

УДК 621.432

РОТОРНО-ЛОПАСТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**¹Староверов В.В., ²Староверова Л.В.**¹Филиал Московского энергетического института (технического университета), Волжский;²Волжский политехнический институт, филиал Волгоградского государственного технического университета, Волжский, e-mail: lida191147@yandex.ru

Разработана методика теплового расчета тепловых двигателей внутреннего сгорания на основе теории нестационарных термодинамических процессов, приводятся примеры реализации.

Ключевые слова: эффективные двигатели, рабочий процесс, математическая модель

ROTARY-VANE INTERNAL COMBUSTION ENGINE**¹Staroverov V.V., ²Staroverova L.V.**¹The Branch of the Moscow Energy Institute (the Technical University), Volzhskiy;²Volzhskiy Polytechnical Institute (branch) of the Volgograd State Technical University, Volzhskiy, e-mail: lida191147@yandex.ru

Developed methods of thermal calculation of heat of internal combustion engines on the basis of the theory is not stationary thermodynamic processes, gives examples of implementation.

Keywords: efficient engines, the working process, mathematical model

Существующие методы проектирования двигателей внутреннего сгорания, основанные на классической теории транспортных двигателей, базирующейся на термодинамике равновесных стационарных процессов, не позволяют в настоящее время создавать высокоэффективные двигатели без длительного процесса их доводки в экспериментальных отделах предприятий и институтов. Наиболее рациональными путями повышения топливной экономичности двигателей внутреннего сгорания являются те, которые позволяют перераспределить основные составляющие теплового баланса в направлении сокращения потерь теплоты в систему охлаждения и с отработавшими газами. Для реализации этой концепции необходимо выявить факторы, которые определяют соотношение составляющих теплового баланса, поскольку традиционные методы воздействия на известные факторы уже не дают ощутимых результатов, а существующий уровень эффективности преобразования энергии теплосиловыми установками существенно ниже принципиально возможного. Это позволяет сделать заключение о том, что не все возможные резервы еще использованы и требуется совершенствование теоретических представлений о процессах, происходящих в тепловых двигателях. Для выявления определяющих факторов и наиболее эффективных направлений их изменения проанализируем известное соотношение, по которому вычисляется значение эффективного КПД:

$$\eta_e = \eta_t \eta_g \eta_m, \quad (1)$$

где η_e – эффективный КПД двигателя; η_t – термический КПД; η_g – относительный КПД; η_m – механический КПД.

Количество теплоты, уходящее с отработавшими в цилиндре двигателя газами, определяет величину термодинамического КПД (η_t), который зависит, главным образом, от степени сжатия или, точнее, от степени расширения рабочего тела после сообщения ему теплоты, преимущественно в результате сжигания топлива. Увеличение этого показателя может быть осуществлено за счет повышения температуры и давления рабочего тела в начале расширения или снижения параметров конца расширения. Анализ этих зависимостей показывает целесообразность снижения параметров конца расширения, что осуществимо в роторно-лопастных двигателях. Для решения этой проблемы необходимо выяснить, чем определяется доля энергии рабочего тела, пошедшая на совершение работы в процессе расширения газов в цилиндре двигателя, и от чего зависит доля энергии рабочего тела, отводимая в форме теплоты в систему охлаждения. Если рассмотреть в этом плане предельные случаи, то можно установить некоторые из факторов, которые оказывают влияние на характер этого перераспределения энергии в процессе расширения. Например, при отсутствии перемещения поршня в цилиндре двигателя и достаточно хорошей герметизации полости будет иметь место изохорный процесс. В этом случае внутренняя энергия рабочего тела имеет возможность изменяться только в результате энергообмена с окружающей средой в форме теплоты. После сжигания горячего в камере сгорания температура продуктов сгорания рано или поздно станет равной температуре окружающей среды, сколь бы совершенной не была теплоизоляция сте-

нок камеры. При перемещении поршня часть энергии превращается в работу, а некоторая её часть, так же как и при неподвижном поршне, передается через стенки в окружающую среду в форме теплоты. По мере увеличения скорости расширения доля энергии, превращающаяся в работу, увеличивается, а отдаваемая в форме теплоты – уменьшается. Это положение наглядно иллюстрируется характером изменения относительного КПД на скоростной характеристике. Как известно, с увеличением частоты вращения двигателя интенсивность теплообмена уменьшается. Следовательно, можно предположить, что при некоторой скорости расширения доля энергии рабочего тела, отводимая в форме теплоты, станет существенно меньше доли энергии, превращенной в работу. Такой случай и можно классифицировать как адиабатное расширение. Существует один признак, который позволяет судить о приближении физического явления к адиабатным условиям. Таким признаком служит быстротечность процесса. Принято считать, что приблизиться к адиабатному процессу можно, если проводить его очень быстро, то есть в промежутки времени, в которые теплота не успевала бы подводиться к газу или отводиться в окружающую среду [2]. Одновременно в качестве наиболее простого примера обратимого адиабатического процесса приводится расширение (или сжатие) газа, находящегося в теплоизолированном цилиндре, при медленном перемещении нагруженного поршня [1]. Использование понятий «быстро» и «медленно» в приведенных примерах не может быть признано корректным, поскольку авторы этих заявлений не приводят никаких количественных оценок изменения параметров состояния термодинамической системы во времени. Следует отметить, что время, как фактор, отсутствует в аналитических зависимостях математического аппарата термодинамики равновесных процессов, на основе которого построена классическая теория тепловых двигателей. Это создает существенные трудности при разработке новых тепловых двигателей. Теперь попытаемся выяснить, почему двигатель фирмы Cummins [6-7] имеет хорошие показатели, а аналогичный дизель, исследовавшийся в работе Иванченко Н.Н., [3] оказался неработоспособным при высоких частотах вращения. Здесь необходимо ввести критерий быстроты протекания термодинамических процессов. В качестве такого критерия предлагается использовать закономерность изменения объема термодинамической системы во времени, которая получена на основе соотношений,

приведенных в работе Седова Л.И. [4–5]. Согласно этим соотношениям, плотность свободно расширяющегося газообразного вещества обратно пропорциональна квадрату времени, следовательно, объем термодинамической системы пропорционален квадрату времени [8].

$$V = G_0 t^2 / 2. \quad (2)$$

Коэффициент пропорциональности (G_0) по смыслу является термодинамическим ускорением, имеет размерность $\text{м}^3/\text{с}^2$ и определяется как вторая производная от объема системы по времени. Введение термодинамического ускорения как новой термодинамической функции открывает широкие возможности для анализа процессов изменения состояния газообразных веществ, позволяя рассматривать их во времени. В этом случае время становится параметром состояния термодинамической системы. Таким образом, предлагается принципиально новый подход к анализу рабочего процесса тепловых двигателей, основанный на сопоставлении скорости расширения рабочего тела в реальном двигателе со скоростью свободного расширения, которая определяется закономерностью изменения объема термодинамической системы во времени, полученной путем введения новой функции состояния – термодинамического ускорения.

Использование систем машинного проектирования устройств для сжигания горючих, в том числе двигателей внутреннего сгорания, является одним из перспективных направлений совершенствования энергетики, в особенности транспортной. До настоящего времени в процессе разработки новых моделей и доводки существующих двигателей основным методом является экспериментальный, так как аналитическое описание такой многофакторной и многоэкстремальной системы, которой является двигатель внутреннего сгорания, представляет собой чрезвычайно сложную задачу. В качестве одной из основных трудностей при решении этой задачи можно выделить уравнение, описывающее закон тепловыделения в процессе сгорания топлива. Характер изменения термодинамического ускорения в цикле двигателей внутреннего сгорания легко поддается аналитическому описанию, что позволяет получить математическую модель рабочего процесса, адекватно описывающую экспериментальные зависимости, полученные на различных двигателях в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов.

Проверка на адекватность математической модели производилась путем расчета характеристик существующих двигателей

и сопоставления их с экспериментальными. У карбюраторного двигателя отклонения расчетных и экспериментальных значений не превышают различий, обусловленных цикловой нестабильностью. У дизельного двигателя различия находятся в пределах точности измерений, проводившихся с помощью анализатора AVL в конструктор-

ском бюро рабочих процессов Волгоградского моторного завода. Таким образом, убедившись в адекватности полученной математической модели рабочего процесса, можно выполнить расчет двигателя, не имеющего реального прототипа.

На рис. 1 приведен пример расчетной индикаторной диаграммы двигателя.

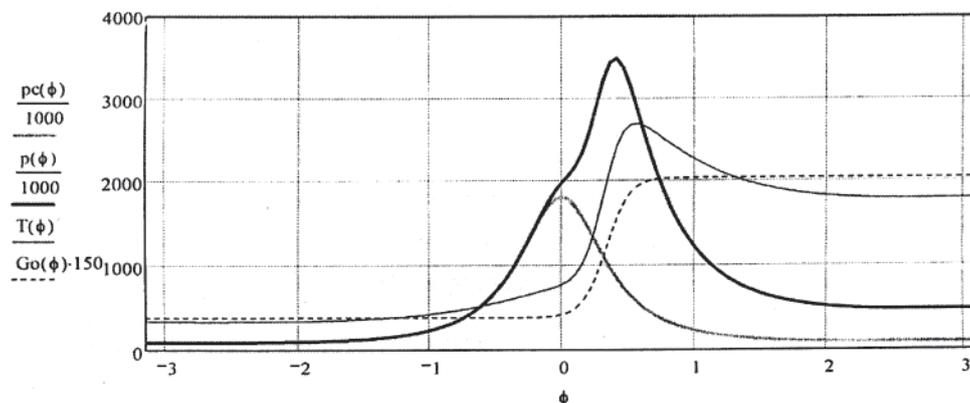


Рис. 1. Расчетная индикаторная диаграмма двигателя:
 φ – угол поворота вала [град]; $p_c(\varphi)$ – давление в цилиндре при отсутствии сгорания [кПа];
 $p(\varphi)$ – давление в цилиндре при сгорании [кПа]; $T(\varphi)$ – температура в цилиндре при сгорании [K]; $G_0(\varphi)$ – термодинамическое ускорение [m^3/c^2]

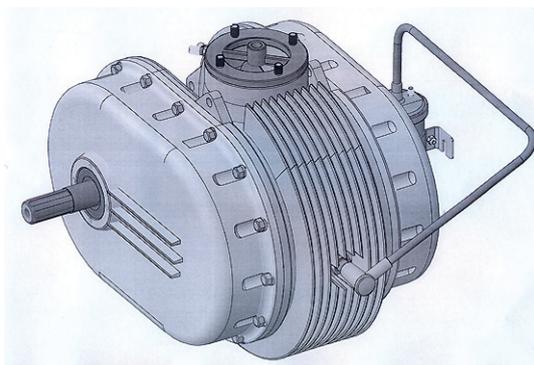


Рис. 2. Роторно-лопастный двигатель

Разработанная теория рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, базирующаяся на методах термодинамики нестационарных процессов, позволяет осуществлять расчет индикаторных показателей и производить построение скоростных, нагрузочных и регулировочных характеристик практически всех существующих и еще не существующих в природе поршневых и роторно-поршневых двигателей внутреннего сгорания, в том числе роторно-лопастных. Конструктивная проработка роторно-лопастного двигателя позволила выявить ряд охраноспособных решений, ко-

торые оформлены в виде заявки на предпологаемое изобретение, по которой получен патент [9]. На рис. 2. представлен общий вид одного из вариантов такого двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1968. – 496 с.
2. Жуковский В.С. Термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 303 с.
3. Иванченко Н.Н. и др. О некоторых проблемах создания высокооборотных маломощных двигателей, в кн. Двигатели внутреннего сгорания. – М., Л.: Машиностроение, 1965. – С. 15–22.
4. Седов Л.И. О динамическом взрыве равновесия: доклады АН СССР. – 1957. – Т. 112, № 2. – Гидромеханика, С. 211–212.
5. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1987.
6. The ceramic adiabatic engine is dela-ceramic in engine construction are very much alive. «Intereram». – 1988. – № 4. – 33 p.
7. Cummins / TACOM Adiabatic Engine. Kamo R., Bryzik W. «SAE Techn. Pap. Ser». – 1984. – № 840. – 428 p. P. 21. – 34.
8. Староверов В.В. Взаимосвязь скорости расширения с показателями рабочего процесса двигателя. Деп. в ЦНИИ-ТЭИтяжмаш. 04.09.89. № 455-тм 89.
9. Староверов А.В., Староверов В.В. Роторный двигатель: патент РФ № 2063526, 10.06.96 Г. БИ № 19. 1996 г. Заявка 94006058/06.