

УДК 621.57
Р 15

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОПРЕССОРНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Н. И. Радченко, д-р техн. наук, проф.;
Д. В. Коновалов, канд. техн. наук, доц.;
А. В. Бойко, асп.

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Проанализирована эффективность применения в газотурбинной установке дополнительной турбины перерасширения, которая устанавливается после основной (силовой) турбины, с последующим повышением давления в термопрессоре продуктов сгорания до атмосферного. Показано, что при этом возможны существенное увеличение мощности газотурбинной установки, а также работа турбины перерасширения без дожимающего компрессора.

Ключевые слова: газотурбинная установка, термопрессор, перерасширение, повышение давления, дожимающий компрессор.

Анотація. Проаналізована ефективність застосування в газотурбінній установці додаткової турбіни перерозширення, яка встановлюється після основної (силової) турбіни, з наступним підвищенням тиску в термопресорі продуктів згорання до атмосферного. Показано, що при цьому можливі суттєве збільшення потужності газотурбінної установки, а також робота турбіни перерозширення без дотискаючого компресора.

Ключові слова: газотурбінна установка, термопресор, перерозширення, підвищення тиску, дотискаючий компресор.

Abstract. The effectiveness of application in the gas turbine unit of the addition overexpansion turbine has been analyzed. This turbine is installed behind the main (power) turbine, with the further pressure increase in the thermopressor of combustion products up to the atmospheric one. It is possible to achieve a significant increase of the gas turbine unit power and the overexpansion turbine operation without a booster compressor.

Keywords: gas turbine unit, thermopressor, overexpansion, pressure increase, booster compressor.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Газотурбинные двигатели широко применяются в стационарной, транспортной (судовой) энергетике. Турбины малой мощности (до 1 МВт) используются в установках автономного энергообеспечения и на малотоннажных судах, в том числе на судах на воздушной подушке, в качестве судовой электростанции.

Так, например, на судне типа «Зубр» применяются турбины малой мощности ГТГ-100К ($N_e = 100$ кВт). Энергетическая установка состоит из приводных агрегатов суммарной мощностью 40 МВт для поддержания хода судна и автономной электростанции мощностью 400 кВт на базе ГТГ-100К. Основным преимуществом газотурбинных установок (ГТУ), по сравнению с поршневыми двигателями внутреннего сгорания, является возможность политропного расширения рабочего тела (продуктов сгорания) до атмосферного давления. Один из способов повышения эффективности ГТУ – дополнительное расширение продуктов сгорания ниже атмосферного давления во вспомогательной турбине (турбине перерасширения), которая устанавливается после основной (силовой) турбины. Полученная в турбине перерасширения мощность расходуется на сжатие уходящих газов до атмосферного давления компрессором, а избыточная

мощность (больше потребляемой компрессором) может передаваться на гребной вал или использоваться для привода электрогенератора [6].

В современной судовой энергетике широко используются процессы, в которых движение газа по каналам происходит при различных воздействиях: при изменении площади проходного сечения канала, обмене энергией с окружающей средой путем теплопередачи, трении о стенки канала, изменении расхода газа в результате подвода жидкости в поток, сложном процессе механического и теплового взаимодействия капель жидкости с потоком газа и др. При интенсивном отводе теплоты и соответствующей организации рабочего процесса оказывается возможным увеличение полного давления газового потока. При этом его сжатие происходит за счет преобладающего теплового воздействия (отвода теплоты) по сравнению с потерями давления на трение. Аппарат, в котором увеличение полного давления газа происходит вследствие отвода от него теплоты, получил название термопрессора [2]. Отвод теплоты от газового потока может осуществляться путем теплопередачи через стенки канала (бесконтактным способом) или в процессе испарения жидкости, которая впрыскивается в газовый поток (контактное или испарительное охлаждение), движущийся с околозвуковой скоростью.

Основной силовой несущей частью корпуса корабля типа «Зубр», которая обеспечивает прочность и плавучесть, является понтон прямоугольной формы. Находящаяся на понтоне надстройка разделена двумя продольными переборками на три функциональных объема. В средней части размещен отсек десантной техники с танковыми дорожками и аппаратами. В бортовых отсеках размещены главные и вспомогательные энергоустановки, помещения личного состава десанта, жилые помещения, системы обеспечения жизнедеятельности и защиты от средств массового поражения. Для поддержания комфортных условий на боевых постах, в помещениях десанта и жилых помещениях экипажа предусмотрены системы вентиляции, кондиционирования и отопления, теплозвукоизолирующие покрытия, конструкции из вибродемпфирующего материала. Все это указывает на ограниченность места и невозможность установления в машинном отделении дополнительного оборудования. Вместе с тем термопрессор является достаточно компактным аппаратом, который сочетает в себе такие функции, как сжатие и глубокое охлаждение газа, поэтому очевидным является применение его в контуре перерасширения ГТУ в качестве компрессора и охладителя одновременно.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Возможность протекания процесса испарительного охлаждения газа с повышением полного давления потока впервые была доказана Л.А. Вулисом в 1946 году [3]. Вопросам теории рабочих процессов, конструирования и проектирования термопрессоров посвящены работы [1, 4, 8].

Результаты теоретического исследования применения термопрессорного сжатия в контуре перерасширения ГТУ совместно с дополнительным охладителем газа и дожимающим компрессором приведены в [7].

ЦЕЛЬЮ ИССЛЕДОВАНИЯ является оценка эффективности применения термопрессорного повышения давления в контуре перерасширения судовой газотурбинной установки малой мощности.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Схема дополнительного контура ГТУ с турбиной перерасширения и цикл такой установки показаны на рис. 1. Принцип работы установки заключается в следующем: газ давлением P_4 , равным атмосферному, и с высокой температурой (400...600 °С) после главной ГТУ поступает на вспомогательную турбину, где политропно расширяется до давления $P_5 = 0,35 \cdot 10^5$ Па (процесс 4–5 на рис. 1,б). С целью уменьшения работы сжатия в компрессоре газ охлаждают в холодильнике (процесс 5–6). Вследствие аэродинамического сопротивления ΔP

в теплообменном аппарате давление $P_6 < P_5$. Холодный газ с температурой $t_3 = 50$ °С [3] (в зависимости от температуры охлаждающей среды) сжимается турбокомпрессором до атмосферного давления (политропный процесс 6–7). На T - S -диаграмме (см. рис. 1,б) изобарный процесс 7–1, замыкающий цикл, является условным.

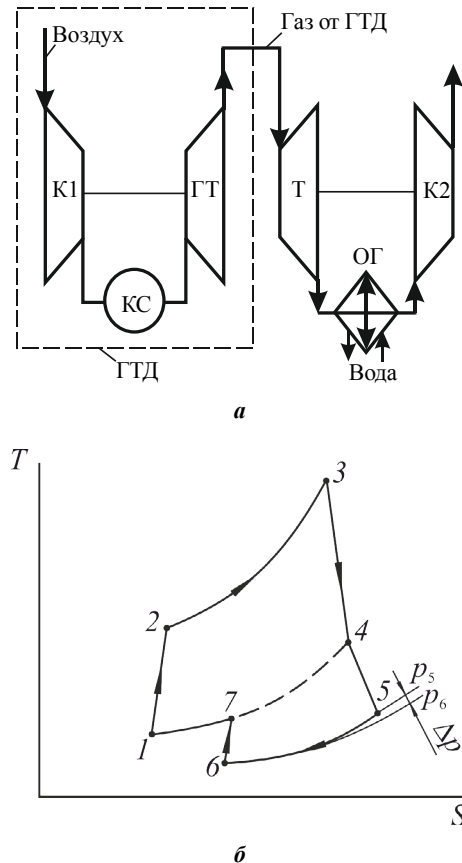


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) установки с турбиной перерасширения: ГТ – турбина ГТУ; КС – камера сгорания; Т – турбина перерасширения; К1, К2 – компрессоры; ОГ – охладитель газа

Охладитель газа ОГ и компрессор К2 можно заменить компактным термопрессорным аппаратом, который сочетает в себе функции охлаждения (ОГ) и сжатия (К2) (рис. 2,а). Термопрессор представляет собой струйный аппарат, состоящий из сопла и диффузора. К соплу подводится газ с высокой температурой. При истечении из сопла давление газа уменьшается, а скорость увеличивается до числа Маха 0,5...0,9. В высокоскоростной газовой поток, на выходе из сопла, впрыскивают воду форсункой тонкого распыла. За счет мгновенного испарения капле происходит интенсивное охлаждение газа (термогазодинамический эффект). В диффузоре скорость газа уменьшается, а давление увеличивается.

В установке с термопрессорным сжатием в контуре перерасширения газ после ГТУ поступает, как и в предыдущем случае, во вспомогательную

турбину Т, где политропно расширяется до давления P_2 (процесс 4–5 на рис. 2,б).

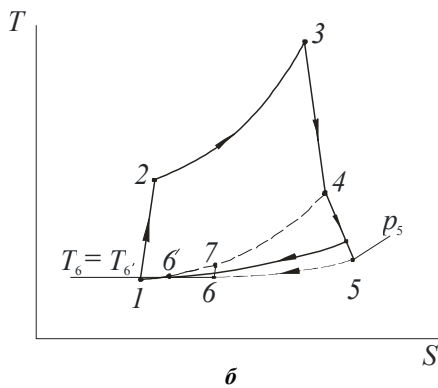
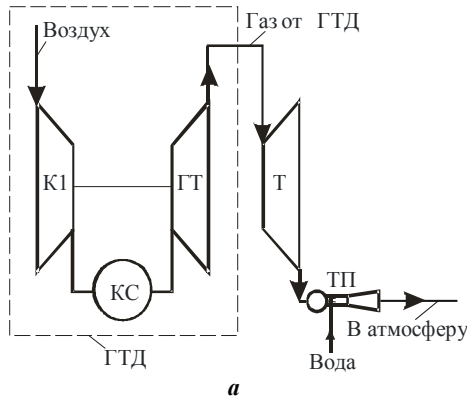


Рис. 2. Схема (а) и цикл (б) установки с турбиной перерасширения и термопрессором: ГТ – турбина ГТУ; КС – камера сгорания; Т – турбина перерасширения; К1, К2 – компрессоры; ТП – термопрессор

В сопле термопрессора газ адиабатно расширяется до более низкого давления и сжимается в диффузоре аппарата до давления $P_6' = P_{атм} > P_6$ (процесс 5'–6'). Линия 5'–6' представляет собой условный процесс сжатия газового потока в термопрессоре. При этом общий расход газа возрастает на величину, равную количеству воды, которая впрыскивается в поток. При обеспечении в термопрессоре такой же глубины охлаждения, как и в охладителе газа, температуры на выходе будут $T_6' = T_6 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Действительная работа расширения газа в турбине термопрессорного контура описывается следу-

ющим уравнением [8]:

$$H_T = c_{pr} T_1 (1 - \pi_T^{-m_T}) \eta_T,$$

где c_{pr} – удельная теплоемкость газа; $\pi_T = P_4/P_5$ – степень расширения в турбине; η_T – КПД турбины; $m_T = (k_T - 1)/k_T$; k_T – показатель адиабаты для газа.

Работа компрессора в случае отсутствия термопрессора определяется из выражения [8]

$$H_K = c_{pr} T_3 (\pi_K^{m_K} - 1) \eta_K,$$

где $\pi_K = P_7/P_6$ – степень сжатия в компрессоре; η_K – КПД компрессора; $m_K = (k_T - 1)/k_T$.

В термопрессоре в газовый поток впрыскивается жидкость, что увеличивает расход газа и, соответственно, работу компрессора:

$$H_K = (1 + g) c_{prg} T_3 (\pi_K^{m_K} - 1) \eta_K,$$

где g – массовая доля жидкости, впрыскиваемой в газ в термопрессоре; c_{prg} – удельная теплоемкость парогазовой смеси, которая может быть определена по следующей зависимости:

$$c_{prg} = g_T c_{pr} + g_n c_{pn},$$

где g_T, g_n – массовые доли газа и пара в смеси; c_{pn} – удельная теплоемкость пара.

С учетом этого полезная работа, которую можно получить в термопрессорном контуре, будет

$$H_n = H_T - H_K.$$

Гидравлическое сопротивление охладителя газа рассчитывается по формуле А.А. Гоголина [6]:

$$\Delta P_{ог} = 0,074 (L / d_3) (w_T \cdot \rho_T)^{1,7},$$

где L – длина канала; d_3 – эквивалентный геометрический размер; w_T – скорость газа; ρ_T – плотность газа.

Расчеты показывают, что гидравлическое сопротивление трубчато-пластинчатых теплообменных аппаратов с коридорным расположением трубок в газотурбинной установке перерасширения не превышает 600 Па.

Была проанализирована работа термопрессорного газотурбинного контура в составе следующих ГТУ (табл. 1): ГТГ100К (НПКГ «Зоря»–«Машпроект», Украина), CapstoneC200 («Capstone Turbine Corporation», США), Toyota 300A («Toyota turbine system», Япония).

Таблица 1. Характеристики ГТУ

Характеристики	ГТГ100К «НПКГ «Зоря»–«Машпроект», Украина	Capstone C200 «Capstone Turbine Corporation», США	Toyota 300A «Toyota turbine system», Япония
Мощность $N_{э}$, кВт	100	200	300
КПД $\eta_{э}$, %	14,60	19,0	22,5
Удельный расход топлива $b_{э}$, (г/кВт·ч)	575	442	373
Расход воздуха $G_{п}$, кг/с	1,36	1,85	2,30
Степень повышения давления p_K	5,50	3,50	7,5
Температура газа перед турбиной T_3 , К	1093	1089	1350

Исходные данные для расчета: температура и расход газа за ГТУ – принимались в соответствии с характеристиками ГТУ (рис. 3), приведенными в зависимости от температуры воздуха на входе в компрессор ГТУ.

Температура газа за термопрессором принималась $t'_6 = 50$ °С. Характеристики термопрессора рассчитывались с помощью разработанного программного комплекса на основе известных методик [2, 4, 8].

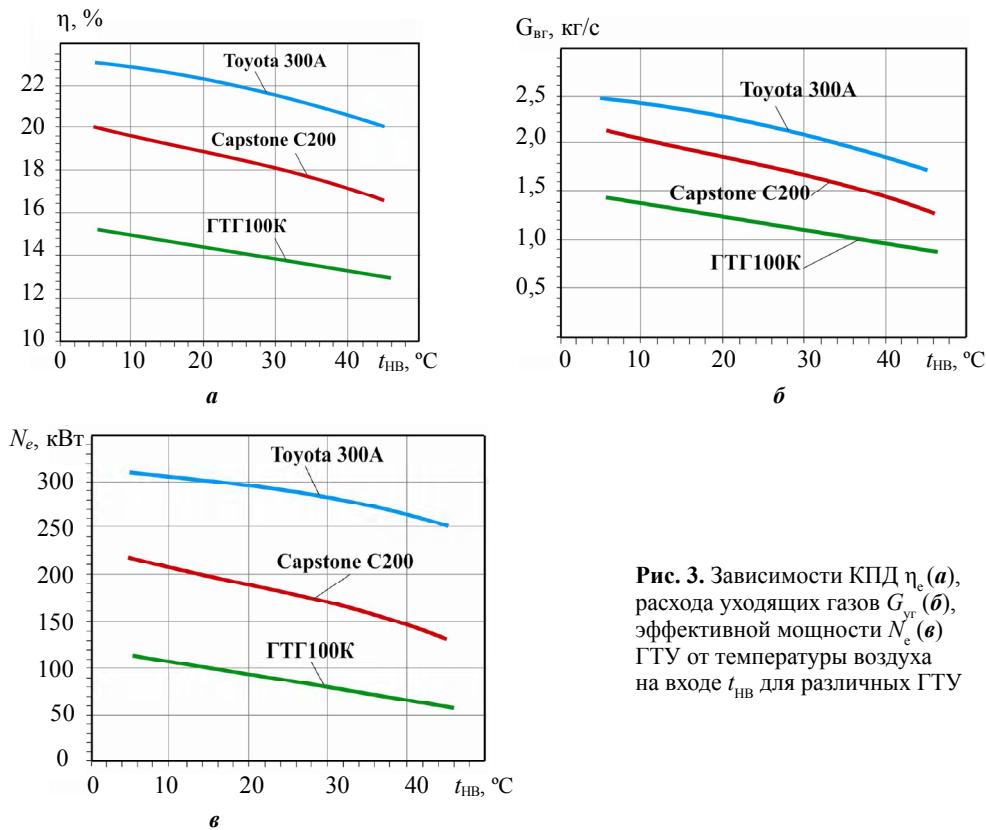


Рис. 3. Зависимости КПД η_e (а), расхода уходящих газов $G_{\text{вг}}$ (б), эффективной мощности N_e (в) ГТУ от температуры воздуха на входе $t_{\text{НВ}}$ для различных ГТУ

Применение турбины перерасширения снижает температуру газа $t_{\text{т2}}$ на выходе из ГТУ на 50...60 °С (рис. 4), однако тепловой потенциал уходящих газов для применения в термопрессоре достаточно большой: GTG100K – $t_{\text{т2}} = 440...480$ °С, Capstone C200 – 420...470 °С, Toyota 300A – 400...440 °С. При срабатывании в термопрессоре перепада температур по уходящим газам (сняемого перегрева $\Delta t_{\text{ТП}}$) от температуры $t_{\text{т2}}$ на входе – до 50 °С на выходе из термопрессора возможно получение значительного увеличения давления (рис. 5).

Увеличение давления в термопрессоре ΔP составляет для GTG100K – 36...40 %, Capstone C200 – 35...38 %, Toyota 300A – 32...36 %. Достаточный большой перепад давления объясняется большим перепадом температур в термопрессоре, который составляет $\Delta t_{\text{ТП}} = 350...430$ °С. Увеличение давления в термопрессоре позволяет снизить давление за турбиной перерасширения $P_{\text{ТП2}}$ (рис. 5,б): GTG100K – $(0,725...0,745) \cdot 10^5$ Па, Capstone C200 – $(0,730...0,755) \cdot 10^5$ Па, Toyota 300A – $(0,745...0,765) \cdot 10^5$ Па. Это позволяет увеличить степень расширения турбины $r_{\text{ТП}}$ с соответствующим увеличением работы на рабочих лопатках и мощности турбины $N_{\text{т}}$ (рис. 6): GTG100K – 60...70 кВт, Capstone C200 – 75...90 кВт, Toyota 300A – 95...105 кВт. Как видно, при температурах $t_{\text{НВ}} = 15...20$ °С значение мощности максимальное, что объясняется противоположным поведением величин, от которых зависит $N_{\text{т}}$: расход отходящих газов $G_{\text{т}}$ при увеличении $t_{\text{НВ}}$ уменьшается, а температура $t_{\text{т2}}$ увеличивается с соответствующим увеличением давления ΔP в термопрессоре.

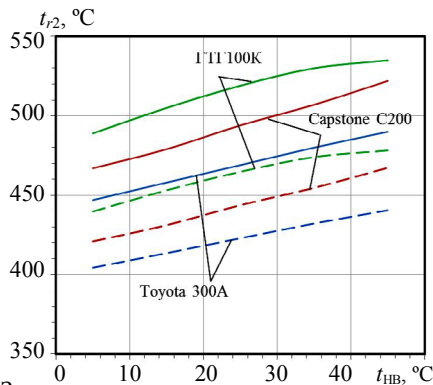


Рис. 4. Зависимости температуры уходящих газов за ГТУ $t_{\text{т2}}$ от температуры воздуха на входе $t_{\text{НВ}}$ для различных ГТУ: — без турбины перерасширения; - - - с турбиной перерасширения

Получение дополнительной мощности в турбине перерасширения увеличивает общую мощность ГТУ по сравнению с базовой (рис. 7): GTG100K – 25...37 кВт (35...45 %), Capstone C200 – 35...50 кВт

(20...25 %), Toyota 300A – 50...65 кВт (20...25%). Массовая доля воды, впрыскиваемой в термопрессор составляет $G_w = 0,03...0,10$. Из рис. 7 следует, что применение термопрессора совместно с турбиной перерасширения более эффективно при небольших мощностях ГТУ, поскольку тур-

бинам такого типа соответствуют более высокие температуры газа на выходе $t_{г2}$, а отсюда, и более высокие значения ΔP .

Необходимо также добавить, что результаты теоретического исследования хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными в работах

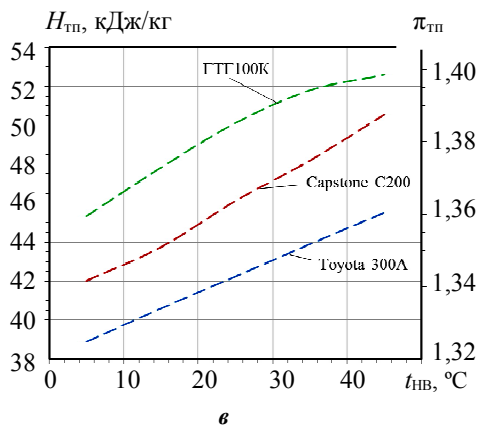
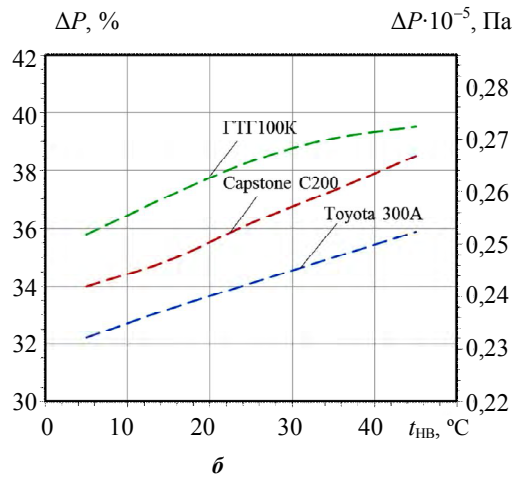
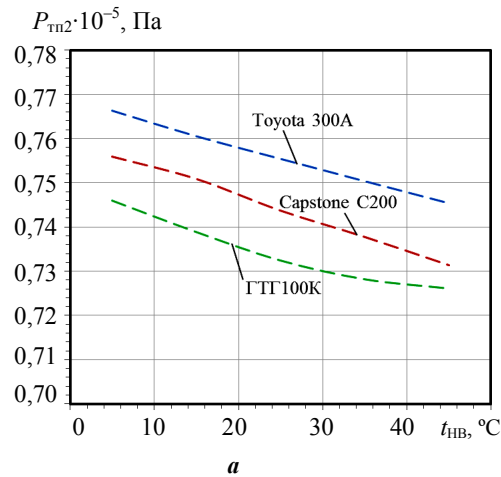


Рис. 5. Зависимости давления на выходе из турбины перерасширения (вход в сопло термопрессора) $P_{тп2}$ (а), увеличения давления в термопрессоре (термогазодинамическая компрессия) ΔP (б), работы турбины перерасширения $H_{тп}$ и степени расширения турбины $\pi_{тп}$ (в) от температуры воздуха на входе $t_{нв}$ для различных типов ГТУ

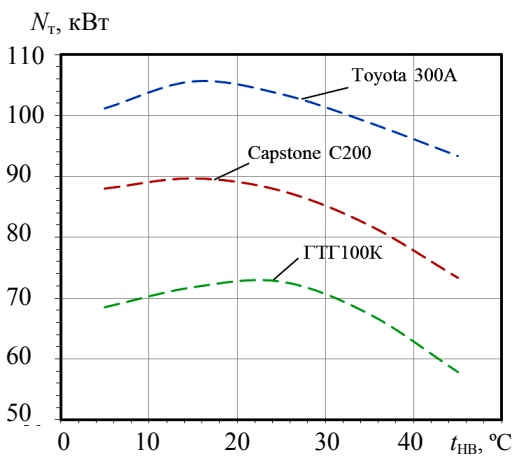


Рис. 6. Зависимости мощности турбины перерасширения $N_{т}$ от температуры воздуха на входе $t_{нв}$ для различных типов ГТУ

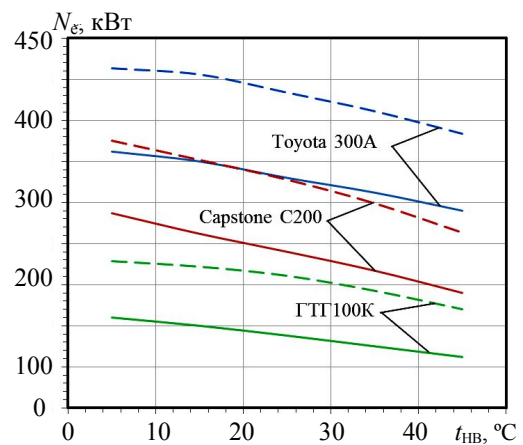


Рис. 7. Зависимости мощности $N_{г}$ ГТУ от температуры воздуха на входе $t_{нв}$ для различных типов ГТУ: _____ – без турбины перерасширения; _____ – с турбиной перерасширения

[1, 8], где показано увеличение давления уходящих газов ГТУ термодвигателями аппаратами на 10...25%.

ВЫВОДЫ

1. Использование в ГТУ энергии продуктов сгорания путем их расширения ниже атмосферного давления в дополнительной турбине перерасширения, которая устанавливается после основной (силовой) турбины, с последующим повышением давления в термодвигателе обеспечивает увеличение мощности ГТУ на 20...25%.

2. Применение термодвигательного сжатия позволяет совместить в одном аппарате (термодвигателе) сразу несколько функций: сжатие (компрессор) и охлаждение (охладитель газа), что, в свою очередь, дает возможность применить перерасширение газа в ГТУ на специализированных судах на воздушной подушке, где установка дополнительного оборудования весьма проблематична из-за ограниченного объема машинного отделения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Бойко, А. В.** Массовые показатели эжекторного низкотемпературного трансформатора сбросного тепла газотурбогенераторов судна на воздушной подушке [Текст] / А. В. Бойко, Н. И. Радченко, А. А. Лехмус // Сталый розвиток і штучний холод : зб. наук. праць VIII Міжнар. наук.-техн. конф. – 2012. – № 4 (138). – С. 489–493.
- [2] **Вулис, Л. А.** Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л. А. Вулис – М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
- [3] **Ерофеев, В. Л.** Экспериментальное исследование термодвигателя [Текст] / В. Л. Ерофеев // Труды ленинградского института водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – Вып. 147. – С. 25–30.
- [4] **Живица, В. И.** Промежуточные охладители с термодвигателем для двухступенчатых аммиачных холодильных установок [Текст] / В. И. Живица // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С. 18–20.
- [5] **Живица, В. И.** Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок [Текст] / В. И. Живица // Холодильная техника и технология. – 2002. – № 2 (76). – С. 24–28.
- [6] **Захаров, Ю. В.** Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины [Текст] / Ю. В. Захаров. – СПб. : Судостроение, 1994. – 504 с.
- [7] **Коновалов, Д. В.** Газотурбинный двигатель простого цикла с турбиной перерасширения и термодвигателем [Текст] / Д. В. Коновалов, А. Н. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 10 (674). – С. 98–101.
- [8] **Степанов, И. Р.** Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И. Р. Степанов, В. И. Чудинов. – Л. : Наука, 1977. – 200 с.
- [9] A feasibility study of inverted Brayton cycle for gas turbine repowering [Text] / M. Bianchi, G. Negri di Montenegro, A. Peretto, P. R Spina // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. – Paper GT-2003-38186. – 8 p.

© М. И. Радченко, Д. В. Коновалов, О. В. Бойко

Надійшла до редколегії 11.09.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК

д-р техн. наук, проф. Г. Ф. Романовський