

**Актуальность проблемы.** Обозначившаяся в последнее время нехватка углеводородного топлива, постоянное ухудшение экологической ситуации в глобальном масштабе требуют от разработчиков вести свои поиски по двум основным направлениям: совершенствование существующих двигателей и создание нетрадиционных силовых установок, среди которых двигателям с внешним подводом теплоты (ДВПТ) уделяется достаточно много внимания. К преимуществам последних можно отнести возможность использования различных источников тепла, начиная от традиционных органических топлив и кончая энергией радиоактивного распада и солнечной радиации, относительно низкий уровень шума, низкую токсичность отработанных газов по сравнению с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) и др.

Двигатели Стирлинга (ДС) являются одними из наиболее привлекательных представителей ДВПТ и начиная с семидесятых годов XX века интенсивность исследовательских и проектных работ по созданию двигателей Стирлинга (ДС) в качестве основной или вспомогательной силовых установок постоянно увеличивается. В настоящее время за рубежом ведутся работы по подготовке серийного производства двигателей для автономных энергетических установок.

Рассмотренные выше преимущества двигателей Стирлинга не гарантируют ему широкое распространение во всех областях техники, что связано с недоработанностью и высокой стоимостью конструкции на сегодняшний момент.

Двигатели внутреннего сгорания, как силовые установки для транспортных систем, в настоящее время не имеют конкурентов из числа существующих типов тепловых двигателей. Для доведения двигателей Стирлинга до уровня серийного производства предстоит решить еще целый ряд задач. Вероятно, в ближайшее время, двигатели Стирлинга найдут свое применение в качестве основного двигателя силовых установок в стационарных энергосиловых установках небольшой мощности, использующих нетрадиционные источники тепловой энергии. Здесь двигатели с внешним подводом теплоты имеют существенные преимущества по сравнению с другими видами тепловых машин.

На сегодняшний день известны несколько классов двигателей с внешним подводом теплоты. К одному из них относят свободнопоршневые двигатели Стирлинга (СПДС), одним из видов которых являются термомеханические генераторы (ТМГ). Отсутствие приводного механизма упрощает решение ряда технических проблем, стоящих перед разработчиками. При снятии мощности непосредственно с рабочего поршня значительно улучшаются массогабаритные показатели двигателя. В пределах мощности от нескольких Вт до 50 кВт ТМГ превосходят двигатели Стирлинга с приводными механизмами. Эти особенности

термомеханических генераторов выдвигают их в ряд наиболее перспективных силовых установок, предназначенных для работы в составе автономных энергосиловых установок различного базирования (наземного, водного, космического). В таблице 1 приведены некоторые данные по разработанным системам энергообеспечения в США.

**Таблица 1.**

Модель	RG-55	RG-350	RG-450	RG-1000	RG-3000
Электрическая мощность, Вт (частота 50 Гц)	60-80	350	450	1000	3000
К. п. д. системы, %	29*	23*	30*	23*	39*
Ресурс, ч	50.000	50.000	50.000	50.000	50.000
Габариты, мм	400x125	600x200	600x200	700x250	900x250
Вес, кг	3,5	8	10	13	16

\* - без учета к.п.д. процесса подвода тепла.

В настоящее время за рубежом ведутся работы над созданием ТМГ мощностью до 50 кВт. Однако, в публикациях об этих работах, отсутствуют сведения по моделированию рабочих процессов и по вопросам конструирования и изготовления конкретных установок.

**Цель работы** - теоретическое и экспериментальное исследование рабочего процесса термомеханического генератора.

**Методы исследований.** Работа основана на положениях классической термодинамики, теории рабочего процесса тепловых двигателей и математического моделирования технических систем. Использовался статистический метод обработки результатов эксперимента. Расчеты осуществлялись на ЭВМ, при их проведении использовался ряд стандартных программ.

**Научная новизна** работы заключается в следующем:

- разработаны математические модели рабочего процесса термомеханического генератора первого и третьего уровней;
- проведено экспериментальное и теоретическое исследование рабочего процесса ТМГ;
- разработаны методики поверочного и конструкторского расчета двигателя.

**Практическая ценность.** Результаты проведенных расчетно-экспериментальных исследований и разработанные методика и математические модели термомеханического генератора могут быть использованы для проектирования новых устройств, и определения оптимальных значений конструкторских параметров ТМГ.

**Внедрение работы.** Основные результаты представленной работы были внедрены в учебном процессе кафедры Э-2 «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

**Апробация работы.** Основные положения и отдельные результаты были доложены на заседаниях кафедры Э-2 «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 2 статьи.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения. Объем диссертации –120 страниц основного текста, 31 рисунок, 5 таблиц. Список использованных источников включает 119 наименований.

### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**В первой главе** рассмотрены работы, посвященные проблемам разработки, создания и исследования ТМГ.

На рис.1 приведена конструктивная схема термомеханического генератора.

Двигатель состоит из трех основных элементов - корпуса 1, рабочего 2 и вытеснительного 3 поршней. Рабочий 2 и вытеснительный 3 поршни

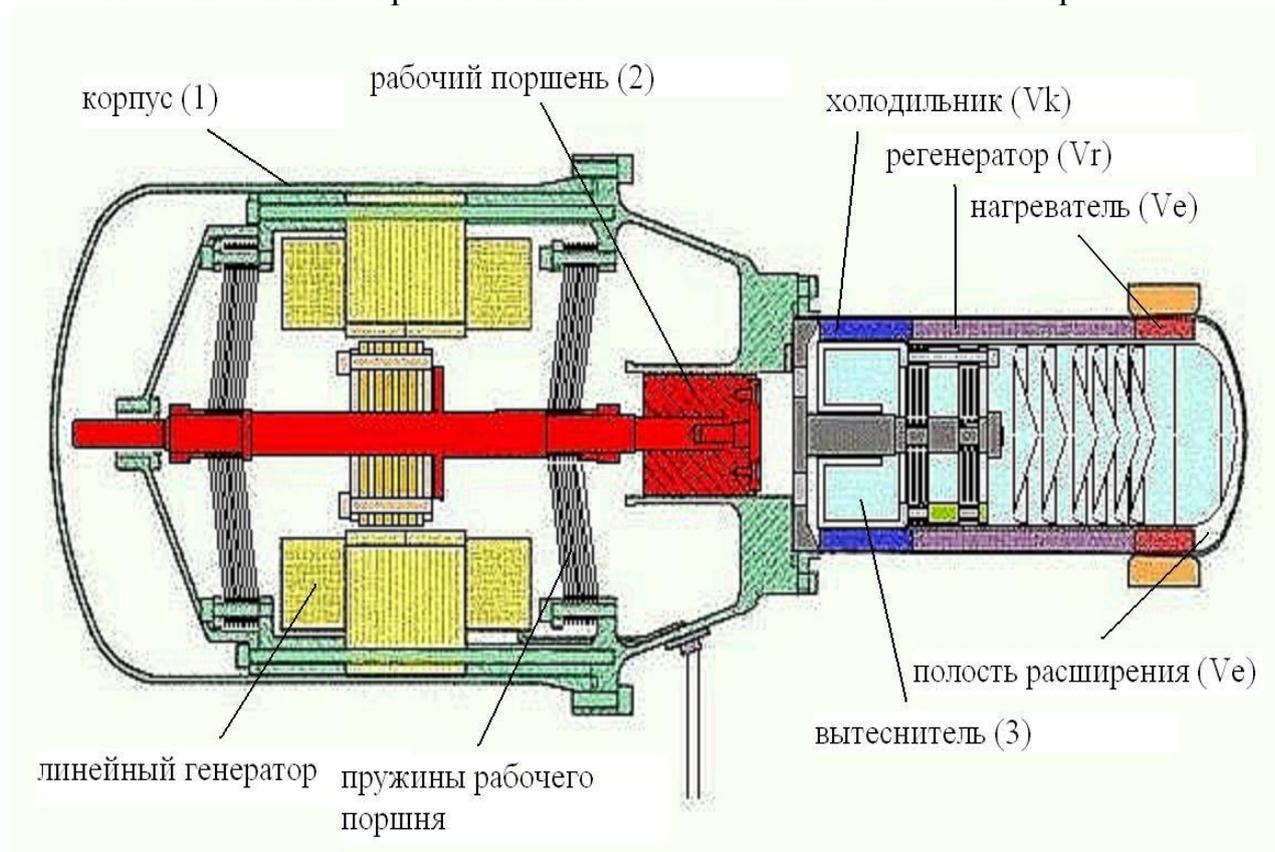


Рис.1. Конструкция термомеханического генератора

размещаются в цилиндре 1 и разделяют его объем на три полости - полость расширения ( $V_e$ ), полость сжатия ( $V_c$ ) и буферная полость ( $V_b$ ). Полости

расширения и сжатия сообщаются между собой через тракт нагревателя ( $V_n$ ), регенератора ( $V_r$ ) и холодильника ( $V_k$ ).

Анализ работ показывает, что данные вопросы привлекает пристальное внимание специалистов большого количества научных организаций и коммерческих фирм, специализирующихся на разработке преобразователей энергии в различных странах мира. Подобный интерес объясняется тем, что при использовании рассматриваемых машин можно получить высокие значения технико-экономические показатели работы энергетических установок для выработки электрической энергии, перекачивания жидкостей и выработки холода с использованием нетрадиционных источников тепла. По оценкам специалистов, ТМГ при использовании нетрадиционных источников энергии обладают лучшей перспективой выхода на рынок по сравнению с ДС с приводными механизмами.

В настоящее время ведутся работы по созданию широкого класса термомеханических генераторов. По мнению специалистов наибольшее распространение получают автономные энергетические установки с ТМГ использующими в качестве нагрузочного устройства линейные генераторы, различные насосные системы и холодильные машины.

Анализ существующих моделей рабочего процесса ДВПТ показал, что они могут быть использованы для описания работы ТМГ, но для этого необходимо учесть взаимовлияние параметров рабочего процесса и динамики подвижных элементов конструкции.

Исходя из вышесказанного, были сформулированы следующие задачи исследования:

- разработка модели рабочего процесса ТМГ на основе моделей рабочего процесса первого и третьего уровней;
- проведение расчетных исследований рабочего цикла ТМГ;
- разработка и создание экспериментального стенда с термомеханическим генератором, проведение экспериментальных исследований рабочего цикла ТМГ;
- определение степени адекватности модели рабочего процесса ТМГ и ее корректировка.

**Во второй главе** представлена модель рабочего процесса ТМГ первого уровня и методика его конструкторского расчета.

На рис.2 приведена расчетная схема ТМГ. Модель рабочего процесса представляет собой систему уравнений, полученную с использованием изотермической модели и уравнений движения подвижных элементов конструкции.

Между корпусом, вытеснителем и поршнем отсутствует жесткая механическая связь, поэтому расчетную схему ТМГ можно представить как совокупность масс – корпуса ( $M_c$ ), вытеснителя ( $M_d$ ) и поршня ( $M_p$ ), совершающих колебания независимо друг от друга. Газодинамическая связь

между конструктивными элементами учитывается при определении амплитуд возмущающих сил ( $F_d$  и  $F_p$ ), действующие, соответственно, на вытеснитель и поршень.

Рабочий процесс ТМГ в модели первого уровня рассматривается при допущениях, принимаемых в изотермической модели ДВПТ. Для ее построения при анализе динамики, дополнительно принимаются следующие допущения: жесткости механических пружин постоянны ( $K_d$  и  $K_p$ ), и о замене вязкостного трения в проточных частях внутреннего контура демпфирующей нагрузкой с коэффициентом  $S_{rc}$ .

Модель первого уровня состоит из системы дифференциальных уравнений, представляющих собой уравнения движения подвижных элементов системы:

$$\begin{bmatrix} \frac{d^2 x_p}{dt^2} \\ \frac{d^2 x_D}{dt^2} \\ \frac{d^2 x_c}{dt^2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{PP} & S_{PD} & S_{PC} \\ S_{DP} & S_{DD} & S_{DC} \\ S_{CP} & S_{CD} & S_{CC} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_D \\ x_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{PP} & D_{PD} & D_{PC} \\ D_{DP} & D_{DD} & D_{DC} \\ D_{CP} & D_{CD} & D_{CC} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{dx_p}{dt} \\ \frac{dx_D}{dt} \\ \frac{dx_c}{dt} \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Здесь  $x$  – закон перемещения элемента,  $S$ ,  $D$  – соответствующие линейные коэффициенты.

Цикловая работа ДВПТ в классической изотермической модели рабочего процесса является функцией фазового угла  $\beta$  между кривыми перемещений поршней и отношения значений вытесняемых объемов холодной и горячей полостей  $Z$  при заданных значениях других параметров. В термомеханическом генераторе, как это следует из модели первого уровня, параметр  $Z$  зависит от угла  $\beta$ .

Основная цель расчета по модели первого уровня – определение конструктивных параметров генератора с целью получения максимального значения цикловой работы. Расчет конструктивных параметров производится при заданных значениях эффективной мощности  $N_e$ , рабочем теле, частоты колебаний  $\omega$ , значении максимальной  $T_e$  и минимальной  $T_c$  температурах в цикле, максимальном давлении рабочего тела в цикле  $P_{max}$  и амплитудах колебаний подвижных элементов системы.

Полученные значения конструктивных параметров и показателей рабочего процесса являются ориентировочными и должны быть уточнены на втором этапе расчетов, на котором используется более сложная математическая модель рабочего процесса ДВПТ.

На рис.3 приведен алгоритм проведения конструкторского расчета термомеханического генератора.

В таблице 2 приведены данные, полученные при расчете конструкции с использованием данной математической модели.

В третьей главе для описания рабочего процесса ТМГ используется модель третьего уровня, которая базируется на квазистационарной модели ДВПТ. Рабочие полости двигателя рассматриваются как открытые термодинамические системы с переменной массой рабочего тела. Процессы, происходящие в рабочих полостях, принимаются адиабатными.

**Таблица 2.**

Параметр	Расчетное значение	Экспериментальное значение
$\tau$	0,46	0,65
W	0,48	0,67
$\delta$	0,42	0,59
$\varphi$ , град	88	83
d, мм	0,044	0,036
D, мм	0,040	0,034
M <sub>p</sub> , кг	0,1	0,073
M <sub>d</sub> , кг	0,65	0,462
K <sub>p</sub> , Н/мм	1,44	1
K <sub>d</sub> , Н/мм	9,3	6,2

Основными исходными уравнениями являются уравнения сохранения энергии, уравнение сохранения массы рабочего тела во внутреннем контуре ТМГ. Потери в цикле, возникающие из-за действия кулоновских сил трения элементов уплотнения и теплообмена в рабочих полостях, а также полезная нагрузка заменяются эквивалентными потерями в вязкостном демпфере. Расчетная схема ТМГ представлена рис. 2. Математическая модель ТМГ третьего уровня представляет собой следующую систему дифференциальных уравнений:

$$M_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} = A_p (p_c - p_b) - K_p (x_p + x_c) - C_p \left( \frac{dx_p}{dt} + \frac{dx_c}{dt} \right);$$

$$M_d \frac{d^2 x_d}{dt^2} = -K_d (x_d + x_c) + A_d (p_e - p_c);$$

$$M_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} = A_p (p_c + \Delta p - p_b) - K_p (x_p + x_c) - K_D (x_c + x_D) - C_{pc} \left( \frac{dx_p}{dt} + \frac{dx_c}{dt} \right);$$

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{P_c}{M_c R} \frac{dV_c}{dt} + \frac{V_c}{M_c R} \frac{dP_c}{dt} - \frac{P_c V_c}{M_c^2 R} \frac{dM_c}{dt};$$

$$\frac{dT_K}{dt} = \frac{V_K}{M_K R} \frac{dP_K}{dt} - \frac{P_K V_K}{M_K^2 R} \frac{dM_K}{dt};$$

$$\frac{dT_R}{dt} = \frac{V_R}{M_R R} \frac{dP_R}{dt} - \frac{P_R V_R}{M_R^2 R} \frac{dM_R}{dt};$$

$$\begin{aligned}
\frac{dT_H}{dt} &= \frac{V_H}{M_H R} \frac{dP_H}{dt} - \frac{P_H V_H}{M_H^2 R} \frac{dM_H}{dt}; \\
\frac{dT_E}{dt} &= \frac{P_E}{M_E R} \frac{dV_E}{dt} + \frac{V_E}{M_E R} \frac{dP_E}{dt} - \frac{P_E V_E}{M_E^2 R} \frac{dM_E}{dt}; \\
\frac{dM_C}{dt} &= \left( P_C \frac{dV_C}{dt} + V_C \frac{dP_C}{dt} \frac{1}{k} \right) \frac{1}{RT_{CK}}; \\
\frac{dM_K}{dt} &= \frac{-1}{C_P T_{KR}} \left( \frac{C_V V_K}{R} \frac{dP_C}{dt} - C_P T_{CK} \frac{dM_C}{dt} - \frac{dQ_K}{dt} \right); \\
\frac{dM_R}{dt} &= \frac{-1}{C_P T_{RR}} \left( \frac{C_V V_R}{R} \frac{dP_C}{dt} - C_P T_{KR} \frac{dM_K}{dt} - \frac{dQ_R}{dt} \right); \\
\frac{dM_H}{dt} &= \frac{-1}{C_P T_{HE}} \left( \frac{C_V V_H}{R} \frac{dP_C}{dt} - C_P T_{RH} \frac{dM_{R2}}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} \right); \\
\frac{dM_E}{dt} &= \left( C_P P_C \frac{dV_E}{dt} + C_V V_E \frac{dP_C}{dt} \right) \frac{1}{C_P RT_{HE}}; \\
\frac{dP_C}{dt} &= \left[ R \frac{dQ}{dt} - C_P \frac{dL}{dt} \right] \frac{1}{C_V V}; \\
P_K &= P_C + \frac{\Delta P_K}{2}; \\
P_R &= P_K + \frac{\Delta P_K + \Delta P_R}{2}; \\
P_H &= P_R + \frac{\Delta P_R + \Delta P_H}{2}; \\
P_E &= P_H + \frac{\Delta P_H}{2}.
\end{aligned} \tag{2}$$

Здесь если  $gA_{CR} > 0$ , то  $T_{CR} = T_C$ ; при  $gA_{CR} < 0$   $T_{CR} = T_K$ ;  
если  $gA_{KR} > 0$ , то  $T_{KR} = T_K$ ; при  $gA_{KR} < 0$   $T_{KR} = T_R$ ;  
если  $gA_{RH} > 0$ , то  $T_{RH} = T_R$ ; при  $gA_{RH} < 0$   $T_{RH} = T_H$ ;  
если  $gA_{HE} > 0$ , то  $T_{HE} = T_H$ ; при  $gA_{HE} < 0$   $T_{HE} = T_E$ .

Характерная особенность физико-математического аппарата квазистационарной расчетной модели – использование на границах между контрольными объемами оператора направления потока рабочего тела, представляющего собой ступенчатую функцию. Эта функция при отрицательном значении аргумента принимает нулевое значение, а при любом положительном равна единице и, кроме того, терпит разрыв при стремлении аргумента к нулю.

Наличие этого оператора приводит к тому, что при численном интегрировании системы дифференциальных уравнений, описывающих

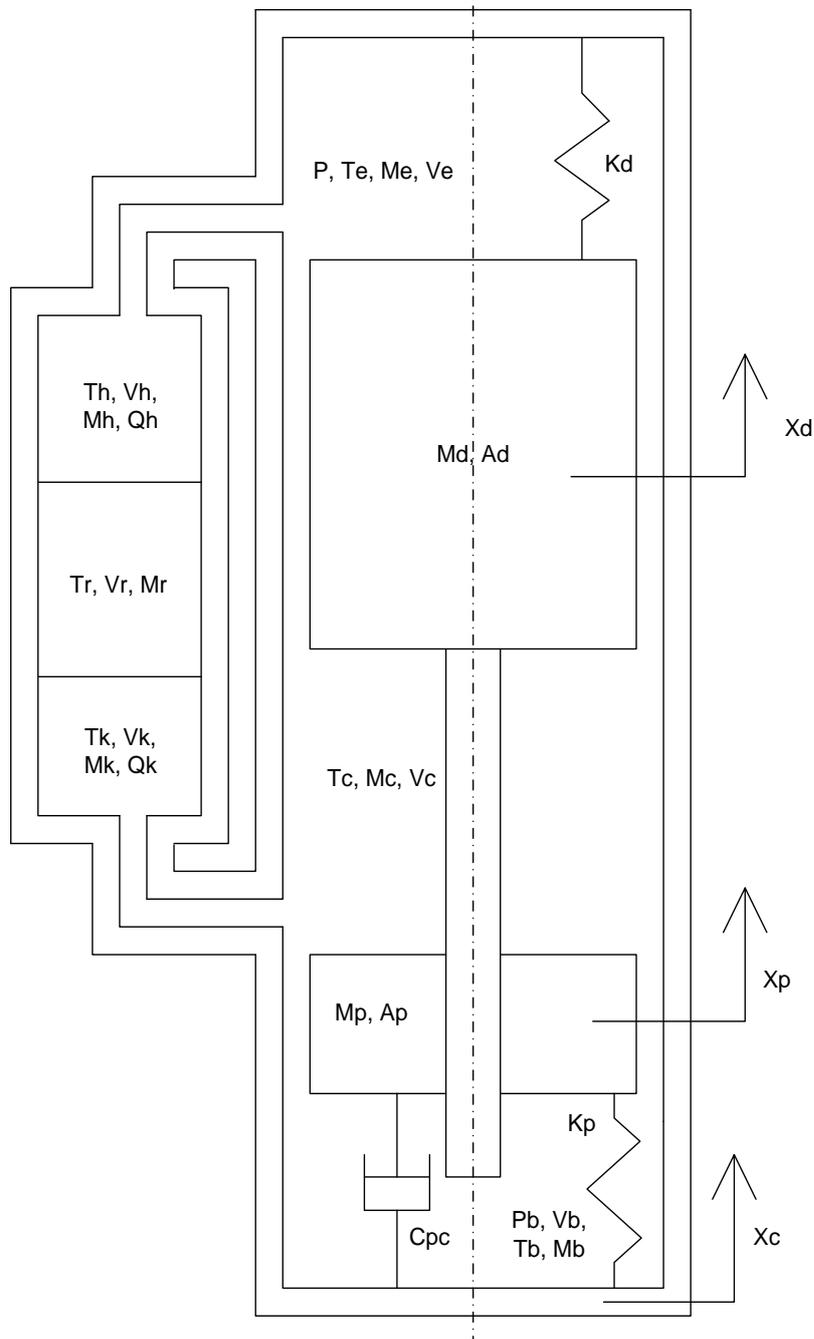


Рис.2. Расчетная схема ТМГ.

изменения масс рабочего тела в контрольных объемах, функция изменения масс на отдельных участках расчетного цикла имеют физически недостоверные всплески изменения своих значений. Поэтому, дальнейшим шагом в направлении совершенствования методического содержания квазистационарной модели является замена ступенчатой функции оператора направления потока аппроксимирующей непрерывной функцией.

В качестве такой функции была взята следующая зависимость:



Рис. 3. Алгоритм проведения конструкторского расчета ТМГ

$$F_1(x) = \frac{1}{2} \left[ \frac{\pi + 2 \arctg(10^4 x)}{\pi} \right]. \quad (3)$$

На рис. 4 приведен алгоритм проведения расчета ТМГ по модели третьего уровня.

Индикаторная цикловая работа генератора определяться как разница площадей индикаторных диаграмм горячей и холодной полостей:

$$L_{ci} = \int_0^T \left( P \frac{dV_e}{dt} \right) dt + \int_0^T \left( P \frac{dV_c}{dt} \right) dt. \quad (4)$$

где  $T$  – период колебаний подвижных элементов системы в цикле.

После определения значений тепловых потерь можно определить количество теплоты, подводимого к нагревателю в течении цикла и отводимого в холодильнике:

$$Q_H = \int_0^T \left( P \frac{dV_e}{dt} \right) dt + \Delta Q_{\Sigma} \quad (5)$$

$$Q_K = \int_0^T \left( P \frac{dV_c}{dt} \right) dt + \Delta Q_{\Sigma} \quad (6)$$

Значения индикаторного и эффективного КПД определяются как:

$$\eta_i = \frac{L_{ci}}{Q_H}; \quad (7)$$

$$\eta_e = \frac{N_e T}{Q_H}. \quad (8)$$

**В четвертой главе** приведено подробное описание конструкции экспериментального образца термомеханического генератора, экспериментального стенда и комплекса контрольно-измерительной аппаратуры.

В ходе эксперимента непосредственно контролировались следующие параметры рабочего процесса:

- температура рабочего тела в полости расширения ( $T_E$ );
- температура рабочего тела в полости сжатия ( $T_C$ );
- давление рабочего тела во внутреннем контуре ( $P$ );
- законы перемещения вытеснительного и рабочего поршней ( $X_p, X_d$ );

Косвенным методом замерялась рабочая частота колебаний поршней  $f$ .

В таблице 3 приведены основные параметры экспериментального образца термомеханического генератора и экспериментального стенда.

В задачи экспериментального исследования входил анализ влияния параметров рабочего процесса на работу ТМГ с целью оценки адекватности созданной модели. Для этого были получены экспериментальные данные при следующих температурах рабочего тела в полости расширения:

1.  $T_e = 453^0\text{K}$ ;

**Таблица 3.**

<b>Параметр</b>	<b>Значение</b>
Температура в горячей полости, К	514,2
Температура в холодной полости, К	333
Давление зарядки, МПа	0,1
Масса вытеснительного поршня, кг	0,073
Масса рабочего поршня, кг	0,462
Жесткость пружины вытеснительного поршня, Н/м	10
Жесткость пружины рабочего поршня, Н/м	62
Сила тока источника питания, А	4,3
Напряжение источника питания, В	25,4

2.  $T_e=513^0\text{К}$ ;

3.  $T_e=573^0\text{К}$ .

Погрешность определения измеряемых параметров составляет  $5\div 15\%$ .

**Пятая глава** посвящена анализу результатов расчетного и экспериментального исследований рабочего процесса ТМГ.

На рис. 5 и 6 приведены примеры экспериментальных и расчетных кривых изменения давления рабочего тела и положения поршней за цикл. На рис. 7 и 8 приведены индикаторные диаграммы в горячей и холодной полостях ТМГ.

Как видно из рисунков, кривые давления, перемещений поршней и объемов рабочих полостей происходят не по гармоническому закону.

Максимальное значение давления рабочего тела достигает 0,15 МПа, минимальное 0,085 МПа. Амплитуда колебаний рабочего поршня составляет 0,11 м, а вытеснительного – 0,24 м. Фазовый угол смещения между кривыми перемещения поршней равен  $80^0$  экспериментальный, расчетный  $85^0$ .

Основное отличие рассматриваемых диаграмм от аналогичных диаграмм приводных двигателей Стирлинга заключается в том, что значения угла  $\beta$  и параметра  $Z$  в ТМГ далеки от оптимальных значений, что ведет к снижению цикловой работы. Это хорошо заметно на рис. 7 – индикаторная диаграмма полости расширения сужена в центральной части и имеет вытянутую форму, наибольшее значение давления достигается в районе максимального объема.

Расчетное значение резонансной частоты колебаний рабочего поршня составляет 12 Гц, в действительности ТМГ работает на частоте 11,6 Гц, что говорит о наличие «паразитного» сопротивления движению поршней,

Расчетные кривые изменения давления и перемещений поршней с удовлетворительной для инженерных расчетов точностью в качественном и количественном отношении согласуются с полученными экспериментальные данные. Ошибка при определении данных по амплитуде вытеснительного

поршня составляет 13%, рабочего 12%, что в целом достаточно точно для

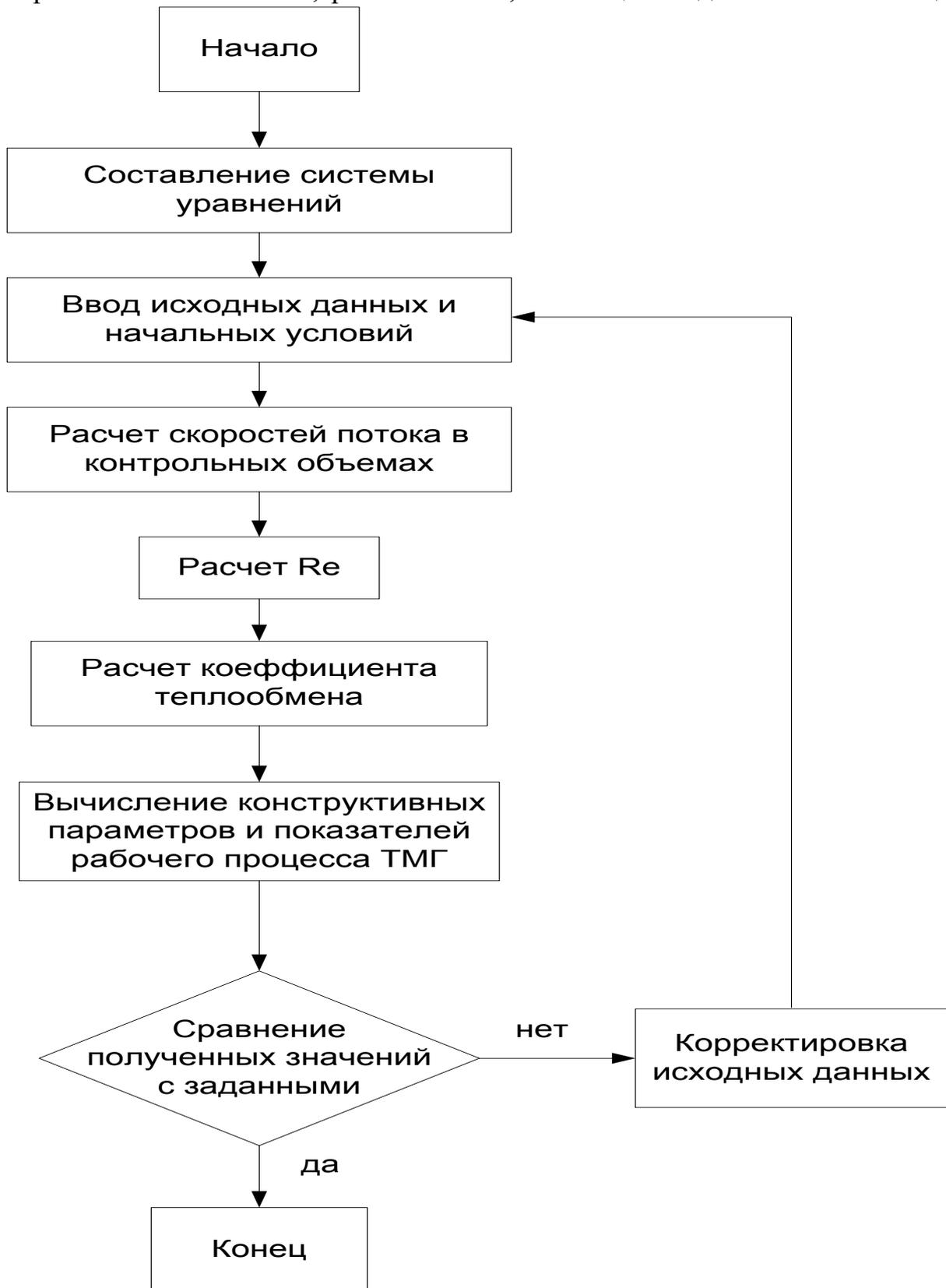


Рис. 4. Алгоритм поверочного расчета ТМГ

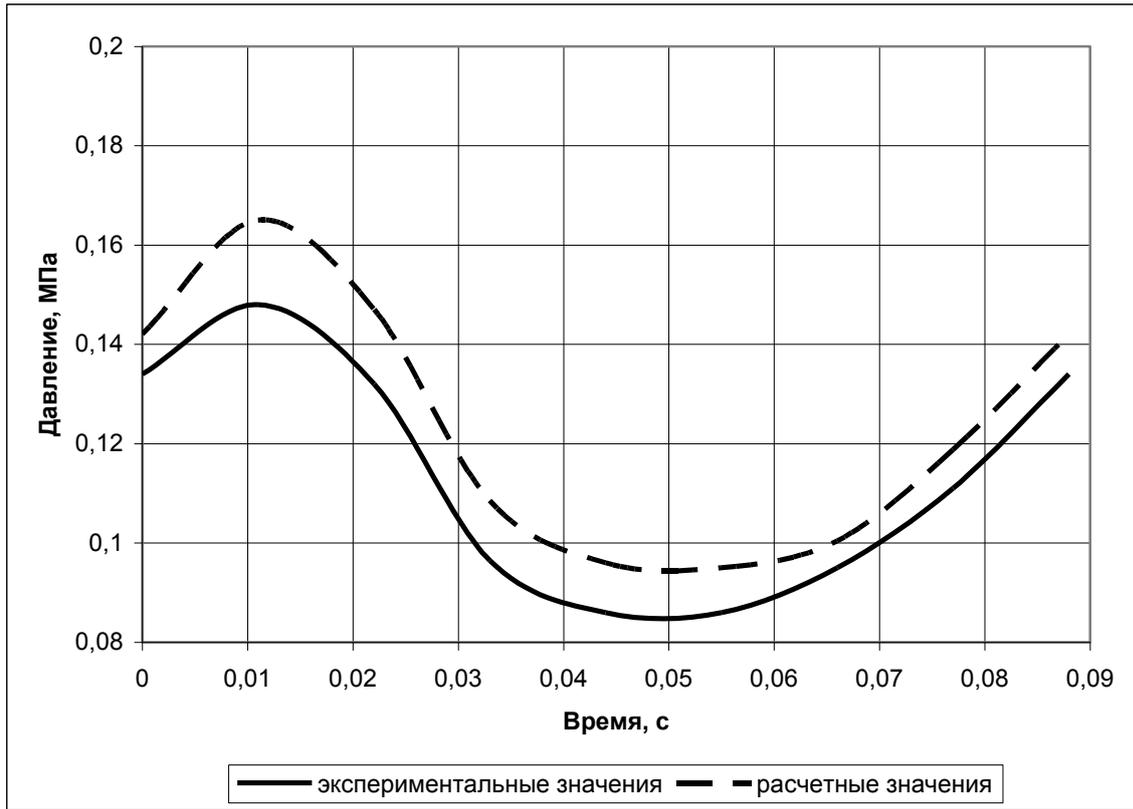


Рис.5. Диаграмма изменения давления рабочего тела

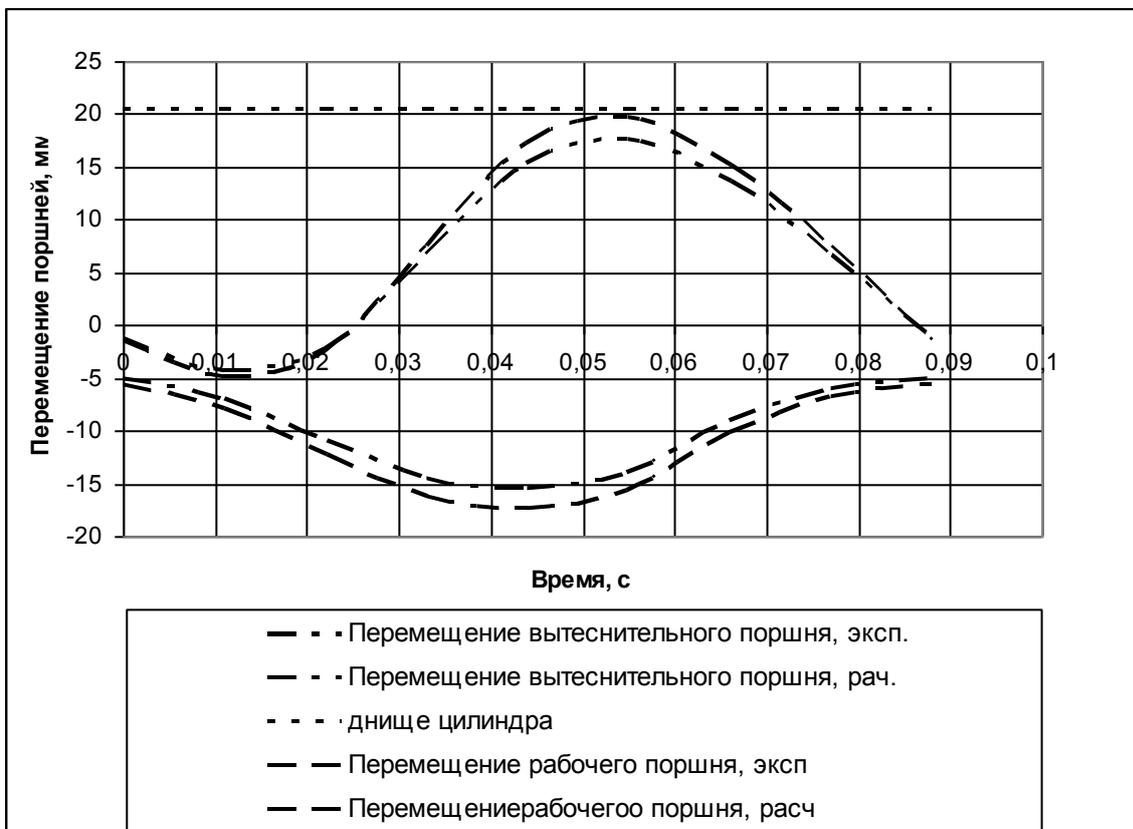


Рис.6. Диаграмма перемещения поршней

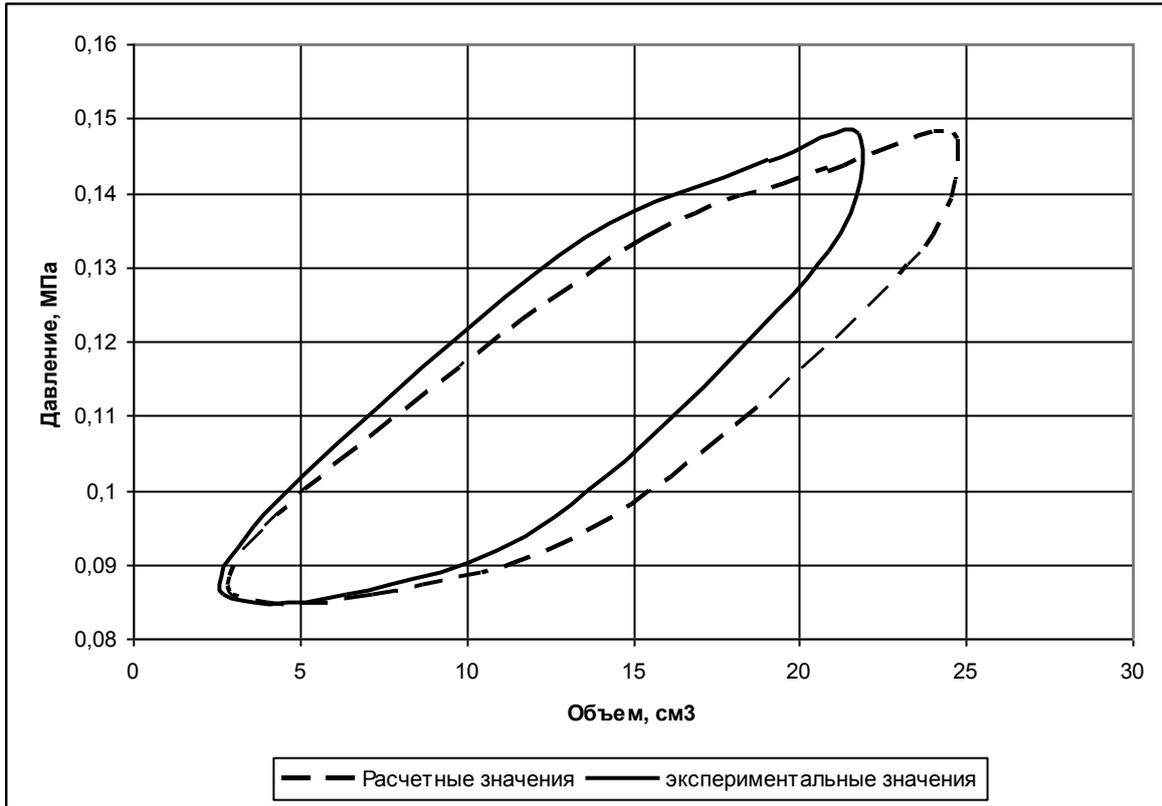


Рис.7. Индикаторная диаграмма в горячей полости ТМГ

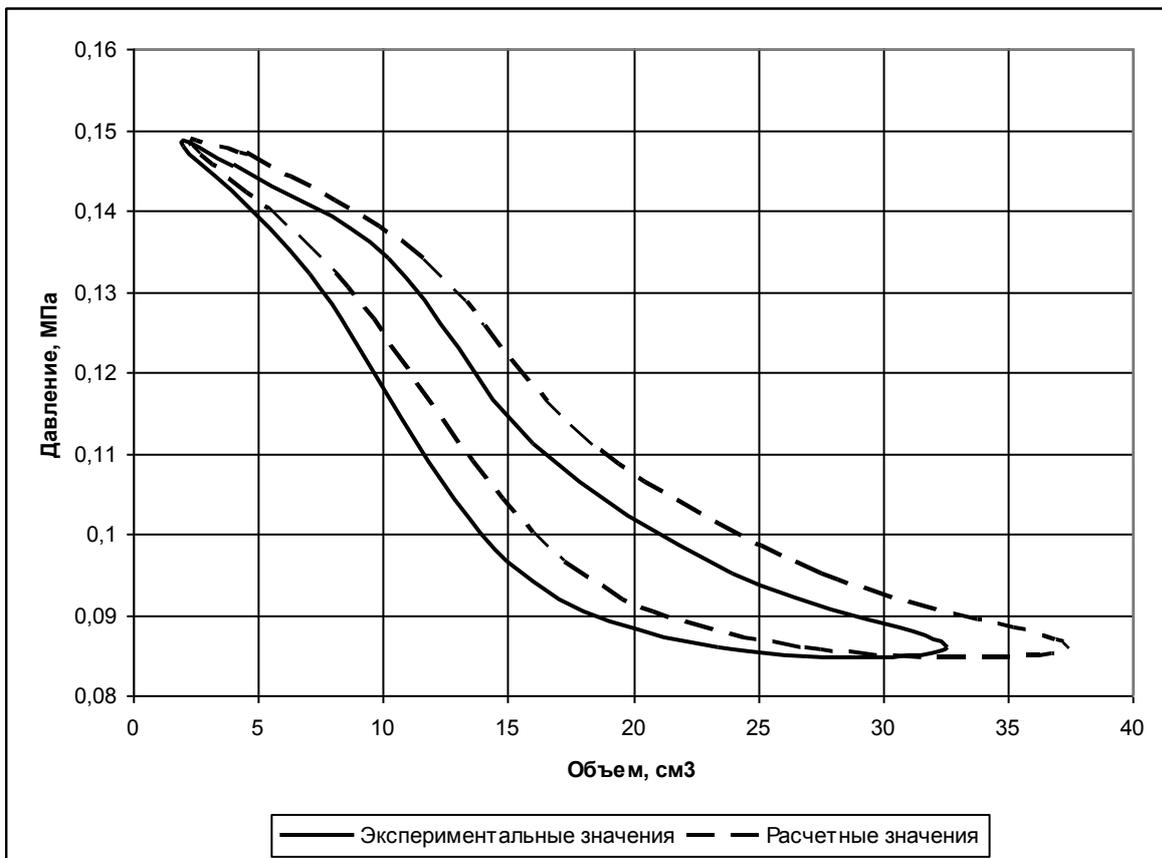


Рис.8. Индикаторная диаграмма в холодной полости ТМГ

математических моделей, описывающих процессы в подобных устройствах и свидетельствует о хорошей адекватности математической модели протекающим во внутреннем контуре процессам.

Следует отметить, что при работе двигателя среднее положение поршней ниже по сравнению с расчетными данными. Это приводит к увеличению «мертвого» объема в горячей и холодной полостях и, соответственно, к уменьшению индикаторной работы двигателя за счет увеличения работы сжатия.

С ростом расчетных значений амплитуд колебаний поршней происходит уменьшение расчетного значения частоты колебаний и на рассматриваемом режиме работы она составляет 12,4 Гц.

Несмотря на то, что площадь расчетной индикаторной диаграммы холодной полости значительно превосходит площадь экспериментальной диаграммы, расчетное значение индикаторной работы на всех просчитанных режимах больше экспериментальных данных на 15%, точность расчета для данного типа устройств вполне удовлетворительная.

Характер зависимости величины индикаторной мощности двигателя и индикаторного КПД от температуры в полости расширения приведены на рис.9.

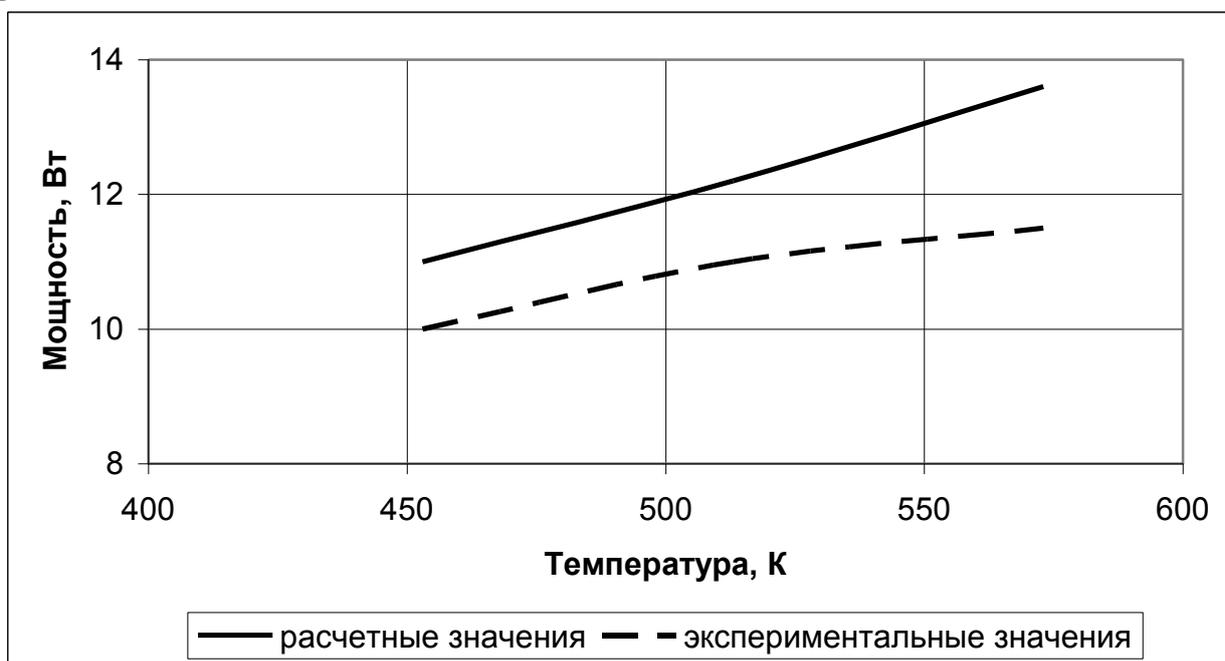


Рис. 9. Зависимость индикаторной мощности от температуры в полости расширения.

Расчетные данные по форме совпадают с экспериментальными данными. Как видно из рисунка, расчетное значение индикаторной мощности пропорционально средней температуре в зоне полости расширения. С увеличением температуры разность расчетных и экспериментальных данных

также возрастает, что, возможно, связано с ростом абсолютных значений неучтенных потерь.

## **ВЫВОДЫ**

Проведенное расчетно-экспериментальное исследование рабочего процесса термомеханического генератора позволяет сделать следующие выводы:

1. Проведенный анализ возможных областей применения термомеханического генератора позволил выявить области их применения. К наиболее эффективным из них можно отнести тепло- и водоснабжение на возобновляемых источниках энергии, а также работу в составе миниэлектростанции.

2. Разработан комплексный метод теплового и конструктивного расчета термомеханического генератора, основанный на использовании разработанных моделей первого и третьего уровней.

3. Спроектирован и построен комплекс контрольно-измерительной аппаратуры для исследования параметров рабочего процесса, позволяющий исследовать влияние рабочих и конструктивных параметров установки на выходные показатели.

4. Проведенные испытания на экспериментальном образце термомеханического генератора подтвердили адекватность разработанного метода теплового и конструктивного расчета. Наибольшее отклонение расчетных и экспериментальных данных составило не более 15 % по давлению и объемам.

5. Расчетно-экспериментальные исследования показали, что цикловая работа исследованной конструкции ТМГ меньше, чем у приводных двигателей Стирлинга с аналогичными параметрами рабочего процесса, так как в термомеханическом генераторе не достигаются оптимальные значения фазового угла  $\beta$  между кривыми перемещения поршней и отношение максимальных объемов, описываемых рабочим поршнем и вытеснителем.

6. На базе созданного комплексного метода расчета термомеханического генератора проведено расчетное исследование взаимовлияния рабочих и конструктивных параметров, что позволило определить оптимальные размеры и выходные параметры двигателя, диаметры и амплитуды рабочего и вытеснительного поршней, жесткость пружин и рабочая частота ТМГ.

## **ОСНОВНЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

1. Веревкин М.Г. Метод комплексного теплового и конструкторского расчета термомеханического генератора // Известия ВУЗов. Машиностроение -2004. -№10. -С.33-37.

2. Веревкин М.Г. Экспериментальное исследование рабочего процесса термомеханического генератора // Актуальные проблемы современной науки -2003.-№6. -С.121-125.