

На правах рукописи



Рыбалко Андрей Иванович

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ В ДВИГАТЕЛЕ СТИРЛИНГА, ПРЕДНАЗНАЧЕННОМ
ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ БРОСОВОЙ ТЕПЛОТЫ**

05.04.02 - Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Барнаул - 2011

Работа выполнена в ОАО «15 центральный автомобильный ремонтный завод»

Научный руководитель:	доктор технических наук, профессор Кукис Владимир Самойлович
Официальные оппоненты:	доктор технических наук, профессор Еникеев Рустэм Далилович; доктор технических наук, профессор Лебедев Борис Олегович
Ведущая организация -	ОАО «НИИ Автотракторной техники», (г. Челябинск)

Защита состоится 03 ноября 2011 г. в 10-00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.004.03 при Алтайском государственном техническом университете им. И.И. Ползунова по адресу: 656038 г. Барнаул, пр. им. В.И. Ленина, 46 (тел/факс (3852) 26 05 16; E-mail: D21200403@mail.ru).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Алтайского государственного технического университета. им. И.И. Ползунова

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан « 28 » сентября 2011 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



А.Е. Свистула

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Реализация многих технологических процессов, работа теплоэнергетических и теплогенерирующих установок связана с выбросом в окружающую среду большого количества энергии в форме теплоты («бросовой» теплоты), что свидетельствует о необходимости искать пути использования этих потерь. Проведенный анализ показал, что среди предлагаемых в настоящее время средств утилизации в указанных целях весьма эффективно использование одного из типов двигателей с внешним подводом теплоты – двигателей Стирлинга (ДС). Весьма важным обстоятельством в этом случае является то, что конструкция ДС существенно упрощается, так как исключается потребность в ряде систем и агрегатов, о чем подробно говорится в первой главе диссертации. Анализ литературы показал, что существующие системы утилизации «бросовой» энергии на базе ДС мало исследованы и, как правило, не доведены до стадии промышленного применения. Поэтому вопросы повышения эффективности теплосиловых, теплогенерирующих установок и технологических процессов за счет утилизации «потерь» энергии, сопровождающих их работу, связаны с решением важной научной проблемы, заключающейся в отсутствии серьезных термодинамических и экспериментальных исследований систем утилизации этих потерь с использованием ДС.

Цель настоящего исследования – исследовать особенности и дать рекомендации по использованию ДС в качестве утилизатора «бросовой» теплоты.

Гипотеза исследования. Исследование особенностей использования ДС в качестве утилизатора «потерь» энергии следует проводить на базе эксергетического метода термодинамического анализа, что позволит исключить ошибки, связанные с игнорированием качественной стороны энергетических превращений.

Для достижения указанной цели на основании выдвинутой гипотезы было необходимо решить следующие **задачи**:

1. Провести анализ процесса передачи теплоты от продуктов сгорания (ПС) к рабочему телу утилизационного ДС с учетом качества передаваемой энергии.
2. Разработать систему показателей для оценки работоспособности энергии потока ПС.
3. Предложить и обосновать корректное термодинамическое описание процессов, протекающих во внутреннем контуре ДС.
4. Провести эксергоэнергетический анализ энергетических превращений во внутреннем контуре ДС.
5. Экспериментально оценить влияние режима работы утилизационного ДС на потоки и потери эксергии в его внутреннем контуре, на конфигурацию и интегральные характеристики совершающегося в нем термодинамического цикла.

Объектом исследования являлись энергетические процессы, протекающие при утилизации «бросовой» теплоты в системе, включающей в себя ДС.

Предметом исследования служили процессы передачи «бросовой» теплоты от ПС к РТ утилизационного двигателя Стирлинга и преобразования в нем этой энергии в работу.

Обоснованность и достоверность результатов исследования подтверждается применением комплекса современных информативных и объективных методов исследования, подбором современной измерительной аппаратуры, систематической ее поверкой и контролем погрешностей, выполнением рекомендаций соответствующих стандартов и руководящих технических материалов на испытания и корректной статистической обработкой экспериментальных данных с использованием ЭВМ. Научные положения и выводы проверены результатами, полученными в ходе экспериментов.

Методы исследования. В работе были использованы теоретические и экспериментальные методы исследования. Теоретические базировались на эксергетическом методе термодинамического анализа и методе многофакторного эксперимента. Экспериментальные исследования были выполнены на опытных образцах ДС, обработка результатов проводилась на персональном компьютере с использованием методов математической статистики.

Научная новизна работы заключается в следующих положениях, выносимых автором на защиту:

1. На основе эксергетического метода термодинамического анализа установлено, что при утилизации «бросовой» теплоты (появляющейся в результате реализации технологических процессов, а также работы теплоэнергетических и теплогенерирующих установок) с помощью ДС увеличение максимальной температуры его рабочего тела (РТ) лишь до определенного значения приводит росту производимой двигателем мощности, превышение этого значения вызывает ее снижение.

2. Предложена уточненная термодинамическая модель процессов, протекающих во внутреннем контуре ДС, позволяющая получить полное представление о количественных и качественных сторонах, происходящих в нем энергетических преобразованиях.

3. Предложена методика оценки потерь различных составляющих эксергии и ее диссипации через перерасход топлива при реализации технологических процессов, работе ДВС или теплогенерирующих установок.

Практическая ценность. Получены уравнения регрессии, описывающие зависимость индикаторных параметров цикла утилизационного ДС, а также показателей политроп, составляющих цикл, от средней скорости перемещения вытеснителя, статического давления РТ во внутреннем контуре (давления заполнения внутреннего контура рабочим телом) и температуры стенки горячей полости.

Представленные в диссертации материалы могут найти применение в научно-исследовательских, проектно-конструкторских организациях и на заводах, занимающихся разработкой и использованием технологических процессов, теплоэнергетических и теплогенерирующих установок, функционирование которых связано с выбросом в окружающую среду большого количества энергии в форме теплоты.

Реализация результатов работы. Материалы диссертационного исследования используются и внедрены в НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ (г. Бронницы) и в военном учебно-научном центре Сухопутных войск «Общевойсковая академия

Вооруженных сил РФ» (филиал г. Омск) при выполнении курсовых и дипломных работ, а также при чтении отдельных разделов лекций по дисциплинам «Двигатели военной автомобильной техники» и «Теплотехника».

Апробация работы. Основные положения диссертации были доложены и одобрены: на Межвузовской научно-технической конференции «Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин» (Челябинск, 2009); XV Международном конгрессе двигателестроителей (Харьков-Рыбачье, 2010); 69-й Международной научно-технической конференции ААИ «Какой автомобиль нужен России?» (Омск, 2010); XXV Международной научно-технической конференции, посвященной 300-летию Царского села, (Санкт-Петербург, 2010); Международной научно-технической конференции ААИ «Приоритеты развития автомобиле- и тракторостроения и подготовки кадров (Москва, 2010); XIV всероссийской научно-методической конференции «Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах» (Санкт-Петербург, 2010); межрегиональной научно-технической конференции «Энергетика предприятий АПК и сельских территорий: состояние, проблемы и пути решения» (Санкт-Петербург, 2011); Международной научно-технической конференции «Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы теории, практики и подготовки кадров» (Челябинск, 2011).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 13 печатных работ, в том числе 7 – в изданиях, рекомендованных ВАК, и приравненных к ним изданиях.

Диссертация содержит 168 страницы машинописного текста, включающего 70 рисунков, 9 таблиц и состоит из введения, четырех глав, заключения и списка основной использованной литературы (138 наименований), а также приложения на 24 с.

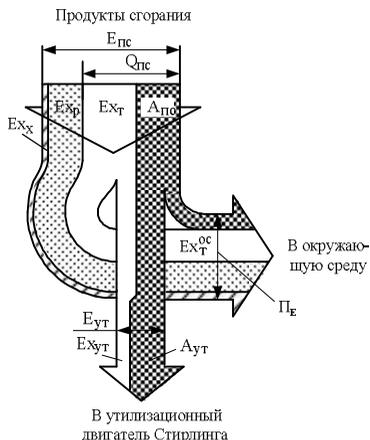
ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** показаны актуальность темы диссертации, цель и задачи исследования, его научная новизна и практическая ценность, конкретизированы объект и предмет исследования, приведены научная новизна, практическая ценность и основные положения работы, выносимые автором на защиту, дана общая характеристика диссертационного исследования.

В **первой главе** проанализированы вопросы возможности и целесообразности использования ДС для утилизации тепловых потерь, сопровождающих технологические процессы, работу теплоэнергетических и теплогенерирующих установок. Показано, что характерной особенностью этих двигателей заключается в том, что в них имеет место длительное воздействие высокой температуры на некоторые узлы и детали. Это приводит к необходимости ограничивать верхний предел рабочей температуры нагревателя 600–650 °С. Указанный температурный уровень весьма точно соответствует температурному диапазону отработавших газов (ОГ) поршневых ДВС, ПС, выбрасываемых в атмосферу из теплогенерирующих установок или при реализации многих технологических процессов. Из этого следует, что ДС могут эффективно работать на их теплоте и «симбиоз» указанных источников «бросовой» теплоты со стирлингом как бы предопределен самой природой. Приводится обзор известных исследований Богданова А.И., Козьминых В.А., Ку-

киса В.С., В.А Льва Ю.Е., Романова В.А., Шуховцева В.В., Hulsing K. и др. в области применения ДС для утилизации тепловых потерь в поршневых ДВС и теплогенерирующих установках, на основании которого сделан вывод об отсутствии серьезных термодинамических и экспериментальных исследований систем утилизации этих потерь с использованием ДС. В заключение главы формулируются цель и задачи диссертационного исследования.

Во *второй главе* рассмотрены термодинамические особенности работы

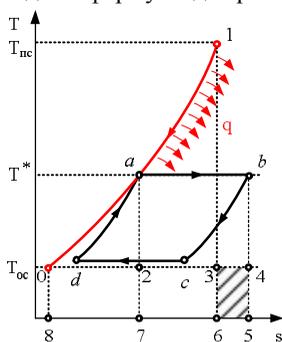


утилизационных ДС. Проанализированы структура энергии потока ПС (рис. 1), передаваемой от него к РТ утилизационного ДС.

Рис. 1. Структура энергии ПС:

$E_{пс}$ – энергия ПС; $Q_{пс}$ – теплота ПС; $E_{хс}$ – химическая эксергия ПС; $E_{хр}$ – механическая эксергия ПС; $E_{хт}$ – термическая эксергия ПС; $A_{пс}$ – аннергия ПС; $E_{хут}$ – эксергия ПС, направляющаяся в утилизационный ДС; $E_{ут}$ – энергия ПС, направляющаяся в утилизационный ДС; $A_{ут}$ – аннергия ПС, направляющаяся в утилизационный ДС; $E_{хт}^{oc}$ – термическая эксергия, выбрасываемая с ПС в окружающую среду; $П_{ε}$ – внешние потери энергии

Приведены формулы для расчета всех составляющих энергии потока ПС.

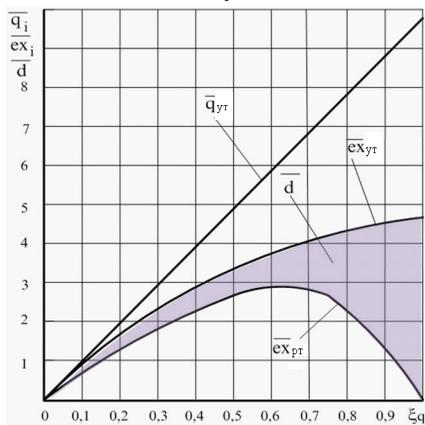


Подробно проанализированы особенности использования энергии, передаваемой в форме теплоты от потока ПС к РТ утилизационного ДС и механизм формирования потерь ее работоспособности. На рис. 2 показан процесс охлаждения ПС и передачи теплоты от них к РТ утилизационного ДС.

Рис. 2. Процесс охлаждения ПС и передачи теплоты от них к РТ утилизационного ДС

Очевидно, что всю теплоту, которая может быть отведена от продуктов сгорания при охлаждении до температуры окружающей среды (ОС) - T_{oc} , соответствующую площади 1-0-8-6, в утилизатор передать нельзя, так как максимальная температура РТ в стирлинге должна быть выше T_{oc} . Если в цикле Стирлинга ($a-b-c-d$) максимальная температура будет T^* , то для утилизации будет передана теплота на участке 1- a , соответствующая площади 1- a -7-6. Количество теплоты, которое будет отведено для последующей утилизации, определится по формуле

$q_{yt} = q_{pc} \cdot \xi_q$, где ξ_q – доля теплоты, отводимой от ПС для последующей утилизации в теряемой ими теплоте. Соответственно уменьшается и термическая составляющая эксергии, которая может быть использована в процессе утилизации. Теперь ее количество (ex_{yt}) эквивалентно площади 2–a–1–3. Допустим, что в идеальном случае вся теплота, отведенная продуктов сгорания в процессе 1–a, подводится к РТ утилизационного ДС. Сказанное, однако, не может относиться к эксергии. Переход теплоты от ПС к РТ стирлинга происходит в условиях конечной разности температур тел, обменивающихся теплотой. Это вызывает диссипацию эксергии (d), которая на рис. 2 эквивалентна площади 6–3–4–5. В результате РТ утилизатора может получить $ex_{рт} = ex_{yt} - d$. На рис. 3 показана зависимость рассматриваемых составляющих энергии потока ПС в безразмерном виде для условий $T_{pc} = 1000$ К; $T_{oc} = 293$ К (масштабом отнесения служило произведение индивидуальной газовой постоянной ПС на температуру ОС). Как видно, количество теплоты, отводимое от ПС, с ростом ξ_q линейно увеличивается. Увеличивается и эксергия, хотя снижение среднетермодинамической температуры процесса теплоотвода обуславливает постепенное ее уменьшение.



Кривая же $\bar{ex}_{рт} = f(\xi_q)$ имеет экстремум, и после достижения максимума (при $\xi_q \approx 0,6$) количество эксергии, которое можно утилизировать, резко убывает. Соответственно увеличивается диссипация эксергии теплоты, которая передается в утилизатор.

Рис. 3. Процесс охлаждения продуктов сгорания и передачи энергии для последующей утилизации

Это свидетельствует о том, что использование теплоты ПС при высоких значениях ξ_q целесообразно лишь для нужд отопления, так как она становится все менее пригодной для превращения в работу и при $\xi_q = 1,0$ совершенно теряет способность трансформироваться в нее.

Для оценки качества энергии потока ПС нами были предложены показатели, основные из которых показаны в табл. 1.

Очевидно, что исследование всех характеристик полезно лишь в методическом плане. С практической точки зрения важно отчетливо представлять изменения, происходящие только с эксергией ПС. При этом потоки эксергии в ряде случаев целесообразно интерпретировать через количество топлива, расход которого эквивалентен рассматриваемым потокам.

Таблица 1

Система основных показателей для оценки энергии потока ПС

<i>Параметр</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Формула</i>
Потенциальная степень использования энергии потока продуктов	f_e	$\frac{Ex_{yt}}{ E_{пс} } = \frac{ex_{yt}}{ e_{пс} }$
Потенциальная степень использования теплоты продуктов сгорания	f_q	$\frac{Ex_{yt}}{ Q_{пс} } = \frac{ex_{yt}}{ q_{пс} }$
Потенциальная степень использования эскергии продуктов сгорания	f_{ex}	$\frac{Ex_{yt}}{ Ex_{пс} } = \frac{ex_{yt}}{ ex_{пс} }$
Эскергетическая характеристика потока теплоты продуктов сгорания	$v_{пс}$	$\frac{Ex_T}{Q_{пс}} = \frac{ex_T}{q_{пс}}$
Эскергетическая характеристика утилизируемой теплоты	v_{yt}	$\frac{Ex_{yt}}{Q_{yt}} = \frac{ex_{yt}}{q_{yt}}$
Относительные потери работоспособности, вызванные:		
-потерями термической составляющей эскергии	δ_{ex}^{oc}	$\frac{Ex_T^{oc}}{Ex_{пс}} = \frac{ex_T^{oc}}{ex_{пс}}$
-потерями механической составляющей эскергии	δ_{ex}^p	$\frac{Ex_p}{Ex_{пс}} = \frac{ex_p}{ex_{пс}}$
-потерями химической составляющей эскергии	δ_{ex}^x	$\frac{Ex_x}{Ex_{пс}} = \frac{ex_x}{ex_{пс}}$
-диссипацией эскергии	δ_{ex}^d	$\frac{D}{Ex_{пс}} = \frac{d}{ex_{пс}}$

Количество топлива, которое требуется, чтобы обеспечить 1 кг ПС эскергией $Ex_{пс}$, определяется отношением

$$b_{топл} = \frac{Ex_{пс}}{Ex_0} \frac{\text{кг топлива}}{\text{кг ПС}},$$

где Ex_0 – химическая эскергия топлива.

Очевидно, что $b_{топл}$ представляет собой перерасход топлива, вызванный потерями эскергии с потоком ПС. При этом произведение $b_{топл} \cdot \delta_{ex}^p$ составляет перерасход, обусловленный потерей механической составляющей эскергии; $b_{топл} \cdot \delta_{ex}^x$ – потерями химической эскергии; $b_{топл} \cdot \delta_{ex}^{oc}$ – потерями эскергии в окружающую среду (внешними потерями эскергии ПС); $b_{топл} \cdot \delta_{ex}^d$ – диссипацией эскергии ПС (внутренними ее потерями).

Далее во второй главе были проанализированы известные варианты термодинамических циклов, предложены для описания процессов во внутреннем контуре ДС (цикл Стирлинга, цикл Стирлинга с неполной регенерацией, псевдоцикл Стирлинга, цикл Треска, цикл Рейлиса, регенеративный цикл Отто, цикл Бундина и цикл Евенко). Результаты анализа показали, что все варианты, за исключением цикла Евенко, не адекватны оригиналу. Но и цикл Евенко не может быть использован для предварительного анализа, так как автором не сформулированы принципы разделения его на участки. Поэтому нами была предпринята попытка логически обоснованного уточнения термодинамического описания процессов, происходящих во внутреннем контуре ДС.

Очевидно, что моменты разделения процессов сжатия, расширения, регенеративного нагрева и охлаждения определяются равенством скоростей рабочего поршня и вытеснителя (точки 5, 7, 1, 3 на рис. 4). Из рисунка хорошо видно, что процессы регенеративного теплообмена отображаются как минимум двумя политропами каждый. Одна политропа характеризует поведение РТ до прихода поршня в НМТ или ВМТ, а вторая – после прохождения этих точек. Каждый из процессов внешнего теплообмена (участки 1-3 и 5-7) также можно разделить на две политропы. Это связано с тем, что при сжатии РТ 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. Отмеченное позволяет логично разделить линию индикаторной диаграммы на восемь участков. Первая фаза основного сжатия - процесс 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 - процесс 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 сравняется со скоростью поршня, основное сжатие заканчивается. Заключительное сжатие - процесс 3–4 отображает начальную стадию регенеративного нагрева рабочего тела; предварительное расширение - процесс 4–5 – завершающую стадию этого нагрева. Первая фаза основного расширения – процесс 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 – процесс 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. Процесс 7–8 отображает на диаграмме первую стадию регенеративного охлаждения, которая совершается в условиях заключительного расширения газа. Предварительное сжатие - процесс 8–1 соответствует завершающей стадии регенеративного охлаждения. Каждый из восьми перечисленных участков индикаторной диаграммы может быть аппроксимирован соответствующим политропным процессом.

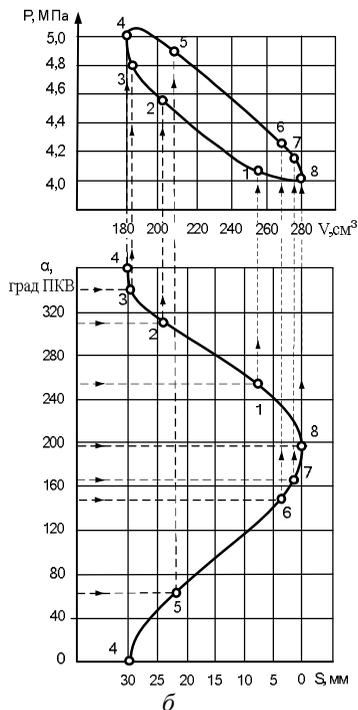
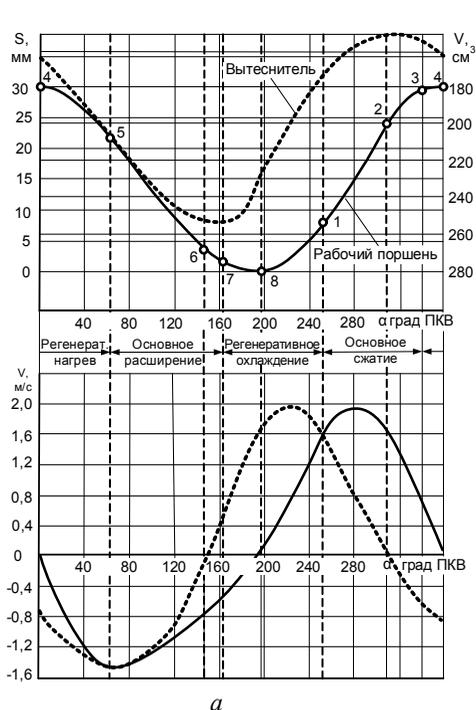


Рис. 4. Графики перемещения и скорости движения рабочего поршня и вытеснителя двигателя ДС 6,5/3,0 (а) и разделение индикаторной диаграммы на участки (б)

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, несов-

падение это может быть сведено к минимуму путем тщательного подбора показателей аппроксимирующих политроп. Рис. 5 иллюстрирует замену восьмью политропными процессами индикаторной диаграммы, полученной при работе экспериментального ДС с размерностью 6,5/3,0 на скоростном режиме $n=1000 \text{ мин}^{-1}$.

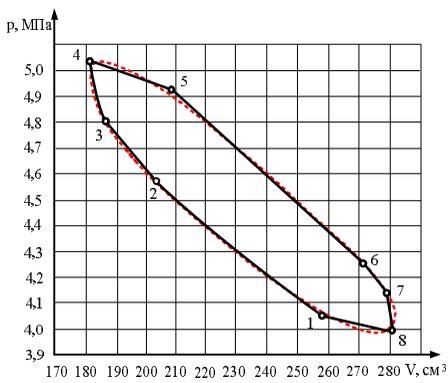


Рис. 5. Индикаторная диаграмма двигателя ДС 6,5/3,0 (-----) и ее аппроксимация восьмью политропными процессами

Сравнение с результатами эксперимента показало, что минимальное отклонение от реальной диаграммы уточненного цикла (на 2,0 % по индикаторному КПД и 3,1 % по параметру полезной работы (отношение среднего индикаторного давления цикла к минимальному давлению рабочего тела).

Исследование интегральных показателей и термодинамических процессов во внутреннем контуре проводилось на двигателях размерностью 6,5/3,0 с тубчатым и шелевым нагревателями и размерностью 5,5/2,1 (рис. 6): в *третьей главе* – путем математического эксперимента с использованием формул для расчета предложенного уточненного термодинамического цикла, а в *четвертой главе* – с помощью натурального эксперимента.

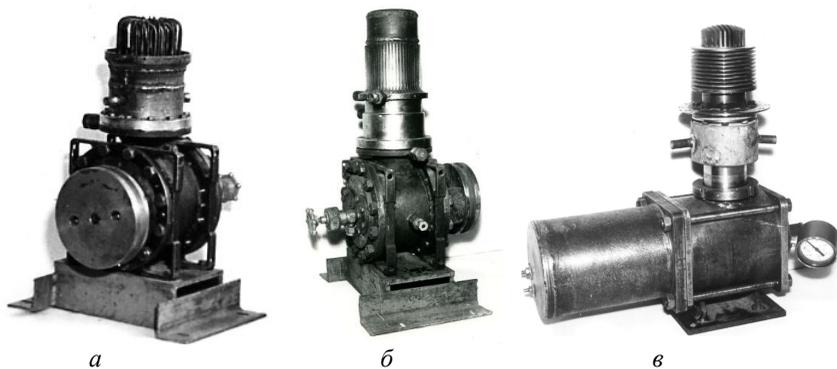


Рис. 6. Экспериментальные утилизационные двигатели Стирлинга:
а – ДС 6,5/3,0 Т; б - ДС 6,5/3,0 Щ; в - ДС 5,5/2,1

Прежде всего, был проведен анализ энергетических превращений во внутреннем контуре ДС. На базе математического моделирования были определены зависимости эксергетического, индикаторного КПД, параметра мощности и тепловой нагрузки на систему охлаждения от степени сжатия; степени охлаждения рабочего тела в регенераторе; КПД регенератора; минимальной, максимальной температуры цикла, от температуры ПС и от величины показателя каждой из восьми политроп, составляющих уточненный цикл.

Затем была проведена экспериментальная оценка влияния режима работы на интегральные характеристики цикла. Исследования проводились на основе методики многофакторного эксперимента. В результате предварительного анализа в качестве воздействующих факторов были приняты: средняя скорость перемещения вытеснителя, которая представляет собой некоторую гидравлическую характеристику внутреннего контура двигателя, так как его перемещением организуется переталкивание рабочего тела из холодной полости в горячую и обратно; температура стенки горячей полости и статическое давление РТ во внутреннем контуре (давление заполнения его РТ). Для возможности последующего обобщения экспериментального материала, перечисленные факторы рассматривались в относительной форме. Масштабом отнесения служили соответственно средняя скорость перемещения вытеснителя при максимальной частоте вращения коленчатого вала

двигателя; температура и давление ОС. Таким образом, окончательно в качестве воздействующих факторов использовались: гидравлическая характеристика внутреннего контура \bar{V}_m ; относительная температура стенки горячей полости двигателя и относительное статическое давление РТ.

В качестве примера ниже приведены уравнения регрессии, полученные в результате обработки экспериментального материала и описывающие поведение относительного среднего индикаторного давления (\bar{p}_{mi}), параметра мощности $z = L_{и} / (p_{max} V_{max})$, соотношения максимального и минимального давлений цикла (π) и показателей политроп, составляющих цикл, в функции от перечисленных выше факторов для двигателя ДС 6,5/3,0 Ц:

$$\bar{p}_{mi} = 0,3205 - 0,4711 \cdot 10^{-1} X_v + 0,3923 \cdot 10^{-1} X_t - 0,5772 \cdot 10^{-1} X_p - 0,7221 \cdot 10^{-2} X_v X_t + (1) \\ + 0,3232 \cdot 10^{-2} X_v X_p - 0,4512 \cdot 10^{-2} X_t X_p + 0,3602 \cdot 10^{-2} X_v X_t X_p;$$

$$z_i = 0,062 - 0,0073 X_v + 0,0048 X_t - 0,0078 X_p - 0,0061 \cdot 10^{-1} X_v X_t; (2)$$

$$\pi = 1,858 - 0,669 \cdot 10^{-1} X_v - 0,864 \cdot 10^{-1} X_t - 0,103 X_p - 0,811 \cdot 10^{-2} X_v X_t + 0,131 \cdot 10^{-1} X_v X_t X_p; (3)$$

$$n_1' = 1,0355 + 0,0145 X_v + 0,0198 X_t - 0,0108 X_p - (4) \\ - 0,0008 X_v X_t - 0,0003 X_v X_p - 0,0005 X_t X_p;$$

$$n_1'' = 1,144 + 0,0264 X_v + 0,0171 X_t - 0,0201 X_p + (5) \\ + 0,0411 \cdot 10^{-2} X_v X_t - 0,0421 \cdot 10^{-2} X_v X_p + 0,0413 \cdot 10^{-2} X_t X_p;$$

$$n_2' = 0,599 - 0,0886 X_v + 0,1114 X_t - 0,0864 X_p + (6) \\ + 0,0612 \cdot 10^{-2} X_v X_t - 0,0511 \cdot 10^{-2} X_v X_p - 0,0631 \cdot 10^{-2} X_t X_p;$$

$$n_2'' = 0,881 - 0,0291 X_v + 0,0213 X_t - 0,0262 X_p - 0,0111 \cdot 10^{-1} X_v X_p; (7)$$

$$n_3 = 19,423 - 0,481 X_v + 0,172 X_t - 0,705 X_p - 0,218 X_v X_t - (8) \\ - 0,237 X_v X_p - 0,213 X_t X_p + 0,225 X_v X_t X_p;$$

$$n_4 = 0,263 + 0,0235 X_v + 0,0433 X_t - 0,0587 X_p; (9)$$

$$n_5 = 14,071 - 2,15 X_v + 1,041 X_t - 1,41 X_p - 0,23 X_v X_t - (10) \\ - 0,32 X_v X_p + 0,21 X_t X_p + 0,22 X_v X_t X_p;$$

$$n_6 = 0,246 - 0,0541 X_v + 0,0231 X_t - 0,0842 X_p + 0,0121 X_v X_t - (11) \\ - 0,0591 X_v X_p - 0,0111 X_t X_p X_v X_t X_p;$$

В приведенных уравнениях X_i - кодовое значение i -го фактора:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i},$$

где x_i - натуральное текущее значение i -го фактора; x_{i0} - начальный (нулевой) уровень i -го фактора; Δx_i - интервал варьирования i -го фактора.

Адекватность системы уравнений регрессии, проверялась на основе определения t -критерия Стьюдента. Расчеты показали, что результаты экспериментального и расчетного определения интегральных показателей утилизационного стирлинга и конфигурации его цикла статистически существенно не отличаются друг от друга (допустимое различие не превышает 5 %).

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В ходе выполнения настоящей работы:

– был проведен анализ процесса передачи теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу утилизационного ДС с учетом качества передаваемой энергии и разработана система показателей для оценки ее работоспособности;

– предложено и обосновано уточненное описание термодинамических процессов во внутреннем контуре ДС и проведен эксергоэнергетический анализ происходящих в нем энергетических превращений;

– с использованием предложенных уточненной модели и показателей оценки работоспособности энергии проведено расчетно-экспериментальное исследование влияния режима работы утилизационного ДС на потоки и потери эксергии в его внутреннем контуре, на конфигурацию и интегральные характеристики совершающегося в нем термодинамического цикла.

При этом установлено:

1. Что количество эксергии, получаемой рабочим телом утилизационного ДС, существенно зависит от доли теплоты, отводимой от продуктов сгорания для последующей утилизации, в теряемой им теплоте (ξ_q). Максимум этой эксергии имеет место при $\xi_q \approx 0,6$.

2. Увеличение степени сжатия приводит: к существенному росту параметра мощности с повышением ε от 1,5 до 3,0; затем величина этого показателя падает и при $\varepsilon = 7$ практически возвращается к исходному (при $\varepsilon = 1,5$) значению; улучшению экономичности (особенно заметному в диапазоне $1,5 < \varepsilon < 3,0$); повышению термодинамической эффективности процессов трансформации теплоты в работу (особенно в пределах $1,5 < \varepsilon < 3,0$) и непрерывному росту тепловой нагрузки на систему охлаждения двигателя.

3. Наиболее существенно на процессы во внутреннем контуре влияет давление заполнения его рабочим телом. При этом повышение этого давления, давая возможность увеличить мощность двигателя, ухудшает термодинамические характеристики энергетических процессов и повышает тепловую нагрузку на систему охлаждения. Вторым по значимости фактором является средняя скорость перемещения вытеснителя. Увеличение этой скорости, обеспечивая повышение мощности, вызывает ухудшение экономичности, термодинамической эффективности цикла и существенное увеличение тепловой нагрузки на систему охлаждения. Слабее всего на показатели рабочего процесса влияет температура стенки горячей полости двигателя. С ее ростом повышаются мощность, экономичность и термодинамическая эффективность процессов во внутреннем контуре двигателя. Тепловая же нагрузка на его систему охлаждения увеличивается.

4. При организации цикла следует стремиться к тому, чтобы процессы предварительного расширения и сжатия были близки к изобарам, а заключительного расширения и сжатия – к изохорам. В этом случае обеспечиваются наиболее высокие мощностные, экономические показатели двигателя и термодинамическая эффективность цикла.

Кроме того:

1. На основе обработки экспериментальных данных впервые получены уравнения регрессии для расчета среднего индикаторного давления рабочего тела, параметра мощности, соотношения максимального и минимального давлений во внутреннем контуре, а также показателей политроп, составляющих уточненный термодинамический цикл, в зависимости от скоростного режима работы стирлинга, температуры его нагревателя и давления заполнения рабочим телом внутреннего контура.

2. Предложена методика оценки потерь различных составляющих эксергии и ее диссипации через перерасход топлива при реализации технологических процессов, работе ДВС или теплогенерирующих установок

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

В изданиях, рекомендованных ВАК, и приравненных к ним изданиях:

1. **Рыбалко, А.И.** Определение оптимальной максимальной температуры рабочего тела двигателя Стирлинга, утилизирующего теплоту отработавших газов поршневого ДВС / Д.Д. Матиевский, В.А. Романов, В.С. Кукис, А.И. Рыбалко // Ползуновский вестник. – № 1. – 2010. – С. 175–180.

2. **Рыбалко, А.И.** Термодинамическая модель процессов, протекающих во внутреннем контуре двигателя Стирлинга / В.С. Кукис, П.К. Сеначин, А.И. Рыбалко // Ползуновский вестник. - № 4. – Ч. 2. – 2010. – С. 123–131.

3. **Рыбалко, А.И.** Влияние режима работы двигателя Стирлинга на конфигурацию его термодинамического цикла / В.С. Кукис, А.И. Рыбалко // Вестник Академии военных наук. - № 2 (35) - 2011. – С. 333–339.

4. **Рыбалко, А.И.** Влияние режима работы двигателя Стирлинга на интегральные характеристики цикла / А.В. Рыбалко, В.С. Кукис // Приоритеты развития автомобиль- и тракторостроения и подготовки кадров: материалы Международной науч.-техн. конф. ААИ, М.: МГТУ «МАМИ», 2010. - С. 158–165.

5. **Рыбалко, А.И.** Сравнительная оценка систем утилизации теплоты отработавших газов двигателей внутреннего сгорания / В.С. Кукис, А.И. Рыбалко // Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей»: материалы XXV Международной науч.-техн. конф. - СПб., 2010. - С. 54-58.

6. **Рыбалко, А.И.** Особенности двигателей Стирлинга, предназначенных для утилизации термической эксергии продуктов сгорания теплоэнергетических и теплогенерирующих установок / Кукис В.С., Рыбалко А., Берестнев Г.А // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы XII Международной науч.- практич. конф. – Владимир, 2010. – С. 18–194.

7. **Рыбалко, А.И.** Аппроксимация индикаторной диаграммы двигателя Стирлинга / В.С. Кукис, А.И. Рыбалко // Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах: материалы XIV всероссийской научно-методической конференции. - Т. 1. – СПб.: Изд-во политехн. ун-та, 2010. – С. 178-180.

В других изданиях:

8. **Рыбалко, А.И.** Сравнительный анализ различных термодинамических описа-

ний рабочего цикла двигателя Стирлинга / А.И. Рыбалко // Науч. вестник ЧВВАКИУ. - Вып. 20. - Челябинск: ЧВВАКИУ, 2009. - С. 113-118.

9. **Рыбалко, А.И.** О возможной аппроксимации рабочего цикла двигателя Стирлинга (статья) / В.А. Романов, В.С. Кукис, А.И. Рыбалко, Ю.А. Постол // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский науч.-техн. журнал. – № 2. – 2010. – С. 18–22.

10. **Рыбалко, А.И.** Выбор температуры рабочего тела утилизационного стирлинга / А.И. Рыбалко // Повышение эффективности колесных и гусеничных машин многоцелевого назначения: Науч. вестник ЧВВАКИУ. – Вып. 26. – Челябинск, 2010. – С. 190–194.

11. **Рыбалко, А.И.** К выбору максимальной температуры рабочего тела первичного двигателя утилизационной стирлинг-электрической установки / В.С. Кукис, А.И. Рыбалко // Вестник СибАДИ - № 3 (17). – 2010. – С. 33-34.

12. **Рыбалко, А.И.** Влияние степени сжатия на характер энергетических процессов во внутреннем контуре двигателя Стирлинга / А.И. Рыбалко // Энергетический вестник СПбГАУ. – СПб., 2011. – С. 71-76.

13. **Рыбалко, А.И.** Уточненное описание термодинамического цикла двигателя Стирлинга / А.И. Рыбалко // Энергетический вестник СПбГАУ. – СПб., 2011. – С. 76-80.

Подписано в печать 28.09.2011. Формат 60x84 1/16.

Печать – цифровая. Усл.п.л. 0,93.

Тираж 100 экз. Заказ 2011 - 575

Отпечатано в типографии АлтГТУ,

656038, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46

тел.: (8–3852) 29–09–48

Лицензия на полиграфическую деятельность

ПЛД №28–35 от 15.07.97 г.