

иска наилучших параметров топливоподачи с применением описанной в данной работе методики.

### Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. Учебно-практическое пособие. / Л.В. Грехов – М.: Легион-Автодата, 2003. – 176 с.  
2. Кузин В.Е. Электронная аппаратура для регулирования двойного впрыска топлива / В.Е. Кузин, Ф.И. Пинский, Б.Н. Сулиз // НИИИИИФОРМТЯЖМАШ. Реферативный сборник ДВС. – № 4-75-8. – 1975. – с. 17 – 21.  
3. Пинский Ф.И. Исследования возможностей снижения динамики цикла дизеля применением электрогидравлической системы топливоподачи / Ф.И. Пинский, М.Г. Крупский // НИИИИИФОРМТЯЖМАШ. Реферативный сборник ДВС. – № 4-75-8. – 1975. – с. 22 – 23.  
4. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого // За рулем. – 2004. – 480 с.  
5. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеха-

нических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.  
6. Врублевский А.Н. Многокритериальный синтез топливной системы с электронным управлением впрыскивания / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания: – 2008. – №1. – С. 91 – 98.  
7. Грицюк А.В. Результаты безмоторных испытаний дизельной электрогидравлической форсунки / А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 91 – 97.  
8. Марченко А.П. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д. В. Меишков // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. — 2006. – С. 119-122.  
9. Прохоренко А.А. Влияние двухстадийного сгорания на индикаторные показатели автотракторного дизеля / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 63 – 69.

УДК 621.43

**В.С. Кукис, д-р техн. наук, В.А. Романов, канд. техн. наук, А.И. Рыбалко, инж., Ю.А. Постол, канд. техн. наук**

## **О ВОЗМОЖНОЙ АППРОКСИМАЦИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА**

### **Введение**

При исследовании теплоэнергетических силовых установок, работающих по замкнутому (или условно замкнутому) циклу, широко используется представление протекающих в установке физических явлений определенной совокупностью термодинамических процессов – термодинамической моделью. Для описания энергетических явлений, совершающихся во внутреннем контуре (ВК) двигателя Стирлинга (ДС), предложен ряд термодинамических моделей.

Рассмотрение известных моделей термодинамических циклов показывает, что они либо существенно неадекватны процессам, реально происходящим в ВК, либо носят абстрактный характер, что не позволяет использовать их для анализа в каких-либо конкретных условиях организации цикла.

### **Предлагаемая термодинамическая модель процессов, протекающих во внутреннем контуре двигателя Стирлинга**

Реальные индикаторные диаграммы, получаемые при испытаниях ДС, имеют «внешние» и «внутренние» отличия от предложенных термодинамических моделей по двум причинам. «Внешнее» отличие проявляется в том, что вся совокупность процессов на диаграмме представляется кри-

вой линией, образующей замкнутый контур эллипсообразной формы. Причиной этого является непрерывное и плавное перемещение рабочего поршня, обуславливающее непрерывное и плавное изменение объема газа. Существуют и глубокие «внутренние» (скрытые внешние) отличия известных моделей цикла от реальных процессов. Прежде всего, при построении каждой из них предполагалось, что отдельные процессы совершаются последовательно всей массой рабочего тела, которая в различные моменты реализации цикла находится то в одной, то в другой, то в третьей и т.д. полостях ВК. При осуществлении действительного цикла эта масса каким-то образом распределена по всему контуру. Часть рабочего тела всегда находится в горячей полости, часть - в холодной, часть - в нагревателе, часть - в регенераторе, часть - в охладителе. Распределение газа между этими элементами осуществляется вытеснителем и, в связи с безостановочным движением последнего, непрерывно меняется. Кроме того, при построении моделей допускалось, что каждый из основных четырех процессов цикла протекает в соответствующей полости, имеющей свое специфическое назначение. Результаты экспериментальных исследований показывают, что это не так. Индикаторные диаграммы и

графики температуры, отражающие состояние рабочего тела в горячей и холодной полостях двигателя, свидетельствуют о том, что характер изменения давления и температуры газа в каждый момент времени весьма близок как в той, так и в другой полостях. При этом качественно поведение параметров рабочего тела в любой точке ВК практически соответствует тем изменениям, которые происходят в рассматриваемый момент с основной массой газа. Существует лишь определенная разница максимальных и минимальных величин указанных параметров, а также некоторый сдвиг по углу поворота коленчатого вала, при котором достигаются эти экстремальные значения.

Отмеченная разница температур в различных полостях ДС в каждый момент времени при определении состояния газа ВК может быть скорректирована введением эквивалентной температуры [1]. В результате появляется возможность построения индикаторной диаграммы с некоторыми усредненными по ВК параметрами, считая состояния газа квазиравновесными.

Максимальное приближение к реальной диаграмме может быть достигнуто ее аппроксимацией весьма большим количеством политроп. Однако при таком решении задачи неизбежно возникнут трудности, обусловленные, с одной стороны, громоздкими расчетами параметров цикла, составленного из большого количества процессов, с другой - неопределенностью выбора точек, служащих границами каждого из этих процессов. Поэтому решение задачи достаточно корректной аппроксимации реальной диаграммы должно сводиться к ее описанию логически оправданным количеством политроп с четким обоснованием границ каждой из них.

Анализ рабочего процесса в ВК ДС с учетом кинематики механизма привода поршня и вытеснителя позволяет разделить линию индикаторной диаграммы на участки, соответствующие каждому из четырех основных этапов рабочего цикла (регенеративным нагреву и охлаждению, подводу теплоты извне и ее отводу вовне).

Поскольку в реальном двигателе процессы регенерации совершаются не при неподвижном поршне, то, очевидно, что регенеративный нагрев, например, начинается до прихода рабочего поршня в ВМТ (т.е. сопровождается сжатием рабочего тела) и заканчивается после ее прохождения (т.е. в условиях расширения рабочего тела). Аналогично процесс регенеративного охлаждения начинается

при продолжающемся расширении рабочего тела (до прихода поршня в НМТ) и заканчивается в условиях сжатия (после прохождения им НМТ). Учитывая, что для осуществления этих процессов необходимо проталкивание рабочего тела вытеснителем через регенератор, логично считать, что регенеративный теплообмен происходит в то время, когда абсолютная скорость перемещения вытеснителя больше, чем у поршня. Соответственно процессы внешнего теплообмена происходят в периоды, когда скорость рабочего поршня по абсолютной величине превышает скорость перемещения вытеснителя.

Таким образом, равенство  $\left| \frac{dS_{\text{раб.т.}}}{d\alpha} \right| = \left| \frac{dS_{\text{выт.}}}{d\alpha} \right|$  яв-

ляется условием перехода от одного из четырех основных процессов цикла в ВК к другому.

На рис. 1 показаны графики перемещений и скоростей движения рабочего поршня и вытеснителя для одноцилиндрового ДС вытеснительного типа со следующими конструктивными особенностями: радиус кривошипа - 14 мм; длина шатуна - 40 мм; дезаксиал - 15 мм; сдвиг фаз -  $51^{\circ}20'$ .

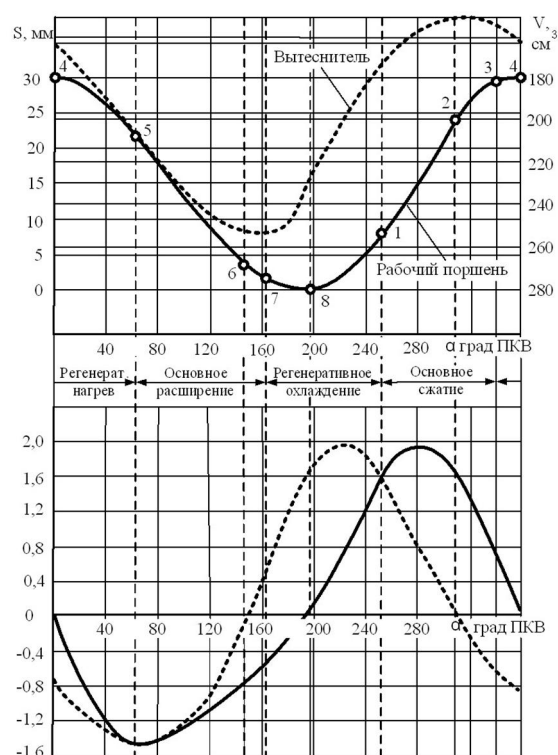


Рис. 1. Графики перемещения и скорости движения рабочего поршня и вытеснителя двигателя Стирлинга ДС 6,5/3,0

Как видно из рисунка, абсолютная величина

скорости движения вытеснителя становится больше, чем у рабочего поршня за 16 град. до прихода последнего в свою ВМТ (т. 3) и вновь сравнивается с ней через 63 град. после ВМТ (т. 5). Следовательно, процесс регенеративного нагрева рабочего тела (участок диаграммы 3-4-5) длится 79 град ПКВ. Затем абсолютная величина скорости поршня становится больше, чем у вытеснителя - начинается процесс расширения с подводом теплоты к рабочему телу извне. Заканчивается он в т. 7 при угле поворота кривошипа 164 град от положения, соответствующего ВМТ поршня. Именно здесь скорость движения вытеснителя сравнивается со скоростью перемещения рабочего поршня. С этого момента начинается процесс регенеративного охлаждения, который длится 91 град ПКВ (до т. 1). После т. 1 поршень движется быстрее вытеснителя, происходит сжатие рабочего тела, сопровождающееся отводом от него теплоты вовне. Заканчивается этот процесс за 16 град до ВМТ, после чего цикл повторяется.

На рис. 2 показано расположение точек 1, 3, 5 и 7 на индикаторной диаграмме при работе экспериментального двигателя ( $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ). Из рисунка хорошо видно, что процессы регенеративного теплообмена на диаграмме отображаются как минимум двумя политропами каждый.

Одна политропа характеризует поведение рабочего тела до прихода поршня в НМТ или ВМТ, а вторая - после прохождения этих точек. Нетрудно заметить также, что и каждый из процессов внешнего теплообмена можно разделить на две политропы. Это связано с тем, что при сжатии рабочего тела поршнем вытеснитель движется вначале к своей ВМТ (т. 2), а затем от нее. В ходе расширения вытеснитель до т. 6 перемещается к своей НМТ, а затем от нее.

Таким образом, анализ процессов, совершающихся в ВК ДС с учетом кинематики рабочего поршня и вытеснителя, позволяет разделить линию индикаторной диаграммы на восемь участков.

Первая фаза основного сжатия (участок 1-2) совершается при одновременном перемещении в сторону своих ВМТ и рабочего поршня и вытеснителя. В этот период времени скорость поршня выше, чем вытеснителя, что обуславливает сжатие газа, большая часть которого уже находится в холодной полости и еще продолжает в нее поступать. Вторая фаза основного сжатия (линия 2-3) совершается в условиях продолжающегося движения

рабочего поршня к НМТ. Сжатие газа теперь происходит в условиях его переталкивания из холодной полости в горячую. Когда скорость перемещения вытеснителя сравнивается со скоростью поршня, основное сжатие заканчивается.

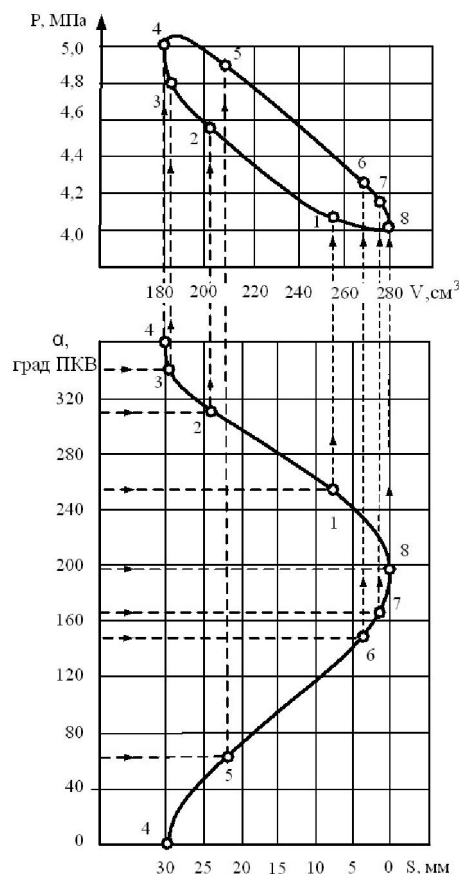


Рис. 2. Разделение индикаторной диаграммы на участки

Заключительное сжатие (линия 3-4) отображает начальную стадию регенеративного нагрева рабочего тела; предварительное расширение (линия 4-5) - завершающую стадию этого нагрева.

Первая фаза основного расширения (линия 5-6) протекает при одновременном перемещении в сторону своих НМТ и поршня и вытеснителя. Скорость перемещения первого больше, основная масса рабочего тела находится в горячей полости и продолжает увеличиваться за счет поступления его из холодной до прихода вытеснителя в свою НМТ (т. 6). Вторая фаза основного расширения (линия 6-7) совершается в условиях продолжающегося движения поршня к своей НМТ. Вытеснитель же в это время начинает перемещаться к ВМТ и перегонять нагревающийся газ из горячей полости в холодную.

Линия 7-8 отображает на диаграмме первую стадию регенеративного охлаждения, которая со-

вершается в условиях заключительного расширения газа. Предварительное сжатие (линия 8-1) соответствует завершающей стадии регенеративного охлаждения.

Каждый из восьми перечисленных участков индикаторной диаграммы может быть аппроксимирован соответствующим политропным процессом.

При этом следует подчеркнуть, что замена реальной диаграммы совокупностью политроп не несет в себе никаких элементов идеализации. При аппроксимации возникает лишь некоторое несовпадение действительной линии индикаторной диаграммы на каком-то ее участке с выбранной политропой. Однако, как показали наши исследования, несовпадение это может быть сведено к минимуму путем тщательного подбора показателей аппроксимирующих политроп.

Рис. 3 иллюстрирует замену восьми политропными процессами индикаторной диаграммы, полученной при работе экспериментального ДС с размерностью 6,5/3,0 на скоростном режиме  $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ .

#### Оценка адекватности предложенной модели

Для получения представления о степени адекватности различных термодинамических моделей экспериментальным данным и оценки их применимости в инженерной деятельности сравним значения индикаторного КПД, полученные при аппроксимации ими реальной индикаторной диаграммы, приведенной в работе [2]. Диаграмма получена на режиме: частота вращения валов двигателя -  $84 \text{ с}^{-1}$ ; температура стенки горячей полости -  $873 \text{ К}$ ; температура стенки холодной полости -  $292 \text{ К}$ ; среднее давление цикла -  $5 \text{ МПа}$ ; КПД регенератора -  $0,81$ .

Результаты вычислений приведены в табл. 1, третий столбец которой содержит отклонения  $\eta_i$  от значения  $\eta_i$ , полученного в эксперименте, %.

Анализ материалов таблицы свидетельствует о том, что лучшие результаты присущи моделям, у которых не регламентирован характер составляющих цикл процессов. В этих случаях удается обеспечить достаточно адекватную замену линии реальной индикаторной диаграммы совокупностью политропных процессов. Как и следовало ожидать, увеличение количества участков диаграммы, аппроксимируемых политропами, повышает точность замены оригинала моделью. Так, уточненная термодинамическая модель (состоящая из восьми по-

литроп) дала ошибку 2 %. Использование шести-политропной модели увеличило ошибку до 3,3 %. Большая ошибка характерна для цикла Треска, в которой внешний теплообмен предполагается протекающим изотермично, но процессы регенерации, включающие по два «жестко» регламентированных участка - изохорный и изобарный - все-таки ближе к реальной диаграмме, чем один изохорный. Характерной особенностью аппроксимации экспериментальной диаграммы рассмотренными выше циклами является меньшее значение  $\eta_i$ , чем в действительности. Это объясняется тем, что цикловая работа во всех случаях одинакова, а количество подведенной теплоты при замене плавной кривой диаграммы ломаными линиями несколько увеличивается, что и приводит к соответствующему уменьшению КПД. Близок по ошибке к рассмотренным моделям и цикл Стирлинга. Но предполагаемая в нем полная регенерация уменьшает потребность в количестве подводимой извне теплоты (при той же полезной работе), что, естественно, сказывается на КПД. Он увеличивается, и расчетное значение  $\eta_i$  становится выше фактического. Особое место в ряду термодинамических моделей занимают циклы, включающие адиабатные процессы. Они меньше всего пригодны для аппроксимации реальной диаграммы. Это связано с тем, что в таких циклах полностью (псевдоцикл Стирлинга, регенеративный цикл Отто) или почти полностью (цикл Рейллиса) исключается внешний теплообмен в процессах сжатия и расширения, что совершенно не соответствует действительности. Лучшим в этой группе моделей является цикл Рейллиса, составленный из шести участков.

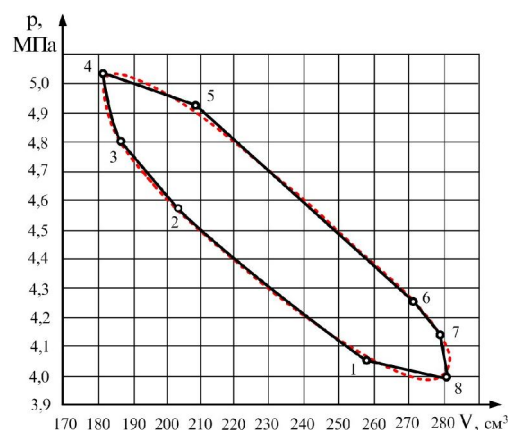


Рис. 3. Индикаторная диаграмма двигателя Стирлинга ДС 6,5/3,0 при  $n=1000 \text{ мин}^{-1}$  (пунктирная линия), и ее аппроксимация восемью политропными процессами

Таблица 1. Значения индикаторного КПД при различных вариантах аппроксимации индикаторной диаграммы

Модель цикла	$\eta_i$ , %	Погрешность, %
Результаты испытаний	30,2	–
Цикл Стирлинга	32,8	+8,6
Цикл Стирлинга с учетом неполноты регенерации	25,9	–14,6
Регенеративный цикл Отто [3]	49,8	+64,6
Цикл с изохорной регенерацией и политропными процессами внешнего теплообмена [4]	28,7	–5,0
Псевдоцикл Стирлина [5]	49,8	+64,6
Цикл Треска [5]	26,3	–12,9
Цикл Рейллиса [5]	45,2	+49,7
Обобщенный цикл [6]	29,2	–3,3
Уточненная модель цикла	29,6	–2,0

#### Заключение

Как следует из материалов статьи, предложенная термодинамическая модель (состоящая из

восьми политроп) позволяет с наименьшей ошибкой отражать энергетические явления, протекающие во внутреннем контуре двигателя Стирлинга, и открывает возможность использования для исследования реальной энергетической картины процессов современного мощного термодинамического аппарата.

#### Список литературы:

1. Двигатели Стирлинга / В.Н. Даниличев [и др.]; под ред. М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1977. – 150 с.
2. Бойко С.В. Комплексная оптимизация внутреннего контура двигателя с внешним подводом теплоты по эксергетическим характеристикам его элементов: Дис. ... канд. Техн. Наук. – Л., 1983. – 186 с.
3. Ридер Г. Двигатели Стирлинга / Г. Ридер, Ч. Хупер; пер. с англ. С.С. Ченцова, Е.Е. Черейского, В.И. Кабакова. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
4. Бундин А.А. Термодинамический анализ цикла Стирлинга // Машиностроение (Изв. высш. учеб. заведений). – 1969. – № 12. – С. 106–109.
5. Rallis C. Optimum compression ratios of Stirling cycle machines / C. Rallis, I. Urielli // Univ. of Witwatersrand Dept. of mechanical Engineering, Report № 68 - 1976. – June. – P. 17–22.
6. Евенко В.И. Обобщенный термодинамический цикл двигателя Стирлинга / В.И. Евенко // Двигателестроение. - 1979. – № 1. – С. 15–17.

УДК 621.43.013

**В.А. Корогодский, канд. техн. наук, А.О. Хандримайлов, канд. техн. наук, Є.С. Грайворонський, асп.**

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАСО – І ТЕПЛОБМІНУ У ПАЛИВНОМУ СТРУМЕНІ З ПЕРИФЕРІЙНИМ РОЗПОДІЛЕННЯМ ПАЛИВА

**Актуальність проблеми.** Підвищення паливної економічності та зниження кількості викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами у двигунах з іскровим запалювання (ІЗ) можливо при застосуванні безпосереднього вприскування палива (БВП). Для покращення показників двигуна, ефективності протікання процесів згоряння необхідно удосконалювати процеси сумішоутворення. Тому проведення досліджень процесів масо – і теплообміну в паливному струмені являється актуальною проблемою при організації внутрішнього сумішоутворення.

**Аналіз публікацій.** Заслуговує на увагу модель процесів масо – і теплообміну в паливному струмені на базі теорії аеродинамічного сліду, яку запропонував Петриченко Р.М. [1]. В моделі враховується взаємодія крапель при русі струменя. Але модель для дослідження процесів сумішоутворення використовувалася стосовно дизельних двигунів,

що відрізняється від умов протікання процесів внутрішнього сумішоутворення у двигунах з ІЗ та БВП.

На двигуні з ІЗ та БВП були проведені дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені на основі теорії аеродинамічного сліду при формуванні суцільного фронту в струмені [2]. Але при розробці нового способу організації робочого процесу з БВП [3] застосовується паливний струмінь з периферійним розподіленням палива. Тому необхідно уточнити математичну модель та провести дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені з порожниною усередині.

Паливний конусоподібний струмінь направляется таким чином, щоб міжелектродний проміжок свічки запалювання знаходився усередині конусоподібної порожнини струменя, що дозволяє запобігти шунтуванню міжелектродного проміжку свічки запалювання.