

DOI 10.5862/JEST/7

УДК 621.444.4+621.412

С.А. Горожанкин, Н.В. Савенков, А.В. Чухаркин

КОМБИНИРОВАННЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЯМИ СТИРЛИНГА

S.A. Gorozhankin, N.V. Savenkov, A.V. Chukharkin

COMBINED GAS TURBINE POWER PLANTS WITH STIRLING ENGINES

Исследованы возможности реализации действительных циклов комбинированных установок, включающих газотурбинные двигатели и двигатели Стирлинга. Рассмотрены варианты принципиальных схем построения таких установок. Проведен анализ термодинамических циклов, найдены зависимости для вычисления их основных параметров. На основе полученных результатов дана количественная оценка степени использования теплоты продуктов сгорания газотурбинного двигателя для работы двигателя Стирлинга. Определены предельные значения его КПД, мощности и КПД комбинированных установок в целом. Выдвинуты предложения по применению таких силовых установок в составе транспортных средств.

КОМБИНИРОВАННАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА; ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ; ДВИГАТЕЛЬ СТИРЛИНГА; ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ; КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ; МОЩНОСТЬ.

The article studies feasibility of real cycles of combined power plants including gas turbine engines and Stirling engines. The authors consider variants of construction concepts for such power plants. The article presents the analysis of thermodynamic cycles and, as a result, provides dependences to calculate their basic parameters. On the research results the authors give the quantitative heat utilization estimates of the combustion products in the gas turbine engine for the Stirling engine. The study identifies the Stirling engine's efficiency limits, power and combined power plant's efficiency in general. The authors put forward proposals for the application and the empowerment of such plants as part of vehicles.

COMBINED POWER PLANT; GAS TURBINE ENGINE; STIRLING ENGINE; THERMODYNAMIC CYCLES; EFFICIENCY; POWER.

Формулировка проблемы

Среди современных транспортных двигателей с внешним подводом теплоты наибольшее распространение получили газотурбинные двигатели (ГТД). Их основные преимущества — высокая удельная мощность, сравнительно незначительная доля выбросов вредных в экологическом отношении ингредиентов, возможность работы на практически любых видах жидких и газообразных топлив, в замкнутых системах. В то же время основной недостаток ГТД — меньший (по сравнению с ДВС и паротурбинными установками) КПД — ограничивает расширение области их применения в составе силовых установок наземного и водного транспорта.

Другим весьма перспективным типом двигателей с внешним подводом теплоты является двигатель Стирлинга (ДС). В настоящее время ведутся широкие исследования возможностей их применения для транспортных средств. Основные достоинства ДС — высокий КПД, возможность работы от любых источников теплоты, на любых топливах, сравнительно высокая экологическая чистота выбросов. Эти преимущества служат серьезным основанием для рассмотрения возможностей более широкого применения этих двигателей.

Представляют практический интерес комбинированные установки, в которых могут быть реализованы основные положительные свойства как ГТД, так и ДС.

Цели исследования. Работа посвящена анализу действительных термодинамических циклов и возможностей комбинированных силовых установок, включающих два двигателя — газотурбинный и Стирлинга.

Если рассматривать комбинированную силовую установку (СУ), включающую ГТД и ДС с независимыми друг от друга источниками теплоты, то ее работа принципиально не отличается от работы других гибридных СУ (ДВС — электродвигатель, ДВС — ГТД, ГТД — электродвигатель и т. д.).

Исследователи и разработчики транспортных ДС сталкиваются с определенными трудностями, которые связаны с проблемой обеспечения надежных уплотнений рабочих полостей внутреннего контура при значительных температурах и высоких давлениях [1, 2]. Необходимо отметить, что температуры нагревателей ДС сопоставимы с температурами газов перед турбиной ГТД (1300–1700 К), что требует применения дорогостоящих жаропрочных и жаростойких материалов. К сожалению, лучшие образцы транспортных ДС пока не вышли за рамки опытных и являются по-своему уникальными конструкциями. В то же время достигнуты значительные успехи в создании и конструировании машин Стирлинга со сравнительно низкими температурами нагревателей, в том числе в вариантах холодильных машин и тепловых насосов [3]. Поэтому представляет интерес возможность использования обоих рассматриваемых двигателей — ГТД и ДС в составе комбинированных силовых установок. В качестве аналогов могут служить комбинированные парогазовые установки, в которых теплота отработавших газов газовых турбин используется для получения пара, работающего в дополнительной паровой турбине. Конечная температура газов за последней ступенью газовой турбины является, по существу, исходной для парового котла-утилизатора, работающего в такой установке. В предлагаемой авторами схеме комбинированной установки (рис. 1, а) газы, покидающие турбину ГТД, подаются в нагреватель ДС, их теплота используется для работы такого двигателя.

В соответствии с приведенной схемой газы, покидающие силовую турбину 5, перед удалением их в атмосферу поступают в нагреватель

бдвигателя Стирлинга 7. Указанный нагреватель представляет собой рекуперативный теплообменник. Теплоту к рабочему телу (гелий или водород) внутреннего контура ДС целесообразно передавать с помощью промежуточного жидкометаллического теплоносителя либо тепловых труб. В этом случае удастся обеспечить оптимальные параметры цилиндров, нагревателя, регенератора и охладителя ДС [4].

Рассмотрим идеальные циклы такой установки и циклы составляющих ее двигателей, представленные на рис. 2 в T - s -координатах. Идея комбинирования заключается в том, чтобы объединить наиболее распространенный цикл ГТД с подводом теплоты при постоянном давлении [5], который является основным, с «надстраиваемым» циклом двигателя Стирлинга. Верхняя часть цикла 1-2-3-4-1 представляет собой цикл газотурбинной части, причем в процессе отвода теплоты 4-1 часть этой отводимой теплоты передается нагревателям многоцилиндрового двигателя Стирлинга в процессе 4-7. Хотя процесс 4-7 является изобарным, при последовательной передаче теплоты нескольким нагревателям ДС его можно представить как несколько изотермических процессов со ступенчатым снижением температур от T_4 до T_7 (на рис. 2 они показаны пунктирными линиями). Температура охладителя ДС — T_5 , причем отвод теплоты осуществляется по изотерме 5-6. Таким образом, температурный перепад для цилиндров ДС последовательно снижается, но на работе многоцилиндровых двигателей при числе цилиндров более трех это практически не сказывается.

Теплота и работа цикла такой комбинированной установки определяется зависимостью

$$l_{\text{ц}} = q_{\text{ц}} = c_p [T_3 - T_2 - T_7 + T_1 - T_5 \ln(T_4/T_7)], \quad (1)$$

где c_p — изобарная удельная теплоемкость рабочего тела.

Температуры T_2 и T_4 определяются из известных зависимостей для цикла ГТД при заданных значениях T_1 и T_3 . Температура T_7 вычисляется из соотношения $T_7 = T_4 - \mu(T_4 - T_5)$, в котором коэффициент μ характеризует долю теплоты уходящих газов ГТД, используемую для работы двигателя Стирлинга. Поскольку данная схема комбинированной установки предусматривает, по существу, утилизацию теплоты

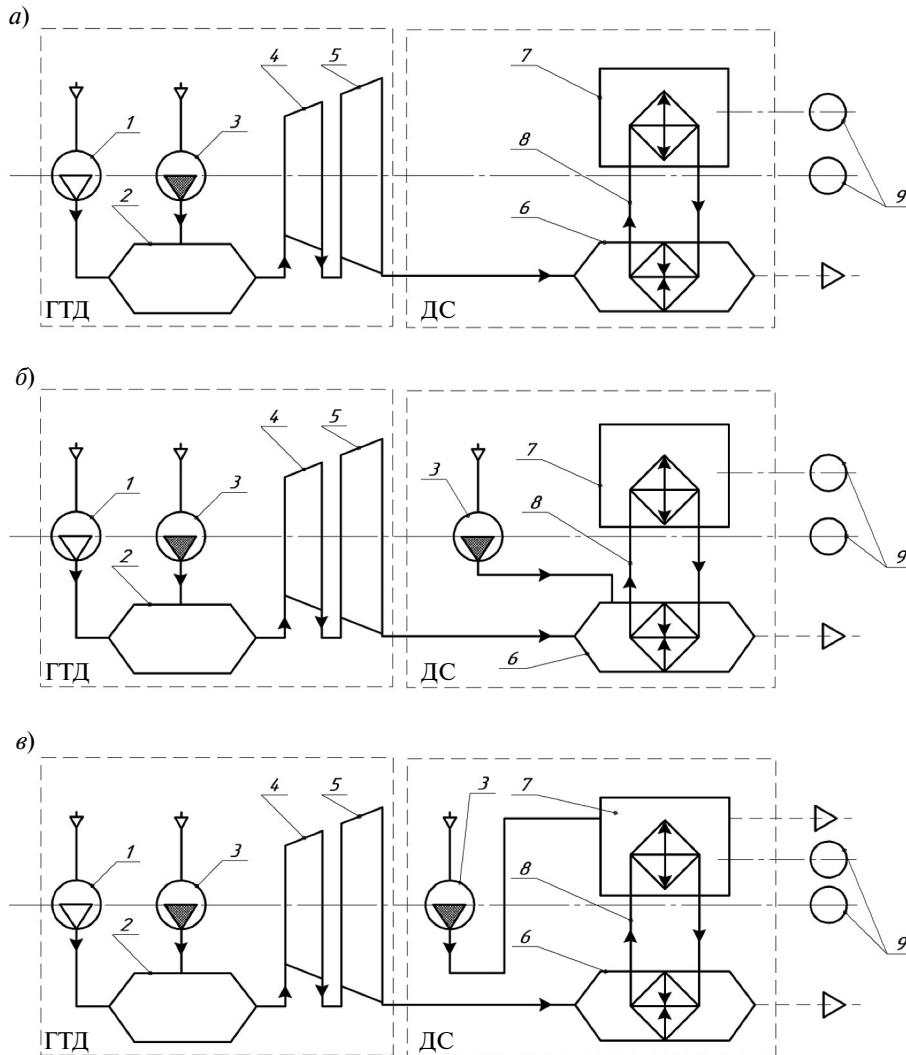


Рис. 1. Схемы вариантов комбинированного двигателя: с утилизацией теплоты отводимых газов (а), с дожиганием за турбиной (б), с утилизацией теплоты отводимых газов и возможностью автономной работы ДС (в):

1 — компрессор ГТД; 2 — камера сгорания ГТД; 3 — топливный насос; 4 — турбина компрессора; 5 — силовая турбина; 6 — нагреватель; 7 — двигатель Стирлинга; 8 — контур промежуточного теплоносителя; 9 — нагрузки двигателей

уходящих газов ГТД, параметр μ именуется в дальнейшем коэффициентом утилизации. Очевидно, что при полной утилизации $\mu = 1$.

КПД такой комбинированной установки находится в соответствии с выражением

$$\eta_f = \frac{l_{ц}}{q_{23}} = \frac{T_3 - T_2 - T_7 + T_1 - T_5 \ln(T_4/T_7)}{T_3 - T_2}. \quad (2)$$

При выводе приведенных зависимостей термический КПД идеального цикла ГТД вычислен в соответствии с выражением

$$\eta_{ГТД} = 1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}},$$

где k — показатель адиабаты рабочего тела; π — степень повышения давления в цикле.

В данном случае КПД двигателя Стирлинга определен как КПД регенеративного цикла Карно (в предположении полной внутренней регенерации). Из выражений (1) и (2) следует, что работа цикла (L) и КПД комбинированной установки непрерывно возрастают с увеличе-

нием параметра μ , как это представлено на графиках (рис. 3).

Из приводимых графических зависимостей следует, что несмотря на сравнительно скромные величины КПД двигателей Стирлинга (это объясняется небольшими соотношениями температур их нагревателей и охладителей), увеличение работы и, соответственно, мощности комбинированной установки при $\mu \rightarrow 1$ составляет 11–19 % в зависимости от температуры T_4 газа за турбиной. КПД установки при этом возрастает с 0,575 до 0,64–0,68.

С целью обеспечения большего увеличения мощности комбинированной установки рассмотрен и другой вариант схемы ее построения (рис. 1, б). Он предусматривает установку дополнительной камеры сгорания для подвода теплоты путем сжигания топлива в среде газов, покидающих турбину. Поскольку количество свободного кислорода в составе отводимых газов составляет 14–16 % (эта величина определяется коэффициентом избытка воздуха в камере сгорания ГТД), такой процесс практически вполне осуществим аналогично процессам дожигания топлива в форсажных камерах авиационных ГТД. Сжигание дополнительного топлива в такой камере дает возможность обеспечить температуру нагревателя ДС, максимально допустимую из условий жаростойкости и прочности.

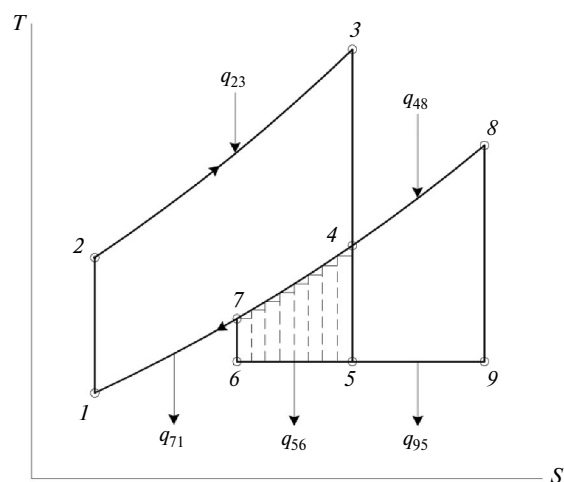


Рис. 2. Термодинамический цикл комбинированной установки

Если давление за последней ступенью турбины ГТД несколько превышает атмосферное, т. е. составляет 0,102–0,05 МПа, то отсутствует необходимость в специальном нагнетателе и подогревателе воздуха, характерных для ДС, работающих на органических топливах. Идеальный цикл такой установки (рис. 2) формируется объединением цикла ГТД 1-2-3-4-1 с «пристраиваемым» циклом двигателя Стирлинга 4-8-9-5-4. В общем случае этот цикл может быть объединен с ранее рассмотренным циклом 7-4-5-6-7,

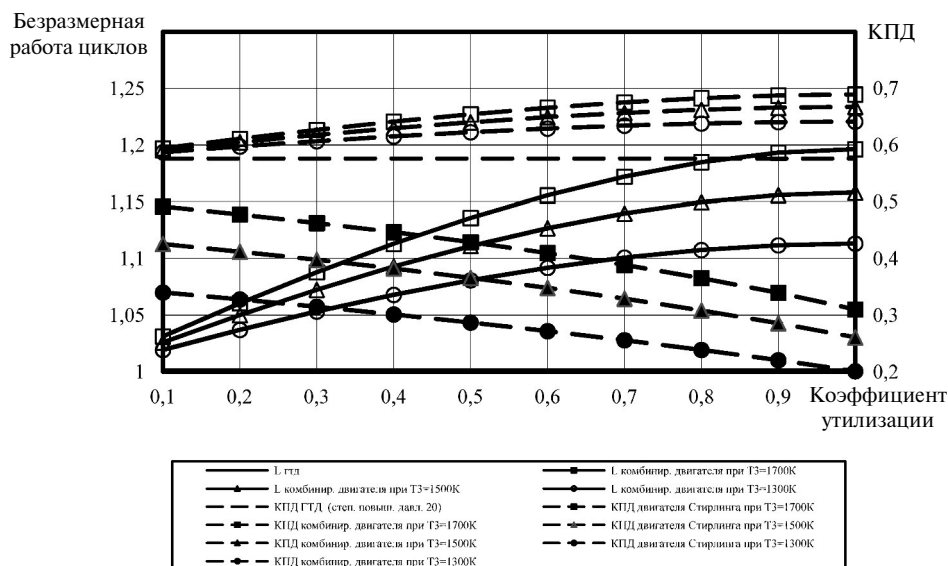


Рис. 3. Работа циклов (отнесена к работе цикла ГТД) и КПД комбинированных установок в зависимости от коэффициента утилизации и параметров исходных циклов. Приняты: $T_1 = 298 \text{ K}$ (+25 °C), $T_5 = 358 \text{ K}$ (+85 °C), $\pi = 20$

поэтому подвод теплоты к нагревателям ДС осуществляется в процессе 4-8.

Для цикла 1-2-3-4-8-9-6-7-1 работа определяется как сумма работ базового цикла ГТД, надстраиваемого цикла 7-4-5-6-7 и пристраиваемого цикла 4-7-9-5-4, то есть

$$l_{ц} = q_{ц} = c_p [T_3 - T_2 - T_4 + T_1 + T_8 - T_7 - T_5 \ln(T_8/T_7)]. \quad (3)$$

Отсюда получаем выражение для термического КПД:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_{23}} = \frac{T_3 - T_2 - T_4 + T_1 + T_8 - T_7 - T_5 \ln(T_8/T_7)}{T_3 - T_2 + T_8 - T_4}. \quad (4)$$

В этих зависимостях T_8 вычисляется из соотношения $T_8 = T_4 + \nu(T_3 - T_4)$. Коэффициент дополнительного нагрева ν определяет степень подогрева уходящих газов ГТД в дополнительной камере сгорания. При таком сжигании топлива температура газов может быть увеличена до значений, соизмеримых с температурой газа перед первой ступенью турбины ГТД, и даже превышать их ($\nu > 1$). Очевидно, что работа цикла и мощность при этом возрастают, однако КПД комбинированной установки может быть как выше, так и ниже исходного, поскольку цикл

4-8-9-5-4 является «пристраиваемым» к исходному [6]. На рис. 4 приведены графики для КПД идеальных циклов комбинированных установок в зависимости от коэффициента утилизации μ и коэффициента дополнительного нагрева ν . Из них следует вывод, что нагрев при величинах $\nu < 0,2-0,4$ приводит к падению КПД комбинированной установки, хотя работа цикла при этом существенно возрастает. Это объясняется сравнительно невысокими конечными температурами T_8 дополнительного цикла 7-8-9-5-7. При значениях $\nu > 0,4$ наблюдается медленный рост КПД при интенсивном увеличении работы комбинированного цикла.

Все приведенные расчетные зависимости и результаты получены в предположении реализации идеальных циклов и расчетов цикла Стирлинга как эквивалентного цикла Карно. Для действительных циклов ГТД и ДС значения работы и КПД с учетом внутренних и внешних потерь меньше, но при этом следует учитывать важный фактор, благоприятный для реализации цикла Стирлинга и работы двигателя. В действительных циклах ГТД температура газа за турбиной T_4 значительно выше (на 150–200 К), чем ее расчетные значения для идеальных циклов, что существенно расширяет температурный диапазон работы ДС.

Для количественной оценки возможностей исследуемой установки рассмотрена работа ГТД мощностью 1000 кВт и степенью повышения

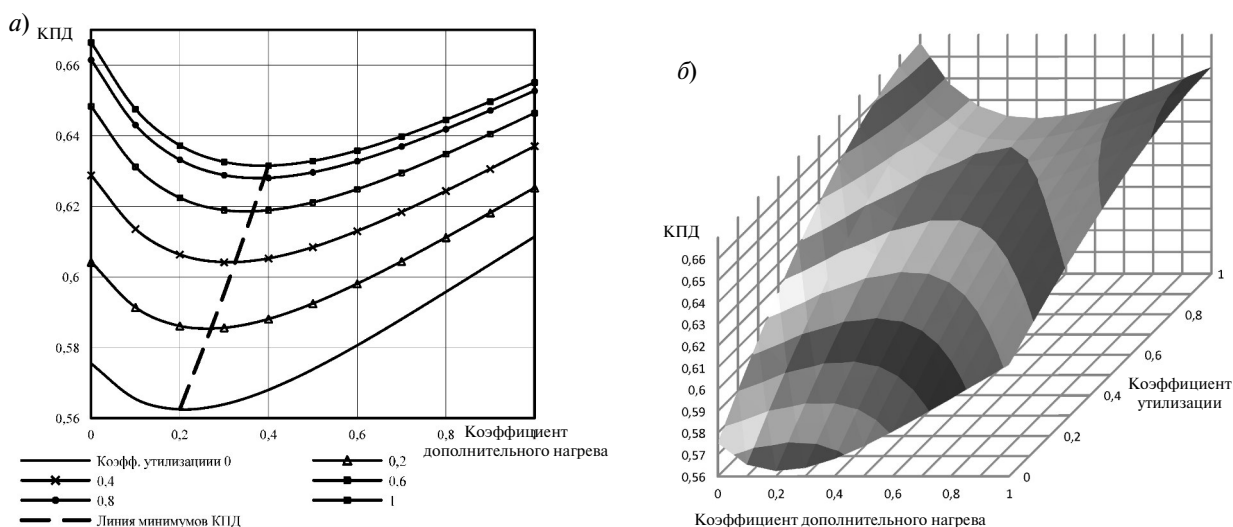


Рис. 4. КПД идеальных циклов комбинированных установок в зависимости от коэффициентов утилизации и дополнительного нагрева при $T_3 = 1500$ К, $T_1 = 298$ К(+25 °С), $T_5 = 358$ К(+85 °С)

давления в компрессоре $\pi = 20$ с ДС различной мощности. Исследованы варианты: работа ДС только на отводимых газах ГТД (утилизация теплоты); работа установки с дожиганием топлива в дополнительной камере сгорания. При этом принимались различные значения температур газа перед турбиной: $t_3 - 1027, 1227$ и 1427 °С ($T_3 - 1300, 1500$ и 1700 К). Расчеты параметров действительных циклов ГТД по традиционным методикам показали, что температуры t_4 газа за турбиной при этом составляют соответственно $431, 540$ и 648 °С. Температура охладителя ДС принята равной 85 °С, что соответствует параметрам систем отвода теплоты и охлаждения двигателей наземного транспорта. Исследования и вычисления параметров двигателей Стирлинга осуществлялись на основе адиабатной модели их циклов методом замкнутой оптимизации [4, 7]. Расчеты проведены с применением программного обеспечения Mathcad14 и C++.

На рис. 5 приведены графические зависимости КПД и мощности двигателей Стирлинга, работающих за счет теплоты отводимых от ГТД газов. Результаты вычислений показали, что при $t_4 = 431$ °С работа таких двигателей практически невозможна ввиду малой разности температур нагревателя и охладителя. Но уже при $t_4 = 540$ °С приращение мощности комбинированного двигателя составляет ~ 77 кВт, соответственно КПД возрастает с $0,286$ (для ГТД без ДС) до $0,308$, как это следует из графиков, приведенных на рис. 5. При температуре газов за турбиной $t_4 = 648$ °С (это соответствует температуре 1700 К перед турбиной) мощность ДС составляет 159 кВт, что дает увеличение мощности комбинированной установки на $15,9\%$ без дополнительных затрат топлива. КПД при этом увеличивается до $0,364$ при его исходном значении $0,320$. Следует отметить, что температура $T_3 = 1700$ К является практически предельной для современных ГТД, хотя в отдельных авиационных двигателях ее величина (судя по зарубежным источникам) уже превышает 1900 К.

Исследования также показали, что температура охладителя ДС существенно влияет на его мощность и КПД, поскольку отношение температур нагревателя и охладителя сравнительно невелико. С учетом возможности применения предлагаемых комбинированных установок для водного транспорта были выполнены расчеты при температурах охладителя ДС $+40$ °С, что

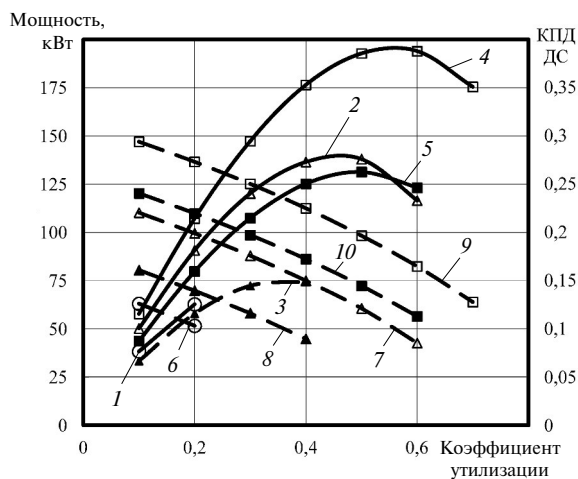


Рис. 5. Мощность (1, 2, 3, 4, 5) и КПД (6, 7, 8, 9, 10) двигателей Стирлинга, работающих на теплоте отводимых газов ГТД, при следующих температурах, °С, их нагревателя / охладителя:
431/40 (1, 6); 540/40 (2, 7);
540/85 (3, 8); 648/40 (4, 9); 648/85 (5, 10)

вполне достижимо при отводе теплоты забортной водой. Оказалось, что для такого варианта отвода теплоты при $t_4 = 540$ °С приращение мощности комбинированного двигателя составляет 146 кВт, КПД возрастает до $0,328$ (см. рис. 5). В предельном варианте из рассмотренных при $t_4 = 648$ °С мощность ДС достигает 194 кВт, что дает увеличение мощности комбинированной установки почти на 20% .

Во всех рассмотренных вариантах комбинированных установок КПД ДС при достижении максимальных значений их мощности составляет $0,1-0,2$, причем практически во всех случаях графики мощности имеют явные экстремумы, определяющие оптимальные значения коэффициентов утилизации теплоты. Из рис. 6 следует, что их величины лежат в диапазоне $0,4-0,6$ в зависимости от температур t_4 и $t_{\text{охл}}$.

Для обеспечения передачи теплоты к нагревателям ДС необходим теплообменник. Практика конструирования ГТД с регенерацией [8] показала, что хороший эффект дает размещение трубчатой матрицы на выходе газов из турбины. В этом случае осуществляется передача теплоты к металлическим трубкам при поперечном обтекании трубного пучка. В ГТД с регенерацией теплоты внутри трубок движется и нагревается воздух, сжатый в компрессоре. Для нагревателей ДС такой подвод теплоты

практически неприемлем вследствие высокого давления (до 20 МПа) во внутреннем контуре. Кроме того, внутренний объем нагревателя ДС соизмерим с рабочим объемом его цилиндра [7, 9], поэтому в комбинированной установке такой способ передачи теплоты практически неосуществим. Наиболее приемлема установка промежуточного теплообменного контура с жидкоталлическим теплоносителем, как это показано на рис. 1. Это позволяет эффективно передавать теплоту нагревателю ДС при практически неограниченном внутреннем объеме промежуточного теплообменного контура со стороны газового тракта ГТД. С другой стороны этого контура возможно обеспечить необходимые оптимальные внутренние объемы нагревателей ДС. Не следует исключать и вариант передачи теплоты от газов к нагревателям ДС с помощью тепловых труб, если это удастся осуществить конструктивно.

Автономную работу такого ДС при выключенном ГТД можно обеспечить путем установки в нем собственной камеры сгорания с подогревателем воздуха, как это выполнено в известных конструкциях [1, 2, 10] (рис. 1, в). При этом режиме работы двигателя возможно увеличить температуру его нагревателей исходя из условий прочности и жаростойкости их деталей, что поз-

волит повысить мощность в 2,5 раза при его КПД до 0,46.

Расчеты параметров действительных циклов двигателей комбинированной установки показали, что дожигание топлива в дополнительной камере сгорания при $\nu > 0,8-1$ дает возможность повысить мощность установки в 1,5–2 раза с незначительным увеличением КПД, как это следует из зависимостей на рис. 6 для значений коэффициента утилизации 0, 0,2 и 0,4. Из них видно, что, как и для идеальных циклов, при малых значениях коэффициента дополнительного нагрева ν (до 0,4) КПД установки снижается, причем только при $\nu \approx 0,7$ этот КПД достигает исходного значения.

В данном случае возможность повышения мощности ДС до величин, соизмеримых с мощностью исходного ГТД, обязательно приведет к увеличению размеров и массы как самого ДС, так и установки в целом. Для практических целей такая конструкция представляется слишком сложной и громоздкой, поскольку в этом случае массогабаритные характеристики комбинированной установки определяются параметрами ДС, а не ГТД. Поэтому для практической реализации наиболее целесообразным остается рассмотренный ранее вариант утилизации теплоты отводимых газов ГТД для работы ДС. Это не

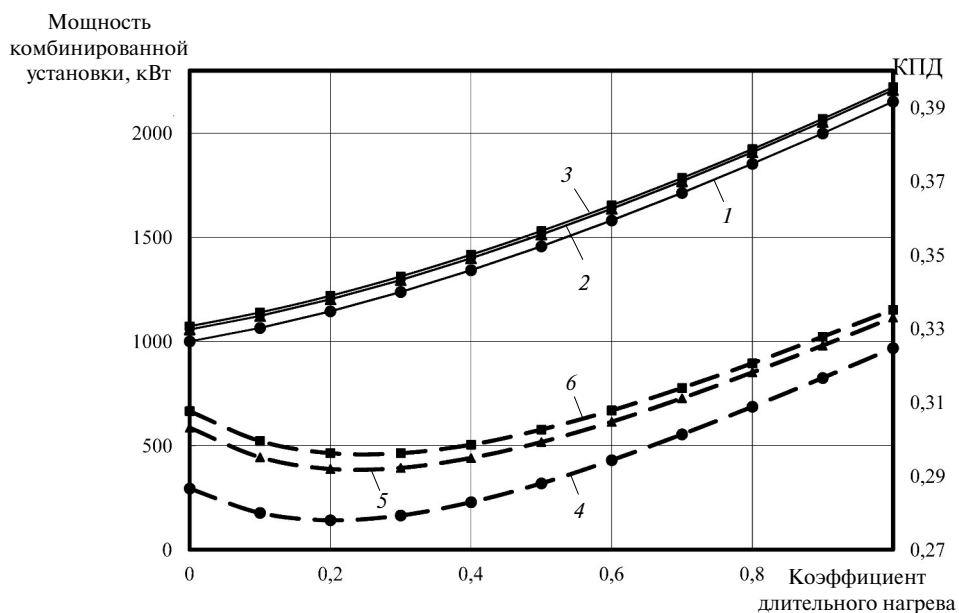


Рис. 6. Мощность (1, 2, 3) и КПД (4, 5, 6) комбинированной установки, использующей сжигание топлива в дополнительной камере сгорания, при коэффициентах утилизации, равных 0 (1, 4); 0,2 (2, 5); 0,4 (3, 6)

требует установки дополнительных камер сгорания и позволяет в то же время повысить как мощность, так и КПД без дополнительной затраты топлива. Для силовых агрегатов водного транспорта такая схема также наиболее приемлема благодаря возможности увеличить мощность в большей степени, чем для наземного транспорта.

Выводы

1. Использование теплоты уходящих газов ГТД для работы ДС всегда повышает КПД комбинированной силовой установки. Для эффективной работы двигателя Стирлинга температура уходящих газов должна превышать 700 К.

2. Дожигание топлива в продуктах сгорания за турбиной ГТД может как повысить, так и снизить КПД комбинированной установки. Это зависит от степени повышения температуры газов в результате дожигания по отношению к максимальной температуре цикла ГТД.

3. Совместная утилизация теплоты уходящих газов ГТД с дожиганием за турбиной практически всегда увеличивает КПД комбинированной

установки; дожигание с незначительными коэффициентами дополнительного нагрева снижает прирост КПД. Мощность и КПД комбинированной установки в значительной степени определяются температурами в проточной части ГТД.

4. Характеристики комбинированных двигателей в значительной мере зависят от параметров окружающей среды, которые обязательно необходимо учитывать в ходе исследований и конструирования как двигателей Стирлинга, так и установок в целом.

5. Ступенчатый подвод теплоты уходящих газов ГТД к нагревателям многоцилиндровых двигателей Стирлинга и, соответственно, идентичный отвод теплоты в его охладителях обеспечивают наиболее эффективное ее использование при существенном повышении КПД комбинированных двигателей и силовых установок на их базе.

6. Предлагаемые схемы комбинированных двигателей могут быть рекомендованы для применения в силовых установках транспортных средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / Пер с англ. М.: Машиностроение, 1985. 408 с.
2. Ридер Г., Хупер Г. Двигатели Стирлинга / Пер с англ. М.: Мир, 1986. 464 с.
3. Wood G.W., Unger R., Lane N.W. A Stirling-Rankine Fuel-Fired Heat Pump // Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference. Purdue University, West Lafayette. July 25–28, 2000. 7 p.
4. Горожанкин С.А. Машины Стирлинга: параметры рабочих процессов. Макеевка: ДонГАСА, 2003. 208 с.
5. Архаров А.М., Афанасьев В.Н. Теплотехника: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2011. 792 с.
6. Андриющенко А.И. Основы термодинамики ци-

клов теплоэнергетических установок. М.: Высшая школа, 1985. 319 с.

7. Горожанкин С.А. Определение параметров действительных циклов двигателей Стирлинга на основе их адиабатной модели // «Сучасне промислове та цивільне будівництво». 2006. Т. 2, №4. С. 187–194.

8. Клячкин А.Л. Теория воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1969. 512 с.

9. Organ Allan J. Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine. Cambridge University Press, 1992. 451 p.

10. Martini W.R. Stirling engine design manual / University of Washington. DOE/NASA/3152–78/1 NASA CR-135382. 04.1978. 370 p.

REFERENCES

1. Walker G. Dvigateli Stirlinga [Stirling Engines]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1985. 408 p. (rus.)
2. Reader G., Hooper G. Dvigateli Stirlinga [Stirling Engines]. Moscow: Mir, 1986. 464 p. (rus.)
3. Wood G.W., Unger R., Lane N.W. A Stirling-Rankine Fuel-Fired Heat Pump. *Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference*. Purdue University, West Lafayette. July 25–28. 2000. 7 p.

4. Gorozhankin S.A. Mashiny Stirlinga: parametry rabochikh protsessov [Stirling Mashines: Working Processes' Parameters]. Makeyevka: Izd-vo DonGASA, 2003. 208 p.

5. Arkharov A.M., Afanasyev V.N. Teplotekhnika : uchebnik dlya vuzov [Thermotechnics]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2011. 792 p. (rus.)

6. Andriyushchenko A.I. Osnovy termodinamiki tsiklov teploenergeticheskikh ustanovok [Thermodynamics' Ba-

sis of Thermal Energy Plant's Cycles]. Moscow: Vyssh. shkola, 1985. 319 s. (rus.)

7. **Gorzhankin S.A.** Opredeleniye parametrov deystvitelnykh tsiklov dvigateley Stirlinga na osnove ikh adiabatnoy modeli [Determination of Stirling Engines' Real Cycle Parameters by it's Adiabatic Model]. *Suchasne promislove ta tsivilne budivnitstvo. [Modern Industrial and Civil Engineering]*. 2006. Vol. 2, №4. S. 187–194. (rus.)

8. **Klyachkin A.L.** Teoriya vozdušno-reaktivnykh dvigateley [Theory of Air-reactive Engines]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1969. 512 s. (rus.)

9. **Organ Allan J.** Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine. Cambridge University Press, 1992. 451 p.

10. **Martini W.R.** Stirling engine design manual / University of Washington. *DOE/NASA/3152–78/1 NASA CR-135382*. 04.1978. 370 p.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ГОРОЖАНКИН Сергей Андреевич — доктор технических наук заведующий кафедрой Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. 86123, Украина, Донецкая область, Макеевка, ул.Державина, 2. E-mail: gormar52@gmail.com

САВЕНКОВ Никита Владимирович — ассистент кафедры Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. 86123, Украина, Донецкая область, Макеевка, ул.Державина, 2. E-mail: SavenkovNV@yandex.ru

ЧУХАРКИН Артем Витальевич — ассистент кафедры Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. 86123, Украина, Донецкая область, Макеевка, ул.Державина, 2. E-mail: piero1978@rambler.ru

AUTHORS

GOROZHANKIN Sergei A. — Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. 2, Derzhavin str., Makiyivka, Donetsk region, Ukraine, 86123. E-mail: gormar52@gmail.com

SAVENKOV Nikita V. — Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. 2, Derzhavin str., Makiyivka, Donetsk region, Ukraine, 86123. E-mail: SavenkovNV@yandex.ru

CHUKHARKIN Artiom V. — Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. 2, Derzhavin str., Makiyivka, Donetsk region, Ukraine, 86123. E-mail: piero1978@rambler.ru