивной проработки.

В РПД с воспламенением от сжатия величина  $c$  определяется в первую очередь необходимой степенью сжатия.

Оптимальные значения отношения  $\frac{H}{e}$  лежат, по-видимому, между 4,5 и 6. Дальнейшее увеличение этого отношения нецелесообразно, так как приводит к излишнему увеличению осевых размеров двигателя, уменьшению жесткости эксцентрикового вала, росту нагрузок на вал и подшипники, чрезмерному возрастанию отношения  $\frac{F_k}{V_k}$ . Нужно иметь в виду, что увеличение вы-

сети рабочей полости представляет собой наиболее простой способ повышения рабочего объема двигателя. Поэтому при проектировании РПД не следует выбирать величину  $\frac{H}{e}$  слишком высокой, с тем, чтобы иметь некоторый резерв в случае необходимости увеличить рабочий объем. Для многосекционных двигателей, в целях сокращения осевых размеров, значение  $\frac{H}{e}$  может быть повышено примерно до 4.

Эти рекомендации, разработанные и опубликованные автором в 1962-63 гг., в течение нескольких лет казались противоречащими практике. В диссертации приведены данные, показывающие, что из 15 моделей РПД, построенных различными фирмами до 1966 г. только 3 имели  $\frac{H}{e} \geq 4,5$ . Однако, в дальнейшем отношение  $\frac{H}{e}$  стало быстро расти и из 7 моделей, выпущенных в период 1966-69 гг., 5 имели  $\frac{H}{e} \geq 4,5$ , причем две из них  $\frac{H}{e} = 6$ .

Некоторыми особенностями отличается выбор геометрических параметров для двухсекционных РПД без промежуточного подшипника эксцентрикового вала.

Число оборотов ротора определяется в первую очередь допустимой величиной средней скорости вершин ротора, которая для серийных РПД на номинальном режиме не превышает 25-28 м/сек. Эта величина связана с долговечностью двигателя. За счет соответствующего снижения долговечности, скорость вращения РПД может быть существенно увеличена. В отдельных случаях число оборотов ротора может ограничиваться несущей способностью подшипника ротора.

Выбор числа секций зависит от многих факторов. Опыт конструирования РПД еще недостаточен для определения оптимальных значений рабочего объема камеры, однако можно отметить, что почти все серийные и экспериментальные РПД имеют камеру объемом до одного литра. С увеличением числа секций

повышается равномерность крутящего момента, но возрастает сложность конструкции двигателя. При заданном рабочем объеме с увеличением количества секций уменьшается скорость вершин ротора, что позволяет повысить число оборотов, но возрастают уплотняемый периметр и отношение  $F_k/V_k$ . Соотношения между этими величинами для двигателей с различным количеством секций приведены в таблице 2.

Таблица 2

$i$	1	2	3	4	5	6
$V_{ср}$	I	0,79	0,69	0,63	0,59	0,55
$e$	I	1,59	2,08	2,52	2,92	3,30
$F_k/V_k$	I	1,26	1,44	1,59	1,71	1,82

Методика определения основных параметров РПД вкратце сводится к следующему.

Эффективная мощность РПД определяется известной формулой

$$N_e = \frac{V_{hk} p_e n_2 i}{450} = \frac{3 V_{hk} p_e n_1 i}{450}, \text{ л.с.}, \quad (75)$$

где  $V_{hk}$  - рабочий объем камеры, л,

$p_e$  - среднее эффективное давление, кг/см<sup>2</sup>,

$n_2 = 3n_1$  - число оборотов эксцентрикового вала, об/мин

( $n_1$  - число оборотов ротора),

$i$  - число секций.

Определив среднее эффективное давление, которое для серийных РПД составляет на номинальном режиме 7-9 кг/см<sup>2</sup>, а для экспериментальных двигателей достигает 11 кг/см<sup>2</sup>, и выбрав число оборотов и количество секций, можно по заданной мощности найти необходимый рабочий объем камеры  $V_{hk}$ .

Задавшись значениями эксцентриситета  $e$  и расстояния эквидистанты  $K$  и определив величину параметра  $C$ , находят

по формуле для рабочего объема камеры (42) высоту рабочей полости  $H$ . Вычисляют отношение  $\frac{H}{e}$  и, если оно оказывается неприемлемым, пересчитывают геометрические параметры, изменив значение эксцентриситета. Определив геометрические параметры, проверяют значение средней скорости вершин ротора.

Величина эксцентриситета должна обеспечивать достаточную жесткость шеек эксцентрикового вала, проходящих через неподвижные шестерни. При малых значениях параметра  $c$ , характерных для бензиновых РПД, это требование легко удовлетворяется. В РПД с воспламенением от сжатия для получения необходимой степени сжатия приходится задавать сравнительно высокие значения параметра  $c$  ( $c > 3$ ). Величина эксцентриситета соответственно уменьшается и шейки вала получаются слишком тонкими.

Это обстоятельство, наряду с обеспечением надежности газовых уплотнений при высоких давлениях дизельного цикла и неблагоприятной для протекания рабочего процесса формой камеры сгорания, создает значительные трудности в разработке РПД с воспламенением от сжатия.

В качестве примера применения разработанной в предшествующих разделах теории, в диссертации приведен геометрический, кинематический и динамический расчет экспериментального односекционного РПД, построенного в ИАТИ.

#### ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ РПД

В РПД газораспределение осуществляется при помощи окон, перекрываемых ребрами ротора. Выпускные окна располагаются радиально, а впускные окна могут иметь как радиальное, так и осевое расположение.

В первом случае впускное и выпускное окна размещаются на цилиндрической поверхности рабочей полости и перекрываются прямолинейными ребрами ротора. Во втором случае выпускное окно находится на цилиндрической, а впускные окна - на плоских поверхностях рабочей полости, причем полость может иметь одно или два впускных окна - на одной или обеих плоских стенках. Эти окна перекрываются криволинейными ребрами ротора.

Недостатком радиального расположения впускных окон является большой период перекрытия впускного и выпускного окон, во время которого возможно перетекание отработавших газов на впуск или утечка части заряда в выпускное окно. Размещение впускных окон на плоских поверхностях позволяет сократить период перекрытия, что по мнению фирм, применяющих эту систему, дает возможность, помимо уменьшения перетекания газов, повысить устойчивость работы РПД на малых оборотах и улучшить пусковые качества. Однако переход от радиальных впускных окон к осевым приводит к существенному (до 20-25%) снижению коэффициента наполнения и, соответственно, мощности двигателя. В диссертации в основном рассматривается газораспределение РПД с радиальным расположением обоих окон.

В РПД произвольно можно выбрать только по одной фазе для впуска и выпуска. После того, как эта фаза установлена, вторая фаза определяется шириной соответствующего газораспределительного окна. Наиболее важными фазами, как известно, являются окончание впуска и начало выпуска. Эти фазы в РПД подбираются на основании экспериментальных и расчетных данных.

Опубликованные материалы показывают, что оптимальные значения запаздывания закрытия впускного окна и предвращения

открытия выпускного окна не имеют четко выраженных максимумов и составляют соответственно 10-20° угла поворота ротора после НМТ и 15-25° угла поворота ротора до НМТ. В связи с отсутствием отчетливых максимумов, указанные фазы без заметного ущерба для показателей РПД могут быть немного увеличены, что позволяет развить расстояние между впускным и выпускным окнами и сократить период перекрытия.

В диссертации кратко рассмотрены особенности газообмена в РПД. Показано, что высокие значения коэффициента наполнения объясняются снижением гидравлических потерь, благодаря отсутствию клапанов и изгибов в патрубках, а также меньшим подогревом заряда, ввиду того, что наполнение происходит на слабо нагретой стороне рабочей полости. В РПД газораспределительные окна никогда не закрываются и движение газов в трубопроводах имеет непрерывный характер. Вследствие этого динамические явления во впускных и выпускных трубопроводах оказывают особое влияние на процессы очистки и наполнения и правильный подбор параметров газораспределительных окон и трубопроводов имеет в РПД очень большое значение.

Оценка площади газораспределительных окон РПД может быть произведена на основе расчета их время-сечения. Как известно, эта величина используется при определении проходных сечений органов газораспределения четырех- и двухтактных поршневых двигателей. Однако, вследствие различий в кинематике и протекании диаграмм газораспределения, значения время-сечения РПД и поршневых двигателей несопоставимы.

Пусть площадь окна равна  $F_0$ , началу открытия окна соответствует угол  $\psi_1$ , полному открытию - угол  $\psi_2$ .

Площадь открытой части окна при повороте ротора на угол  $\psi$  ( $\psi_1 \leq \psi \leq \psi_2$ )

$$F(\psi) = 3e \sin \chi \int_{\psi_1}^{\psi} h(\psi) (\sin 3\psi + C \sin \psi) d\psi \quad (76)$$

где  $h(\psi)$  - текущая высота окна,

$\chi$  - угол наклона оси окна к оси абсцисс.

Угол между вершинами ротора равен  $\frac{2\pi}{3}$ . Полный угол поворота ротора, в течение которого окно открыто целиком или частично составляет  $\frac{2\pi}{3} + \Delta$ , где  $\Delta = \psi_2 - \psi_1$ . Открытие и закрытие окна протекают одинаково.

Текущим угол-сечением назовем величину

$$A(\psi) = \int_{\psi_1}^{\psi} F(\psi) d\psi = 3e \sin \chi \int_{\psi_1}^{\psi} d\psi \int_{\psi_1}^{\psi} h(\psi) (\sin 3\psi + C \sin \psi) d\psi \quad (77)$$

Максимальное значение угол-сечения  $A_0 = A(\psi_2 + \frac{2\pi}{3})$

$$A_0 = (\frac{2\pi}{3} - \Delta) F_0 + 2A(\psi_2) \quad (78)$$

Переход от угол-сечения  $A$  к время-сечению  $T$  осуществляется по формулам

$$T = 9,55 \frac{A}{n_1}, \quad (79)$$

где размерности величин:  $T$ , мм<sup>2</sup>сек;  $A$ , мм<sup>2</sup>град;  $n_1$ , об/мин,

или

$$T = \frac{A}{6n_1}, \quad (80)$$

где размерность  $A$ , мм<sup>2</sup>град.

При осевом расположении окон, последние перекрываются криволинейными ребрами ротора и время-сечение проще определять графическим методом.

Удельным время-сечением окна  $T_l$  назовем отношение максимальной величины время-сечения окна  $T_0$  к рабочему объему камеры

$$T_l = \frac{T_0}{V_{лк}} \quad (81)$$

Эта величина позволяет сравнивать значения время-сечения окон РПД с различными объемами камер.

В настоящее время для надлежащего выбора значений  $T_l$

еще не имеется достаточного количества данных. Однако, после накопления необходимой информации, метод определения площади газораспределительных окон РПД путем расчета время-сечения будет полностью соответствовать аналогичному методу для поршневых двигателей.

В диссертации выведена приближенная формула для определения величины  $A_0$

$$A_0 = \frac{2\pi}{3} F_0 \quad (82)$$

и приведен пример расчета время-сечения впускного и выпускного окон РПД, показывающий, что эта формула обеспечивает высокую точность.

При заданной величине  $T_L$  площадь окна определяется формулой

$$F_0 = 0,05 T_L V_{hk} n_1 \quad (83)$$

Средняя скорость газов в окне

$$V_{газ} = 16,7 \frac{V_{hk} n_2}{F_0} \quad (84)$$

В этих формулах размерности величин:  $F_0, \text{мм}^2$ ;  $T_L, \text{мм}^2 \text{сек/л}$ ;  $V_{hk}, \text{л}$ ;  $V_{газ}, \text{м/сек}$ ;  $n_1, n_2, \text{об./мин}$ .

### ОБРАБОТКА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ РАБОЧЕЙ ПОЛОСТИ

Являясь наиболее специфическим среди технологических процессов изготовления деталей РПД, процесс обработки цилиндрической поверхности рабочей полости, тем не менее, не представляет больших трудностей, особенно в условиях серийного производства.

Чистовая обработка цилиндрической поверхности может производиться как методом копирования так и методом обкатки. Первый способ обеспечивает более высокую производительность.

Копир может быть изготовлен также методом обкатки или с помощью копировального станка с программным управлением. При

шлифовании копира методом обкатки центр шлифовального круга движется по эпитрохоиде. Контур копира представляет собой кривую, эквидистантную эпитрохоиде и отстоящую от нее на радиус шлифовального круга  $\beta$ . Цилиндрическая поверхность рабочей полости обрабатывается на копировально-шлифовальном станке. По копиру движется ролик радиуса  $\chi$ , расположенный концентрично со шлифовальным кругом радиуса  $\zeta$ , который шлифует цилиндрическую поверхность.

Радиусы  $\beta$ ,  $\chi$  и  $\zeta$  должны быть связаны равенством

$$\beta + \zeta - \chi = k \quad (85)$$

Радиус шлифовального круга ограничивается:

при  $c < 3$  - условием прохождения круга в наиболее узкой части контура цилиндрической поверхности

$$\zeta < e(3c-1) + k \quad (86)$$

при  $c > 3$  - минимальным значением радиуса кривизны контура

$$\zeta < R_{q.min}, \quad (87)$$

$$\text{где } R_{q.min} = 3e \frac{(c+1)^2}{c+3} + k$$

при  $c = 3$  оба эти условия эквивалентны.

Разрабатывая кинематические схемы устройств для обработки методом обкатки, следует учитывать, что эпитрохоида может быть получена внешним обкатыванием двух окружностей. Это дает возможность применять в обкатывающих устройствах шестерни внешнего зацепления, которые могут быть изготовлены с более высокой точностью, чем шестерни внутреннего зацепления.

Рассмотрим эпитрохоиду, образованную движением точки  $A$ , лежащей внутри окружности радиуса  $\zeta$ , с центром  $O_1$ , которая катится без скольжения по неподвижной окружности радиуса  $R_1$ , с центром  $O$ . Пусть  $O_1 A = \beta \zeta$ , ( $\beta < 1$ ). Уравнение эпитрохоиды

$$\left. \begin{aligned} x &= (R_1 + \zeta_1) \cos \theta + \beta \zeta_1 \cos \frac{R_1 + \zeta_1}{\zeta_1} \theta \\ y &= (R_1 + \zeta_1) \sin \theta + \beta \zeta_1 \sin \frac{R_1 + \zeta_1}{\zeta_1} \theta \end{aligned} \right\} \quad (88)$$

где  $\theta$  - параметрический угол ( $0 \leq \theta \leq 2\pi$ ).

Сравнивая это уравнение с уравнением (15) эпитрохоиды, полученной внутренним обкатыванием и полагая  $\theta = \psi$ , видим, что оба уравнения совпадают, если

$$R_1 = \frac{2a}{3}; z_1 = \frac{a}{3}; b = \frac{1}{c} \quad (89)$$

Таким образом, для образования эпитрохоиды, соответствующей теоретическому контуру рабочей полости, при внешнем зацеплении шестерен, последние должны иметь отношение радиусов 1:2, а не 2:3, как в случае внутреннего зацепления.

В диссертации рассмотрены кинематические схемы устройств, позволяющие обрабатывать методом обкатки как эпитрохоидные поверхности, так и поверхности, образованные любой эквидистантой эпитрохоиды.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ И УЧЕТ ТЕРМИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ

При расчете некоторых геометрических параметров РПД следует учитывать термические деформации деталей, образующих рабочую полость, и ротора. Для определения деформаций необходимо знать распределение температур на поверхностях рабочей полости и ротора. Эти данные могут быть получены только экспериментальным путем.

Исследование теплового состояния основных деталей РПД проводилось на спроектированном под руководством автора экспериментальном односекционном двигателе водяного охлаждения РПД-750 с рабочим объемом камеры 0,75 л, развивающем мощность 65 л.с. при 5000 об/мин эксцентрикового вала. В диссертации приведены характеристики двигателя и краткое описание его конструкции.

Специфической особенностью РПД является неравномерное

выделение тепла по объему рабочей полости, вызываемое тем, что каждый такт локализован в определенном месте полости. Области полости, в которых происходит сгорание и расширение, подвергаются весьма интенсивному нагреву, не имея внутреннего охлаждения. С другой стороны, области, связанные с тактами впуска и сжатия (за исключением конца последнего) постоянно омываются холодным зарядом и нагреваются очень слабо.

Поэтому температуры на поверхностях рабочей полости, особенно на цилиндрической поверхности, распределяются неравномерно, что вызывает термические деформации поверхностей, которые приводят к искажению их геометрических форм и, как следствие, к ухудшению герметичности рабочих камер, сопровождающемуся снижением показателей двигателя, к увеличению износов, а в отдельных случаях - к разрушению деталей. Исследования теплового состояния деталей РПД, направленные на выравнивание температурных перепадов, уменьшение и компенсацию термических деформаций, способствуют совершенствованию конструкции, повышению показателей и надежности РПД. Однако подробное изложение этих вопросов выходит за рамки диссертации, в которой рассматриваются в первую очередь исследования, необходимые для уточнения геометрического расчета РПД. Результаты некоторых смежных работ приводятся в скатом виде.

Изучение теплового состояния средних корпусов экспериментального двигателя РПД-750 показало, что на номинальном режиме ( $n = 5000$  об/мин,  $p_e = 7,8$  кг/см<sup>2</sup>) наибольшие перепады температур на цилиндрической поверхности рабочей полости составляют: для чугунного корпуса 250° - от 70° в начале зоны впуска до 320° в начале зоны расширения, и для алюминиевого корпуса 100° - от 70° в начале зоны впуска до 170° в начале

зоны расширения. Исследование распределения температур по толщине цилиндрической стенки рабочей полости позволило установить, что перепад температур с удалением от рабочей поверхности выравнивается слабо и значительные температурные градиенты распространяются на всю толщину стенки, приводя к термическим деформациям.

Помимо неравномерного распределения температур по контуру рабочей полости, существует перепад температур по высоте полости, приводящий к дополнительному искажению цилиндрической поверхности. Проведенными экспериментами было установлено, что этот перепад может быть устранен при помощи ребер переменной высоты, прилитых к цилиндрической стенке со стороны водяной рубашки.

Исследование теплового состояния боковых корпусов показало, что температурные перепады на плоских поверхностях рабочей полости сравнительно невелики. На номинальном режиме наибольший перепад составлял примерно  $40^{\circ}$  - от  $120^{\circ}$  в области впуска до  $160^{\circ}$  в начале области расширения.

Несмотря на то, что перепад температур в алюминиевых средних корпусах в 2,5 раза ниже, чем в чугунных, различие в термических деформациях значительно меньше, так как алюминиевые сплавы даже с наиболее низкими коэффициентами линейного расширения при нагреве расширяются почти вдвое больше, чем чугун. В двигателе РПД-750 при указанных перепадах температур на цилиндрической поверхности среднее отклонение контура рабочей полости от эквидистанты эпитрохоиды составило для чугунного корпуса 0,30 мм, для алюминиевого (сплав АЛ25) корпуса 0,23 мм. Разница по высоте корпуса в наиболее горячей и холодной зонах равнялась соответственно 0,22 мм и 0,17 мм.

Радиальные деформации цилиндрической поверхности увели-

чивают перемещения радиальных уплотнений в пазах ротора, что повышает износы и ухудшает условия работы экспандеров. Неравномерная деформация среднего корпуса по высоте приводит к тому, что плоские поверхности рабочей полости утрачивают параллельность. Это нарушает правильную работу торцовых уплотнений и вызывает перекос подшипников эксцентрикового вала, особенно заметный в многосекционных РПД.

Проблеме снижения перепадов температур в средних корпусах РПД уделяется большое внимание. В диссертации рассмотрен ряд мероприятий по улучшению систем охлаждения РПД, которые предлагаются для уменьшения неравномерности нагрева. Однако совершенствование систем охлаждения не обеспечивает полного выравнивания температур горячей и холодной областей среднего корпуса и ликвидации неравномерности термических деформаций. Как известно, в сравнительно широком диапазоне режимов работы двигателя влияние неравномерности деформаций может быть устранено или значительно ослаблено путем теплового корригирования, которое заключается в том, что поверхности обрабатываются с определенными, заранее установленными отклонениями, компенсирующими термические деформации. В рабочем (нагретом до расчетной температуры) состоянии корригированные поверхности приобретают правильную форму.

В диссертации приведены формулы, необходимые для расчета коррекции радиальных деформаций цилиндрической поверхности и деформаций среднего корпуса по высоте.

Исследование теплового состояния роторов двигателя РПД-750 производилось с помощью плавких вставок. В алюминиевом (сплав АК4), охлаждаемом изнутри маслом роторе при  $n = 5000$  об/мин и  $p_e = 7,2$  кг/см<sup>2</sup> были зарегистрированы следующие температуры: на гранях  $235^{\circ}$ , в канавках торцовых уплот-

нений  $225^{\circ}$ , в канавке масляного уплотнения  $180^{\circ}$ .

В связи с тем, что температуры охлаждаемого ротора оказались сравнительно невысокими, был разработан и испытан не охлаждаемый ротор из того же материала. Температуры этого ротора при  $n=5000$  об/мин и  $p_e=7,8$  кг/см<sup>2</sup> составили: на гранях  $295^{\circ}$ , в канавках торцовых уплотнений  $265^{\circ}$ , в канавке масляного уплотнения  $210^{\circ}$ . Эти температуры ниже температур чугунных, охлаждаемых маслом роторов, применяемых на серийных РПД. Они достаточно далеки от максимальных температур, допускаемых современными поршневыми сплавами и обеспечивают возможность последующей форсировки двигателя.

Проведенные исследования показали, что не охлаждаемые роторы имеют серьезные преимущества перед охлаждаемыми. Однако применение алюминиевых роторов пока ограничивается недостаточной износостойкостью пазов радиальных уплотнений.

Для компенсации термического расширения ротора следует предусматривать тепловой зазор между поверхностями ротора и рабочей полости. В диссертации даны формулы, позволяющие рассчитать профиль и высоту ротора с учетом теплового зазора при некорригированном и корригированном средних корпусах.

#### ВЫВОДЫ

В диссертации содержатся материалы по расчету роторпоршневых двигателей, необходимые для конструирования, доводки и исследования двигателей этого типа. Приведенные материалы могут быть использованы также для расчета роторпоршневых компрессоров и гидронасосов.

Основные результаты и выводы.

1. Сравнение РПД и поршневых двигателей показывает, что по простоте конструкции, весовым и габаритным показателям, стоимости изготовления, возможной степени унификации, а также плавности работы, уравновешенности и отсутствию вибраций РПД значительно превосходят поршневые двигатели. Однако, по расходу топлива РПД в настоящее время несколько уступают наиболее экономичным поршневым бензиновым двигателям.

2. Исследована структура циклоидальных схем и предложена их классификация, в соответствии с которой сопоставлены достоинства и недостатки различных видов этих схем. Установлено, что циклоидальные схемы являются самыми совершенными схемами РПД. Наиболее простые РПД могут быть созданы на основе схем с внутренними огибающими и планетарным движением ротора.

Выведены уравнения кривых, формирующих циклоидальные схемы: эпи- и гипотрохонд и огибающих их семейств. В качестве основной геометрической характеристики конкретной схемы введен безразмерный параметр формы; представляющий собой отношение производящего радиуса к радиусу подвижной окружности. Проведено математическое исследование, позволившее определить число тактов и максимальную степень сжатия, обеспечиваемые различными циклоидальными схемами.

3. Разработан расчет геометрических параметров РПД. Исследована зависимость кривизны контура рабочей полости от параметра формы, приведены формулы для нахождения площади и периметра контура, а также длины любого его участка. Рассмотрено определение угла отклонения радиальных уплотнений.

Установлено различие между теоретическими и действительными контурами рабочей полости и профилями ротора. Выве-



лены уравнения кривых, служащих направляющими цилиндрических поверхностей рабочих камер: эквидистанты эпитрохоиды и огибающей семейства эквидистант. Предложены приближенные методы расчета этих кривых и определена их погрешность. Выведены формулы для определения рабочего объема и степени сжатия. Дано обобщение геометрического расчета для любых циклоидальных схем с внутренними огибающими.

4. Разработан кинематический расчет РПД. Выведены формулы, позволяющие определить скорость, ускорение и составляющие ускорения вершин ротора, а также средние значения скорости и ускорения. Приведены формулы для расчета траектории и кинематических параметров любой точки ротора.

Даны точное и приближенное уравнения для вычисления основного кинематического показателя РПД - средней скорости скольжения радиальных уплотнений по цилиндрической поверхности рабочей полости. Кинематический расчет обобщен для любых циклоидальных схем с внутренними огибающими и планетарным движением ротора.

5. Проведен анализ сил, действующих в односекционном РПД. Предложены формулы для вычисления равнодействующей сил давления газов на грани ротора, определения крутящего момента, расчета сил, нагружающих подшипники ротора и эксцентрового вала. Исследована зависимость сил инерции радиальных уплотнений от параметра формы и разработан метод расчета этих сил. Рассмотрено уравнивание односекционного РПД.

6. Приведены схемы многосекционных РПД. Проанализирована уравновешенность двигателя и нагруженность подшипников эксцентрового вала в зависимости от расположения эксцентриков.

Исследована неравномерность крутящего момента РПД с

различным числом секций. Показано, что РПД обладают высокой равномерностью момента. Так, односекционный РПД соответствует трехцилиндровому четырехтактному двигателю, двухсекционный РПД - восьмицилиндровому двигателю, а трех- и четырехсекционные РПД сопоставимы с двенадцатицилиндровым V-образным двигателем.

7. Разработаны рекомендации по выбору основных геометрических и кинематических параметров РПД.

Показано, что величину параметра формы следует принимать возможно более близкой к минимальному значению, определяемому на основе эскизной конструктивной проработки, а отношение высоты рабочей полости к эксцентриситету выбирать в пределах от 4,5 до 6. Для многосекционных РПД в целях сокращения осевых размеров нижний предел может быть несколько уменьшен.

Такой выбор геометрических параметров дает возможность сократить радиальные размеры двигателя, понизить скорость скольжения радиальных уплотнений по цилиндрической поверхности рабочей полости, уменьшив износ уплотнений и этой поверхности, сократить уплотняемый периметр ротора, снизить нагрузки от газовых и инерционных сил на подшипники и эксцентровый вал.

Предложенные рекомендации подтверждаются параметрами последних моделей РПД, однако ввиду того, что они были разработаны с учетом факторов, связанных только с геометрией, кинематикой и динамикой РПД, их следует рассматривать как предварительные.

Показано, что максимальное число оборотов РПД ограничивается в первую очередь допустимой величиной средней скорости скольжения радиальных уплотнений, которая в выпускаемых

двигателях составляет 20-28 м/сек, а в отдельных случаях - несущей способностью подшипника ротора. Исследована зависимость некоторых параметров РПД от числа секций.

8. Разработаны точный и более простой приближенный методы определения площади газораспределительных окон РПД, основанные на расчете время-сечения.

Сопоставлены различные схемы расположения окон, применяемые в РПД. Отмечено, что наиболее высокие эффективные показатели обеспечиваются при радиальном расположении впускных и выпускных окон. Приведены значения фаз газораспределения. Рассмотрены возможности сокращения периода перекрытия окон и связанного с ним перетекания газов. Указаны особенности газообмена и отмечено большое влияние на показатели РПД подбора впускной и выпускной систем.

9. Исследованы некоторые вопросы, связанные с обработкой цилиндрической поверхности рабочей полости. Отмечено, что эта поверхность может обрабатываться методами копирования или обкатки. Показано, что, в то время как в РПД образование эпициклоид связано с внутренним обкатыванием шестерен, в устройствах для обработки методом обкатки предпочтительнее использовать внешнее обкатывание.

Установлена связь между коэффициентами уравнений эпициклоиды, полученной внешним и внутренним обкатыванием, которая позволяет по данным обрабатываемой поверхности определить параметры обкатывающего устройства. Приведены кинематические схемы таких устройств.

10. Для определения поправок, вносимых в расчет некоторых геометрических параметров РПД термическими деформациями, возникающими при работе двигателя, проведено экспериментальное исследование теплового состояния основных деталей РПД.

Показано, что цилиндрическая поверхность рабочей полости характеризуется значительными перепадами температур, вызывающими неравномерные термические деформации среднего корпуса, которые ухудшают работу РПД. Приведены величины термических деформаций и указаны некоторые возможности их уменьшения, связанные со снижением температурных перепадов. Отмечено, что совершенствование систем охлаждения РПД не обеспечивает полного выравнивания температур. Рассмотрен метод компенсации неравномерности термических деформаций путем корригирования поверхностей среднего корпуса и предложены формулы для вычисления необходимой коррекции.

Определены величины тепловых зазоров между поверхностями рабочей полости и ротора и внесены поправки в формулы для расчета профиля и высоты ротора, обеспечивающие получение этих зазоров.

Установлено, что алюминиевый ротор РПД отличается умеренной тепловой напряженностью, допускающей работу без охлаждения ротора маслом. Проведено исследование теплового состояния неохлаждаемого ротора, подтвердившее принципиальную возможность создания ротора без охлаждения, что позволяет упростить конструкцию и улучшить показатели РПД.

II. Методы расчета и результаты экспериментальных исследований, изложенные в диссертации, нашли применение в организациях, ведущих конструкторские и исследовательские работы по РПД: НАМИ, ВНИИМотопроме и других и получили практическую проверку при разработке ряда опытных образцов РПД.

Предложенные методы расчета используются также предприятиями, выпускающими роторно-поршневые компрессоры и организациями, проводящими исследовательские работы в этой области.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В РАБОТАХ:

1. Бениович В.С., Гостев В.Б. Определение параметров роторпоршневого двигателя. Труды НАТИ, вып. 139, М., 1961.
2. Бениович В.С., Гостев В.Б. Исследование геометрии ротора и рабочей полости роторпоршневого двигателя. "Тракторы и сельхозмашины", 1961, № 7.
3. Бениович В.С., Гостев В.Б. К расчету кинематики и рабочих объемов роторпоршневого двигателя. "Тракторы и сельхозмашины", 1961, № 11.
4. Бениович В.С., Гостев В.Б. К расчету процесса обработки контура рабочей полости роторпоршневого двигателя. "Тракторы и сельхозмашины", 1962, № 9.
5. Бениович В.С. О выборе отношения высоты рабочей полости к эксцентриситету в роторпоршневом двигателе. "Тракторы и сельхозмашины", 1963, № 5.
6. Бениович В.С. О выборе геометрических параметров роторпоршневого двигателя. Труды НАТИ, вып. 167, М., 1963.
7. Бениович В.С., Гостев В.Б. Расчет сечений газораспределительных окон роторпоршневого двигателя. "Тракторы и сельхозмашины", 1964, № 9.
8. Бениович В.С. Расчет роторпоршневого двигателя. Труды НАТИ, вып. 179, М., 1965.
9. Бениович В.С. Некоторые вопросы обработки контура рабочей полости роторпоршневого двигателя. Труды НАТИ, вып. 179, М., 1965.
10. Бениович В.С. К расчету профиля ротора и степени сжатия роторпоршневого двигателя. "Тракторы и сельхозмашины", 1967, № 9.
11. Бениович В.С. Исследование роторпоршневых двигателей

- с циклоидальными контурами. Труды НАТИ, вып. 193, М., 1968.
12. Бениович В.С. Профилирование ротора роторпоршневого двигателя. Труды НАТИ, вып. 193, М., 1968.
  13. Бениович В.С. Газораспределение роторпоршневых двигателей. Труды НАТИ, вып. 193, М., 1968.
  14. Бениович В.С., Апазиди Г.Д., Бойко А.М. Роторпоршневые двигатели. Машиностроение, М., 1968.
  15. Апазиди Г.Д., Бениович В.С., Бойко А.М. Исследование температурного режима основных деталей роторпоршневого двигателя. Научно-технический сборник "Автомобилестроение", 1970, № 1.
  16. Бениович В.С. Приближенное уравнение действительно-го контура рабочей полости роторпоршневого двигателя. Труды НАТИ, вып. 205, М., 1970.
  17. Бениович В.С., Бойко А.М., Апазиди Г.Д. Конструирование и доводка экспериментальных роторпоршневых двигателей. Труды НАТИ, вып. 205, М., 1970.
  18. Апазиди Г.Д., Бениович В.С., Бойко А.М. Тепловое состояние основных деталей роторпоршневого двигателя. Труды НАТИ, вып. 205, М., 1970.
  19. Черняк Б.Я., Бениович В.С., Масленников К.М. Особенности использования теплоты в роторно-поршневых двигателях. "Известия высших учебных заведений. Машиностроение", 1970, № 7.
  20. Бениович В.С. О профилировании ротора роторпоршневого двигателя по огибающей. "Тракторы и сельхозмашины", 1971, № 1.

По изобретениям, относящимся к роторпоршневым двигателям, автором получены свидетельства:

1. Авторское свидетельство № 229882. "Бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий", 1968, № 33.

2. Авторское свидетельство № 257922. "Бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий", 1969, № 36.

3. Авторское свидетельство № 281953. "Бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий", 1970, № 29.

Виктор Соломонович Бениович

"РОТОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ.  
ГЕОМЕТРИЯ, КИНЕМАТИКА, ДИНАМИКА"

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

---

Л-118577 Подп. к печ. 29/VI 1971 г. Заказ № 299 Тираж 150

---

Типография НАТИ, Москва, А-40, Верхняя ул. 34.