

ВЛИЯНИЕ ВНУТРЕННЕГО ОРЕБРЕНИЯ НАГРЕВАТЕЛЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ МАЛОМОЩНОГО ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА МОДЕЛИ УДС-1

Энергетический и экологический кризисы заставляют создавать новые двигатели и совершенствовать известные. К последним можно отнести двигатель Стирлинга (ДС), способный работать на самых различных топливах [1]. Эти двигатели особенно эффективны в стационарных теплоэнергетических установках. При мощности до 10 кВт в этих двигателях целесообразно применять оребренные нагреватели (ОН), которые в этом мощностном диапазоне вполне конкурентоспособны с трубчатыми нагрева-

телями, в отношении изготовления, компактности и тепловой мощности [2]. Для исследования процесса теплообмена во внутренних каналах, три опытных образца ОН (№ 8, 28 и 61, основные показатели которых сведены в таблицу 1), снабжённые внутренними рёбрами (геометрические размеры которых представлены на рис. 1), подверглись испытаниям на маломощном двигателе модели УДС-1 в лаборатории кафедры «Тракторы и автомобили» Таврической государственной агротехнической академии [3; 4].

Таблица 1. Показатели изготовленных оребренных нагревателей

Наименование	Величина для варианта ОН		
Условный номер варианта ОН, равный количеству внутренних каналов	61	28	8
Эквивалентный диаметр канала, мм	2,0	4,0	4,0
Угол атаки, радиан	0	0	1,29
Показатели межреберных каналов:			
- полная длина, мм	55	55	198
- объем, мл	15,10	29,11	29,94
- полная площадь поверхности, см ²	302,0	291,1	299,4
- площадь поперечного сечения, мм ²	274	529	151
- коэффициент шага	1,09	1,11	1,11

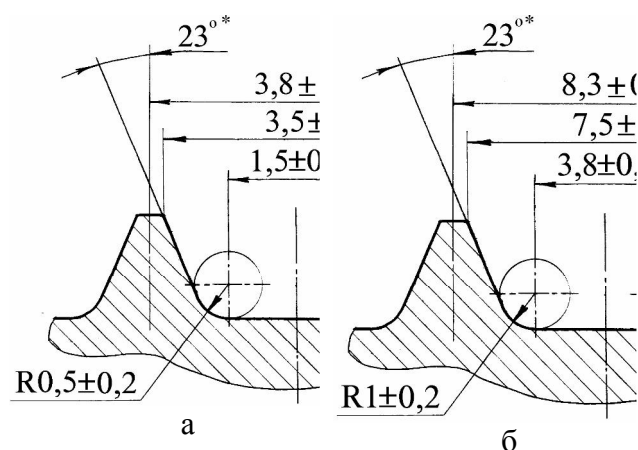


Рис. 1. Схемы вариантов поперечного сечения межреберного внутреннего канала на развёртке несущей поверхности оребренного нагревателя: а $d_{\text{эк}} = 2,0 \pm 0,2$ мм; б $d_{\text{эк}} = 4,0 \pm 0,2$ мм

В предыдущих публикациях, за исключением статьи [8], не рассматривалось влияние внутреннего оребрения нагревателя на показатели указанного двигателя. Этот вопрос актуален, так как перспек-

тивный отечественный ДС будет снабжён ОН.

Цель исследования (выполненного под руководством профессора, д.т.н. Стефановского Б.С. (по 1999 г.) и доцента, к.т.н. Стефановского А.Б.) – про-

анализировать влияние внутреннего оребрения нагревателя на показатели двигателя модели УДС-1 при его бестормозных испытаниях.

Обработка полученных результатов, выполненная на основе первого закона термодинамики и представления о средней абсолютной температуре рабочего тела (РТ) [6; 7], позволила определить с приемлемой точностью значения количества теплоты Q_h , подведённой к РТ при его нагреве в течение цикла ДС. Величина индикаторной работы L_{ind} определялась по площади индикаторных диаграмм двигателя УДС-1, полученных с помощью стробоскопического устройства (патент Украины № 30817А, МПК⁶ G01L 23/00). Индикаторная мощность ДС N_{ind} определялась как $L_{ind}n/60$, где n – средняя частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}), а среднее индикаторное давление

$$p_{ind} = L_{ind}/V_s, \quad (1)$$

где $V_s = 3,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ – рабочий объём ДС. Из (1) видно, что зависимости для p_{ind} качественно совпадают с таковыми для индикаторной работы; это же относится и к индикаторному моменту ДС. Поэтому ниже, кроме Q_h , проанализированы только зависимости для индикаторных работы, мощности и КПД двигателя УДС-1. Индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) η_{ind} определялся как L_{ind}/Q_h .

Поскольку испытания ДС были бестормозными, работа рабочего газа L_{ind} полностью «погашалась» механическими потерями двигателя, работавшего с максимальной (для данных условий опытов) частотой вращения n_{max} . Показатели двигателя УДС-1, снабжённого опытными ОН, сравнивались с его показателями, полученными при использовании штатного неоребрённого нагревателя, переоборудованного под внешний электрический нагрев. Хотя внутренняя поверхность штатного нагревателя была примерно втрое меньше, чем у ОН, достоинством штатного нагревателя был меньший внутренний «мёртвый» объём. Вследствие этого, степень сжатия

ДС со штатным нагревателем ($\epsilon \approx 1,24$) была заметно больше, чем при использовании ОН ($\epsilon = 1,20 \dots 1,22$). Кроме того, штатный нагреватель имел более тонкую стенку, чем ОН, что снижало тепловые потери в направлении охладителя рабочего тела. Эти отличия конструкции нагревателя существенно повлияли на показатели ДС. При сопоставлении формы экспериментальных индикаторных диаграмм было установлено, что замена штатного нагревателя на ОН деформирует индикаторную диаграмму, смещая экстремумы давления и температуры РТ к меньшим углам поворота кривошипа на $20 \dots 40^\circ$, делая изменение температуры (при нагреве РТ) более резким, но при меньшей амплитуде, и несколько повышая максимальное давление РТ.

На рис. 2 – 5 показаны зависимости теплоты Q_h и индикаторных показателей цикла двигателя УДС-1 от частоты вращения коленчатого вала при бестормозных испытаниях ДС. На графиках все показанные точки соответствуют различным значениям n_{max} , а не каким-либо характеристикам двигателя УДС-1 ($n \leq n_{max}$). Поэтому регрессионные зависимости для L_{ind} , предложенные в статье [8], нельзя считать уравнениями характеристики этого двигателя.

Зависимости на рис. 2 – 4 показывают, что Q_h , индикаторная работа и мощность возрастают с увеличением частоты вращения n вала двигателя. При этом, поскольку более высокие обороты вала ДС обычно достигались со штатным нагревателем, они соответствовали и более высоким значениям Q_h , индикаторных работы и мощности. В свою очередь, последние были равны соответствующим показателям механических потерь ДС. Получается, что использование ОН снижает механические потери ДС, вследствие более низкой частоты вращения вала двигателя на холостом ходу. Однако, в ряде опытов при испытаниях ОН (особенно № 61) достигались почти те же значения Q_h и L_{ind} , что и при испытаниях ДС со штатным нагревателем.

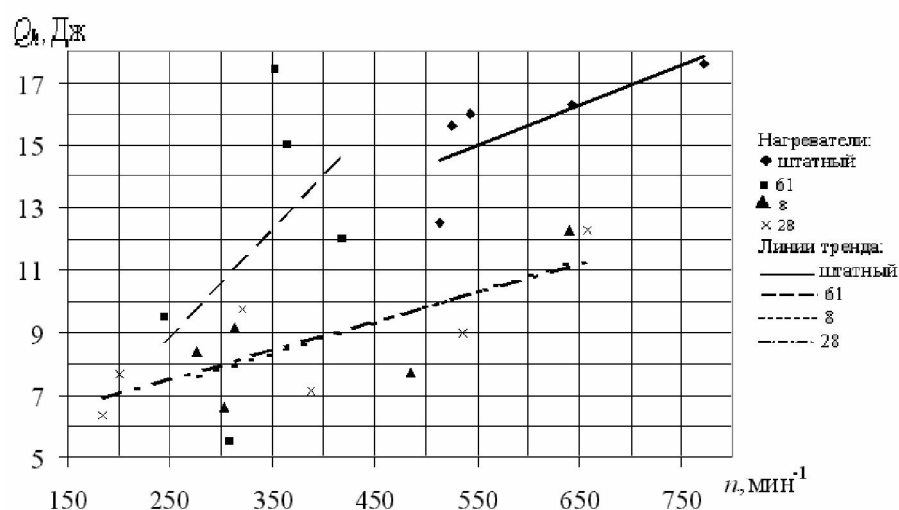


Рис. 2. Зависимость подведенной нагревателем теплоты от частоты вращения вала двигателя УДС – 1

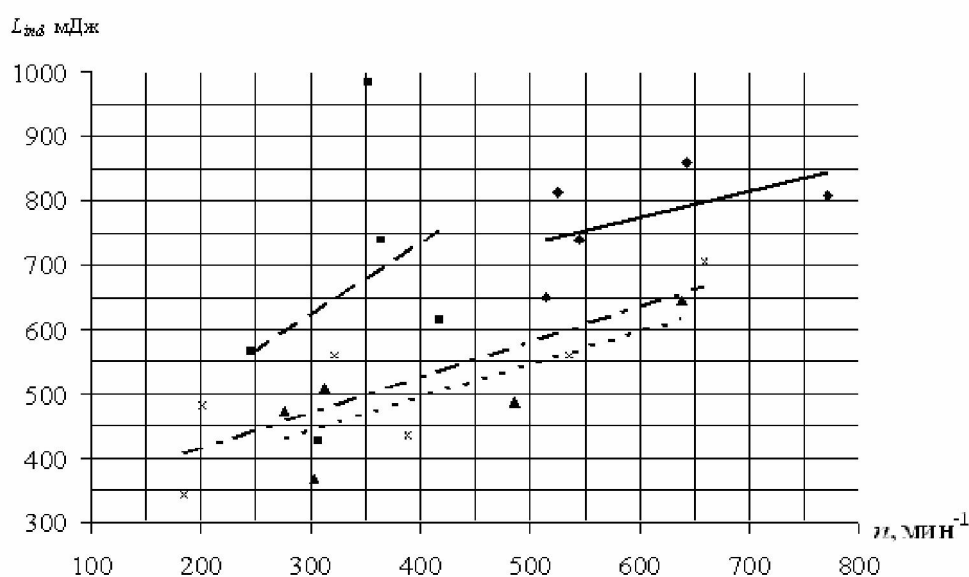


Рис. 3. Зависимость индикаторной работы от частоты вращения вала двигателя УДС – 1

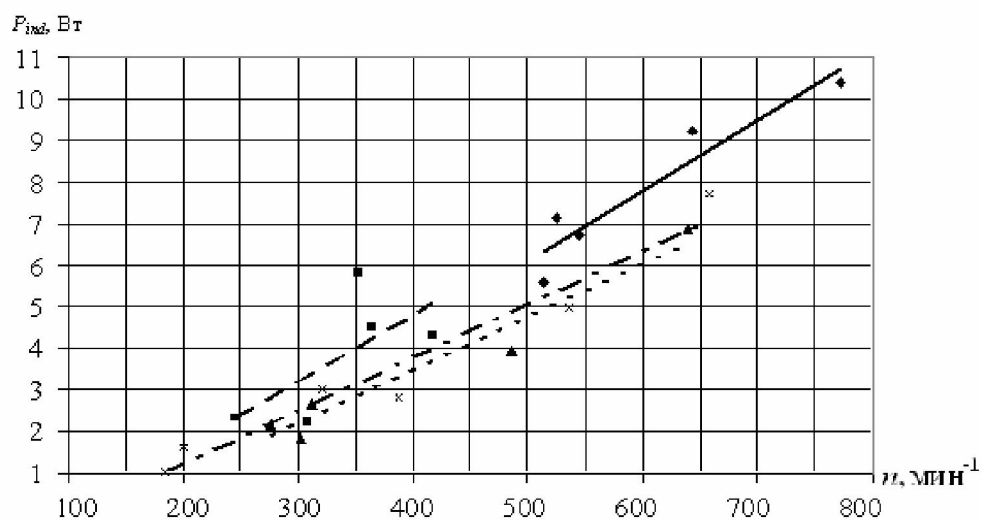


Рис. 4 Зависимость индикаторной мощности от частоты вращения вала двигателя УДС – 1

Зависимости на рис. 5 показывают, что индикаторный КПД, как правило, снижается при увеличении частоты вращения вала ДС. Это можно объяснить увеличением термодинамических потерь в цикле. Однако, указанное снижение было незначительным при испытаниях ОН № 8 и 28, снабжённых каналами с эквивалентным диаметром $d_{эк} = 4$ мм, в отличие от нагревателей № 61 и штатного ($d_{эк} \leq 2$ мм). Если при штатном нагревателе η_{ind} в среднем был близок к 0,05, то при испытаниях ОН № 8 и 28 индикаторный КПД достигал 0,06 (т.е. был на 10-20% больше), а при испытаниях ОН № 61 изменялся примерно от 0,05 до 0,08 (т.е. в одном из опытов достигнут прирост до 60%). В целом, такая закономерность изменения η_{ind} объясняется различной интенсивно-

стью влияния частоты вращения вала ДС на индикаторную работу и Q_h . Дополнительную информацию об этом можно найти на рис. 6 – 9.

При сравнении линий тренда на рис. 6 и 7 видно, что в целом влияние Q_h на индикаторный КПД более чётко выражено, чем влияние L_{ind} . Повышенные значения η_{ind} достигались при испытаниях ОН, как правило, при $Q_h < 10$ Дж. В свою очередь, этой области подведённой теплоты соответствовала индикаторная работа не более 0,6 Дж; вообще, эти показатели хорошо коррелированы (рис.8). На рис. 9 видно, что более высокие значения η_{ind} достигались при пониженных температурных напорах от нагревателя к охладителю ($T_H - T_O$), особенно меньших 400 К.

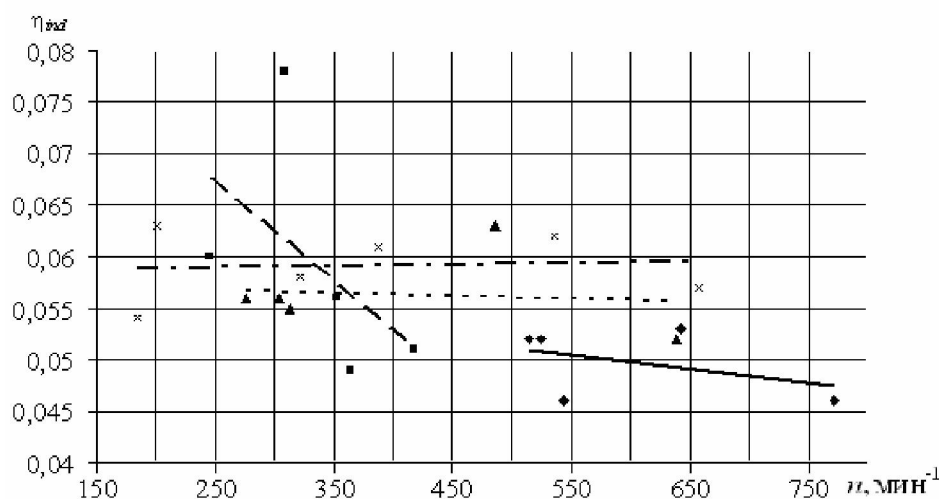


Рис. 5. Зависимость индикаторного КПД от частоты вращения вала двигателя УДС – 1

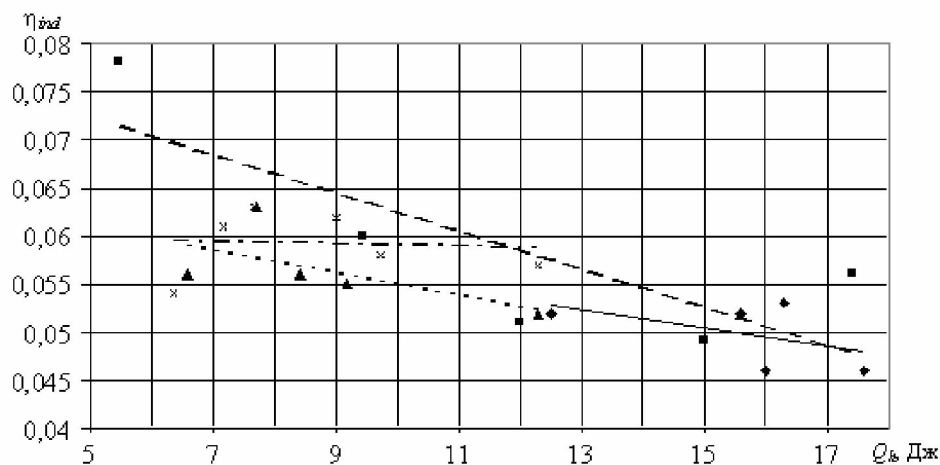


Рис. 6. Зависимость индикаторного КПД от подведенной нагревателем теплоты

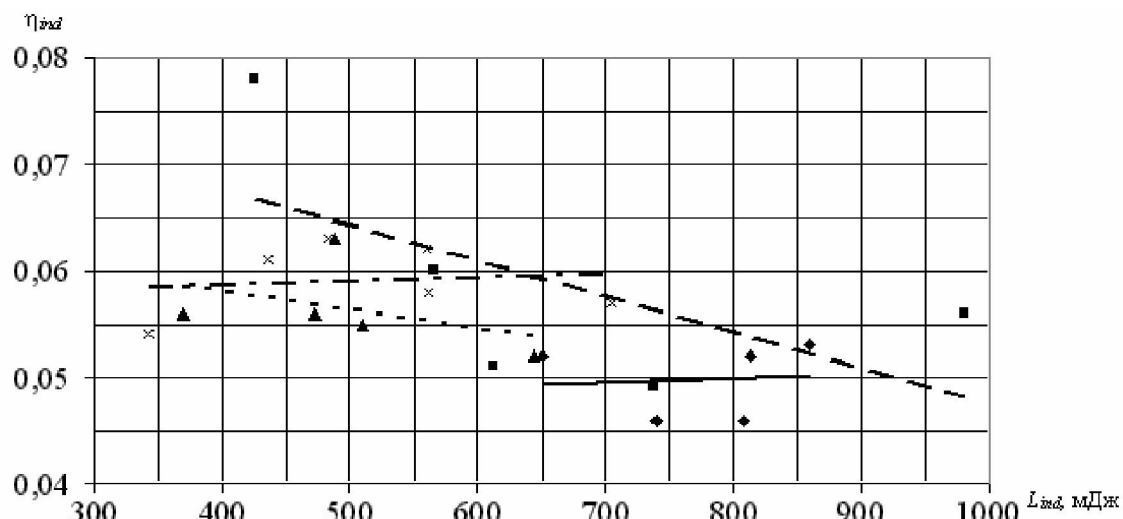


Рис. 7. Зависимость индикаторного КПД от индикаторной работы двигателя УДС – I

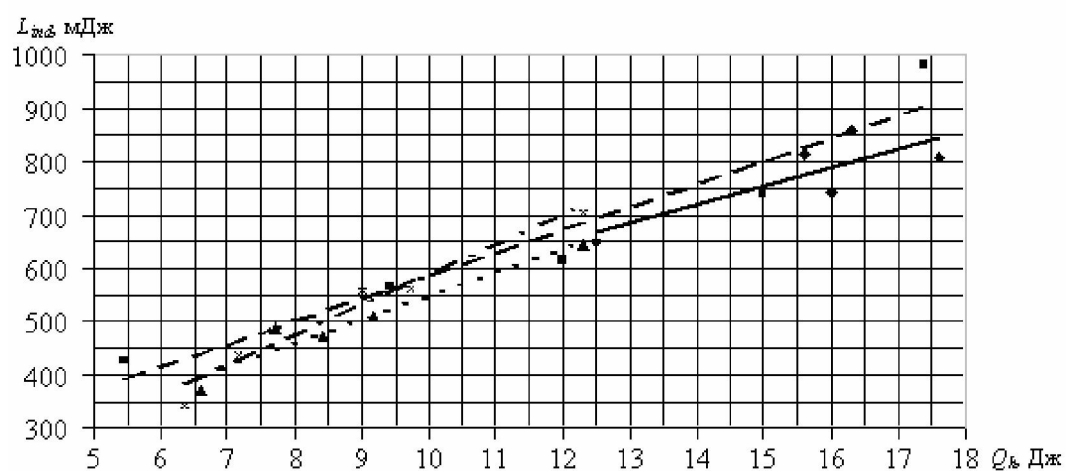


Рис. 8. Зависимость индикаторной работы от теплоты, подведённой к рабочему телу в течение цикла двигателя УДС – I

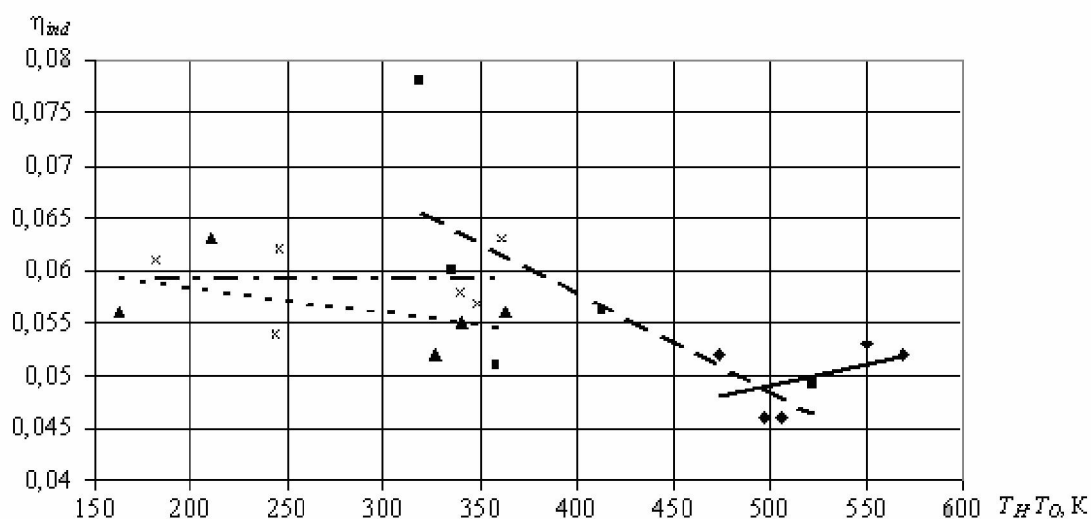


Рис. 9. Зависимость индикаторного КПД от температурного напора от нагревателя к охладителю двигателя УДС – I

Данные факты могут вызываться тем, что двигатель УДС-1, снабжённый штатным неоребрённым нагревателем, оребрённым, только снаружи, охладителем и не имеющий матрицы регенератора [4] – это достаточно хорошо «сбалансированная» машина. При увеличении Q_h путём повышения температуры нагревателя, охладитель двигателя УДС-1 отводит от РТ соответственно большее количество теплоты

$$Q_c = Q_h - L_{ind} \quad (2)$$

за цикл, за счёт роста собственной температуры. Это особенно проявляется при испытании ОН, имеющих более толстые стенки; при менее сильном нагреве стенки ОН охладитель ДС работал в режиме, по-видимому, более близком к нормальному. Известно [5], что КПД обратимого цикла и индикаторный КПД снижаются при увеличении минимальной температуры РТ. Этим объясняется положительное влияние снижения Q_h на индикаторный КПД цикла двигателя УДС-1.

Хотя при испытаниях ОН № 61 достигались значения $Q_h = 15...17$ Дж – такие же, как и со штатным нагревателем, при испытаниях других образцов ОН величины этой теплоты были меньшими. Поэтому само по себе увеличение внутренней площади нагревателя (в исследованных пределах) еще не гарантирует поступления соответственно большей теплоты в РТ, так как интенсивность конвективного теплообмена не остаётся при этом постоянной. Критериальные зависимости, наиболее корректно характеризующие эту интенсивность в каналах штатного и оребрённых нагревателей, представлены в работах [9; 10] и использованы в разработанном методе расчёта геометрических параметров нагревателей РТ ДС, подобных испытанным.

Выводы

При использовании ОН на двигателе модели УДС-1 повышается индикаторный КПД (в среднем на 10-20%), чем со штатным неоребрённым нагрева-

телем. Указанное повышение индикаторного КПД особенно выражено, когда к рабочему телу в течение цикла подводится количество теплоты менее 10 Дж, а температурный напор от нагревателя к охладителю не превышает 400 К. Более высоких показателей двигателя УДС-1, снабжённого ОН, можно достичь, если увеличить степень сжатия и количество РТ (путем герметизации картера и повышения давления РТ).

Список литературы:

1. Использование энергии горючих сельскохозяйственных отходов/ Б.С.Стефановский, А.Б.Стефановский, А.А.Зуев, Е.В.Снижко// Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1997. №6. С.21-22.
2. Стефановский А.Б., Снижко Е.В. Условия сопоставимой эффективности оребрённых и трубчатых нагревателей рабочего тела двигателей с внешним подводом теплоты// Праці ТДАТА. Мелітополь, 1999. Вип.2, т.13. С.17-22.
3. Зуев А.А., Снижко Е.В. Установка для моделирования внутрицилиндрового теплообмена в ДВПТ// Труды ТГАТА. Мелітополь, 1997. Вып.1.Ресурсоберегающие устройства и технологии; т.1. С.26-29.
4. Андрусенко С.И., Долганов К.Е. Установка для проведения лабораторных работ по испытанию двигателя Стирлинга модели УДС-1/ Киевск. автомобільно-дор. ин-т. Киев, 1989. 15 с. Деп. в УкрНИИИТИ, № 604-ук89.
5. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга: Пер. с англ.- М.: Мир, 1986.- 464 с.
6. Результаты индицирования малогабаритного двигателя Стирлинга/ Стефановский Б.С., Стефановский А.Б., Байбиков В.Ю., Снижко Е.В.// Труды ТГАТА. Мелітополь, 1998. Вып.2.Отраслевое машиностроение; т.3. С.14-20.
7. Стефановский А.Б., Постол Ю.А., Снижко Е.В. Обобщённые зависимости, характеризующие нагревание рабочего газа учебно-демонстрационного двигателя Стирлинга УДС-1//

Автомоб. техника. Науч. вестник/ ЧВАИ. Челябинск, 2001. Вып.14. С.126-131. 8. Stefanovskiy A.B., Snizhko Y.V. Peculiarities of the speed performance of a small gamma Stirling engine: Paper No. 2000-01-1023/ SAE. 2000. 10 p. 9. Стефановский А.Б., Постол Ю.А., Снижко Е.В. Влияние внутреннего объема маломощного двигателя с внешним подогревом на характер нагревания рабочего газа // Актуальн. пробл. теории и практики соврем. двигателе-

строения: Тр. Междунар. науч.-практ. конф., 23-25 апр. 2003, г. Челябинск/ Южно-Уральск. гос. ун-т и др. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. С.64-66. 10. Стефановський О.Б., Сніжко Є.В., Болтянський О.В. Узагальнення даних про теплообмін у каналах орбренних нагрівачів, випробуваних на малогабаритному двигуні моделі УДС-1// Праці ТДАТА. Мелітополь, 2004. Вип.23. С.21-26.

УДК 621.432.018.2

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.Ю Белик, магистр

МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ

Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами

Потери на трение ($p_{тр}$) являются наиболее существенной составляющей суммарных механических потерь в двигателе внутреннего сгорания (ДВС). К $p_{тр}$ относят потери в цилиндропоршневой группе, кривошипно-шатунном механизме, механизме газораспределения и потери на привод вспомогательных агрегатов систем двигателя. Эти потери зависят в первую очередь от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n) и температуры смазочного масла (t_m), которая в свою очередь зависит от условий работы двигателя и температуры охлаждающей жидкости ($t_{ож}$). Кроме того, на $p_{тр}$ влияет среднее давление газов в цилиндре (p_{cp}), являющееся функцией степени сжатия (ϵ) и параметров, определяющих наполнение цилиндра свежим зарядом (p_s, T_s, p_v). Основная доля потерь в цилиндропоршневой группе связана с трением поршневых колец, поэтому вместо частоты вращения коленчатого вала удобно рассматривать зависимость $p_{тр}$ от скорости поршня (C_n). Таким образом, при исследовании и доводке ДВС с газотур-

бинным наддувом для оценки эффективности различных конструктивных элементов и регулировок, обобщения результатов опытов, проведенных с различными двигателями с целью выявления закономерностей изменения механические потерь, определения качества изготовления и сборки двигателей необходимо учитывать влияние на потери трения $C_n, t_m, t_{ож}, p_s, p_T, T_s, \epsilon$.

Нахождение зависимостей $p_{тр}$ от влияющих факторов в широком диапазоне их варьирования для быстроходного дизеля с газотурбинным наддувом является сложной задачей, которую с наибольшей достоверностью и наименьшими материальными и временными затратами на исследования можно решить при проведении экспериментов на одноцилиндровом дизеле. При одинаковой конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения $p_{тр}$ одноцилиндрового дизеля будут отличаться от соответствующих потерь в многоцилиндровом только разницей потерь на привод вспомогательных агрегатов и систем. И если эта разница невелика, то относительно-