

УДК 621.57

*А. Н. Радченко*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова,
пр. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, 54025**ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКИЙ МЕТОД АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ**

Предложен метод анализа эффективности охлаждения циклового воздуха тепловых двигателей (газотурбинных и внутреннего сгорания) теплоиспользующими холодильными машинами. Метод базируется на термочасовом потенциале охлаждения воздуха на входе двигателей, который зависит от климатических условий эксплуатации и типа холодильной машины. Особенностью метода термoeкономического анализа с использованием термочасового потенциала охлаждения, учитывающего температурный и временной факторы, является возможность определять рациональные тип и установленную мощность холодильной машины, обеспечивающие достижение максимального эффекта в конкретных климатических условиях эксплуатации двигателей.

Ключевые слова: теплоиспользующая холодильная машина, двигатель, термочасовой потенциал охлаждения воздуха.

*А. М. Радченко*Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,
просп. Героїв Сталінграду, 9, м. Николаїв, 54025**ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ МЕТОД АНАЛІЗУ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ДВИГУНІВ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ**

Запропоновано метод аналізу ефективності охолодження циклового повітря теплових двигунів (газотурбінних та внутрішнього згорання) тепловикористовуючими холодильними машинами. Метод базується на термочасовому потенціалі охолодження повітря на вході двигунів, який залежить від кліматичних умов експлуатації та типу холодильної машини. Особливістю методу термoeкономічного аналізу з використанням термочасового потенціалу охолодження, який враховує температурний та часовий чинники, є можливість визначити раціональні тип та встановлену потужність холодильної машини, що забезпечують досягнення максимального ефекту в конкретних кліматичних умовах експлуатації двигунів.

Ключові слова: тепловикористовуюча холодильна машина, двигун, термочасовий потенціал охолодження повітря.

DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/0453-8307.5/2014.28696>

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ И ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Термодинамическая эффективность тепловых двигателей (газотурбинных, внутреннего сгорания) существенно снижается с повышением температуры воздуха t_v на входе: коэффициент полезного действия (КПД) η_e и мощность N_e уменьшаются, удельный расход топлива b_e возрастает. Так, с повышением на 10 °С температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе газотурбинных двигателей (ГТД) производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" их КПД уменьшается на 0,8...1,0 % в абсолютных величинах (2,7...2,8 % относитель-

ных). Соответственно снижаются мощность N_e на 8...12 % и удельная, отнесенная к расходу воздуха, мощность $N_{eуд}$ на 6...7 %, причиной чего является сокращение расхода воздуха G_v на 3,5...5,5 %. Удельный расход топлива b_e при этом возрастает на 7...8 г/(кВт·ч) [1].

Температура наружного воздуха $t_{нв}$ на входе влияет на термодинамическую эффективность ГТД всех категорий: ГТД авиационного исполнения, тяжелых промышленных ГТД (температура газов на входе в турбину – после камеры сгорания ТПТ < 1200 °С), высокотемпературных промышленных ГТД (ТПТ > 1200 °С), промышленных ГТД комбинированного (бинарного) цикла, или газоп-

ротурбинних. По данным [2] каждые 10°C увеличения температуры $t_{\text{нв}}$ по сравнению с температурой $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$, соответствующей ISO 3977, приводят к уменьшению мощности N_e тяжелых промышленных зарубежных ГТД типа FR-7 ($N_e = 65$ МВт) на $5...9\%$, а для конвертированных ГТД авиационного исполнения типа LM-6000 ($N_e = 60$ МВт) повышение температуры от 15 до 35°C вызывает снижение мощности N_e/N_{ISO} на 20% и возрастание тепловых потерь Q/Q_{ISO} на 5% по сравнению с их величинами при температуре $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$. Для ГТД авиационного исполнения General Electric LM2500+ ($N_e = 27$ МВт) и LM1600 ($N_e = 15,2$ МВт) повышение температуры $t_{\text{нв}}$ на 40°C (от 15 до 55°C) приводит к падению мощности на 30% , КПД на 8% , возрастанию удельного расхода топлива b_e на 8% и теплоты уходящих газов на $5...8\%$ [3].

От температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе существенно зависит термодинамическая эффективность и микротурбин: с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10°C эффективные коэффициент полезного действия η_e и мощность N_e снижаются в относительных величинах (по сравнению с $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$) соответственно на $3...4\%$ (КПД) и $5...10\%$ (мощность) [4–7].

С увеличением температуры воздуха на входе ухудшается термодинамическая эффективность и двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Так, по данным фирм "MAN" и "Wartsila" повышение температуры воздуха на входе судовых малооборотных дизелей (МОД) и заборной воды системы охлаждения наддувочного воздуха на 10°C приводит к увеличению температуры $t_{\text{г}}$ выпускных газов после турбины наддувочного турбокомпрессора (ТК) на 16°C при сокращении их расхода на 4% [8–11]. Возрастают также потери с охлаждающей цилиндры двигателей водой и, как следствие, ухудшается топливная экономичность двигателей, уменьшается η_e . Согласно [8–11] каждые 10°C повышения температуры воздуха на входе ТК МОД вызывают увеличение удельного расхода топлива b_e примерно на $0,7\%$ ($1,0...1,2$ г/(кВт·ч)).

Существенное ухудшение показателей ГТД и ДВС (мощности N_e , КПД, удельного расхода топлива b_e) с повышением температуры воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе послужило толчком к поиску путей демпфирования отрицательного влияния неблагоприятных климатических условий. Перспективным направлением улучшения показателей двигателей при повышенных температурах наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ является охлаждение воздуха на входе теплоиспользующими холодильными машинами [3, 4, 12–14].

Понятно, что эффект от охлаждения воздуха на входе теплового двигателя в виде сокращения потребления топлива и возрастания мощности (соответствующей выработки электроэнергии) за какой-либо период времени τ зависит от термического (температурного) потенциала охлаждения – снижения температуры воздуха $\Delta t_{\text{в}}$ и продолжительности τ эксплуатации двигателя при понижен-

ной температуре воздуха, т.е. от термической (температурной) и временной составляющих термочасового потенциала охлаждения как интегрального показателя оценки эффективности применения охлаждения воздуха за любой период времени в конкретных климатических условиях. Зная сокращение удельного потребления топлива b_e и возрастание мощности двигателя N_e , приходящиеся на 1°C снижения температуры воздуха на входе двигателя, легко перейти от термочасового потенциала охлаждения к экономическому показателю – стоимости сэкономленного топлива и дополнительно произведенной электрической (механической) энергии.

Значение термочасового потенциала охлаждения ограничивается располагаемым потенциалом сбросной теплоты двигателя (отработавших газов, сжатого воздуха, охлаждающей воды и т.п.) и эффективностью его трансформации в холод в теплоиспользующей холодильной машине (ТХМ). В случае, например, ГТД простой схемы температура отработавших газов весьма высокая ($450...550^\circ\text{C}$) и теплота газов намного превышает ее потребности для охлаждения воздуха на входе с помощью ТХМ. Поэтому потенциал охлаждения воздуха на входе ГТД может быть реализован полностью.

Цель исследования – разработка метода термoeкономического анализа эффективности применения охлаждения воздуха на входе теплового двигателя, который базируется на термочасовом потенциале охлаждения, учитывающем изменение климатических условий в процессе эксплуатации.

II. ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Применение предлагаемого метода анализа эффективности применения охлаждения воздуха на входе теплового двигателя с учетом климатических условий эксплуатации рассмотрено на примере ГТД.

Для оценки текущего (часового) потенциала П охлаждения воздуха на входе двигателя целесообразно использовать такой простой показатель, как снижение температуры воздуха $\Delta t_{\text{в}}$ от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до конечной $t_{\text{в2}}$ в течение 1 часа, т.е. $P = \Delta t_{\text{в}} \tau$, $^\circ\text{C}\cdot\text{ч}$, где $\tau = 1$ ч. Тогда термочасовой потенциал охлаждения воздуха на входе ГТУ суммарный – за какой-либо период времени τ (месяц, год) – представляет собой сумму произведений: $P = \sum(\Delta t_{\text{в}} \tau)$, $^\circ\text{C}\cdot\text{ч}$.

Потенциал охлаждения (эквивалентные градусы-часы охлаждения – Equivalent Cooling Degree Hours "ECDH") был предложен в работе [15]. При этом его применение ограничивалось оценкой потенциала охлаждения воздуха на входе ГТД его увлажнением до состояния насыщения (до температуры воздуха по мокрому термометру $t_{\text{м}}$). Однако использование термочасового потенциала открывает гораздо более широкие возможности не только для оценки собственно потенциала охлаждения воздуха в разных климатических условиях

эксплуатации за определенное время, например, за год, но и выбора рациональной ТХМ, обеспечивающей максимальное значение термочасового потенциала, что и было положено в основу предлагаемой методологии.

Так, глубина охлаждения воздуха (снижение температуры воздуха) $\Delta t_b = t_{нв} - t_{б2}$ и, следовательно, значение термочасового потенциала $\Pi = \Sigma(\Delta t_b \tau)$ зависят помимо температуры наружного воздуха $t_{нв}$ еще и от температуры $t_{б2}$ охлажденно-го в ТХМ воздуха, которая определяется температурой хладоносителя t_x (рабочего тела ТХМ), т.е. зависит от конкретного типа ТХМ. Так, в абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах (АБХМ) возможно охлаждение воздуха до $t_{б2} = 12...15^\circ\text{C}$ ($t_x = 7...10^\circ\text{C}$), абсорбционных водоаммиачных (ВАХМ) либо эжекторных хладоновых (ЭХМ) холодильных машинах – до более низких $t_{б2} = 7...10^\circ\text{C}$ ($t_x = 2...5^\circ\text{C}$) и ниже.

При эксплуатации двигателей имеют место как сезонные, так и суточные изменения климатических условий. На рис. 1 приведено изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности φ и влагосодержания d наружного воздуха в течение июля 2011 г. для с. Любашевка, Николаевская обл., где расположена Южнобугская газотурбинная компрессорная станция (КС).

Значения текущего термочасового потенциала охлаждения воздуха на входе ГТД, $\Pi = \Delta t_b \tau$, и суммарного (по нарастающей) потенциала, $\Pi = \Sigma(\Delta t_b \tau)$, а также соответствующего снижения температуры воздуха Δt от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до конечной $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ (в ВАХМ или ЭХМ) и 15°C (в АБХМ), а также в результате увлажнения воздуха до состояния насыщения с понижением его температуры до температуры по мокрому термометру t_m для климатических условий эксплуатации ГТД газоперекачивающих агрегатов Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл.) приведены на рис. 2 для суток (7.07.2011), а на рис. 3 – для июля 2011 г.

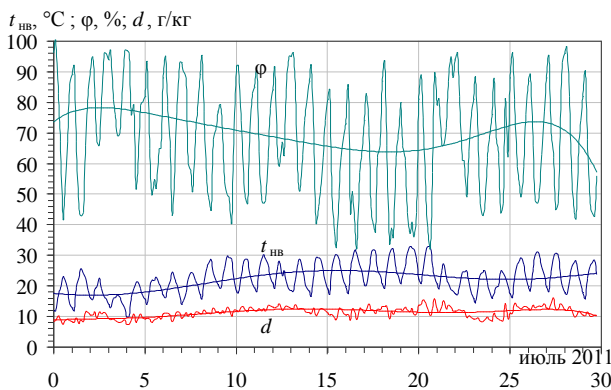


Рисунок 1 – Изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности φ и влагосодержания d наружного воздуха на протяжении июля 2011 г. (с. Любашевка, Николаевская обл.)

Коэффициент влаговыпадения ξ – коэффициент влаговыпадения процессов охлаждения воздуха от температуры $t_{нв}$ до $t_{б2}$: $\xi = (I_{в1} - I_{в2}) / [c_{вл} \cdot (t_{нв} - t_{б2})]$, где $I_{в1}$ и $I_{в2}$ – энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из охладителя, $c_{вл}$ – теплоемкость влажного воздуха, представляет собой отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха в охладителе), отведенной от влажного воздуха, к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру $\Delta t = t_{нв} - t_{б2}$.

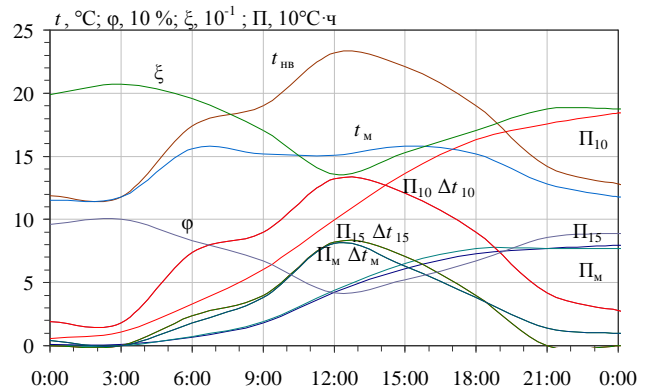


Рисунок 2 – Значения текущего часового и суммарного (по нарастающей) термочасовых потенциалов Π охлаждения воздуха на входе ГТД и соответствующего снижения температуры воздуха Δt_e от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до конечной $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ (в ВАХМ или ЭХМ) и $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ), а также в результате увлажнения воздуха до состояния насыщения с понижением его температуры до температуры по мокрому термометру t_m в течение суток (7.07.2011)

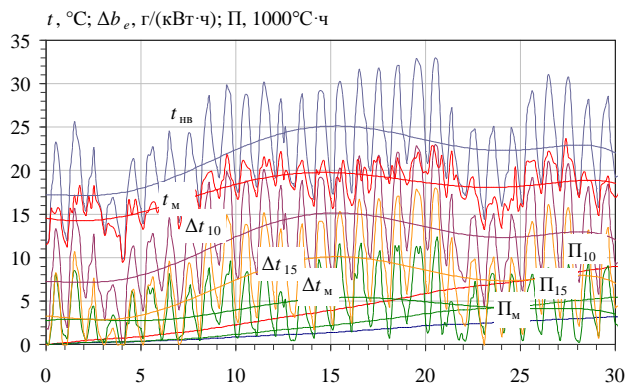


Рисунок 3 – Значения текущего часового и суммарного (по нарастающей) потенциалов Π охлаждения воздуха на входе ГТД и соответствующего снижения температуры воздуха Δt от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ (в ВАХМ или ЭХМ) и $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ), а также в результате увлажнения воздуха до состояния насыщения с понижением его температуры до температуры по мокрому термометру t_m в течение июля 2011 г.: Δt_{10} и Π_{10} – при $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$; Δt_{15} и Π_{15} – $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$; Δt_m и Π_m – $t_{б2} = t_m$

Текущие почасовые значения термочасового потенциала охлаждения $\Pi = \Delta t_b \tau$, где $\tau = 1$ ч, $^{\circ}\text{C}\cdot\text{ч}$, численно совпадают с величинами снижения температуры воздуха Δt_b , $^{\circ}\text{C}$, в результате его охлаждения. Как видно из рис. 2 и 3, изменение $t_{\text{нв}}$ обуславливает соответствующее изменение Δt_b , т.е. текущих часовых значений термочасового потенциала охлаждения $\Pi = \Delta t_b \tau$, и, следовательно, темпов возрастания его суммарной величины $\Pi = \Sigma(\Delta t_b \tau)$ в течение суток и месяца.

Аналогичные данные по текущим ежемесячным и их суммарному (по нарастающей) термочасовым потенциалам Π охлаждения воздуха на входе ГТД от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до конечной $t_{\text{в2}} = 10^{\circ}\text{C}$ (в ВАХМ или ЭХМ) и 15°C (в АБХМ), а также в результате увлажнения воздуха до состояния насыщения – температуры по мокрому термометру $t_{\text{м}}$ в течение 2011 г. приведены на рис. 4 (с. Любашевка, Николаевская обл.). При этом текущие ежемесячные термочасовые потенциалы охлаждения представляют собой сумму суточных потенциалов за каждый соответствующий месяц: $\Pi_{\text{мес}} = \Sigma(\Delta t_b \tau)_{\text{сут}}$, а годовой потенциал – сумму 12-ти ежемесячных термочасовых потенциалов: $\Pi_{\text{год}} = \Sigma \Pi_{\text{мес}}$.

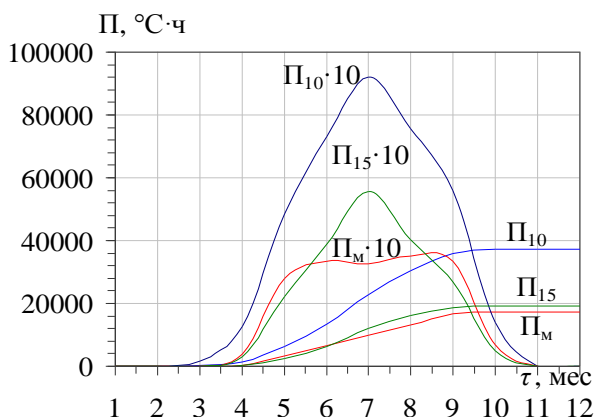


Рисунок 4 – Значения текущих ежемесячных и их суммарного термочасовых потенциалов охлаждения Π воздуха на входе ГТД от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до конечных $t_{\text{в2}} = 10^{\circ}\text{C}$ (в ВАХМ или ЭХМ) и 15°C (в АБХМ), а также в результате увлажнения воздуха до температуры по мокрому термометру $t_{\text{м}}$ в течение 2011 г. (с. Любашевка, Николаевская обл.)

Как видно из рис. 4, максимальные значения текущего, помесячного, термочасового потенциала охлаждения Π воздуха на входе ГТД приходится на самые теплые июль-август месяцы. Наибольшим текущим термочасовым потенциалам охлаждения Π соответствуют и максимальные темпы наращивания суммарного термочасового потенциала – наиболее крутой характер графической зависимости $\Pi = \Sigma(\Delta t_b \tau) = f(\tau)$.

Поскольку глубина охлаждения воздуха $\Delta t_b = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$ зависит от $t_{\text{в2}}$, от которой в свою очередь зависит его продолжительность τ : чем ниже $t_{\text{в2}}$,

тем больше времени в году охлаждается воздух на входе двигателя, то уже на этапе расчета термочасового потенциала охлаждения энергоустановки за год $\Sigma(\Delta t_b \tau)$ появляется возможность с учетом связи температур охлажденного воздуха $t_{\text{в2}}$ и хладонносителя ТХМ t_{x} ($t_{\text{в2}} = t_{\text{x}} + 5 \dots 10^{\circ}\text{C}$) определить рациональный тип ТХМ, обеспечивающий наибольшую величину годового термочасового потенциала охлаждения $\Sigma(\Delta t_b \tau)$.

Значения годового термочасового потенциала охлаждения Π воздуха на входе ГТД при разных конечных его температурах $t_{\text{в2}}$ (с. Любашевка, Николаевская обл., 2011 г.) даны на рис. 5.

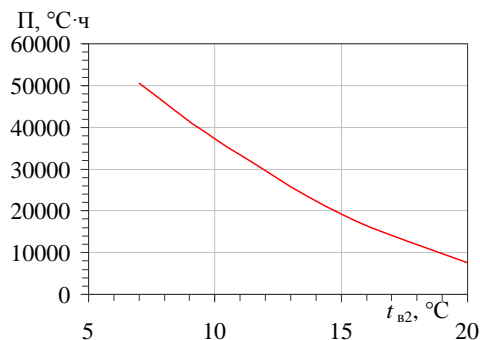


Рисунок 5 – Значения годового термочасового потенциала охлаждения Π воздуха на входе ГТД при разных конечных его температурах $t_{\text{в2}}$ (с. Любашевка, Николаевская обл., 2011 г.)

Как видно, при охлаждении воздуха в АБХМ ($t_{\text{в2}} = 12 \dots 15^{\circ}\text{C}$) значения годового термочасового потенциала охлаждения Π воздуха на входе ГТД составляет 20000...30000 $^{\circ}\text{C}\cdot\text{ч}$, тогда как в ВАХМ или ЭХМ ($t_{\text{в2}} = 7 \dots 10^{\circ}\text{C}$) – $\Pi = 36000 \dots 50000^{\circ}\text{C}\cdot\text{ч}$, т.е. в 1,7...1,8 раза больше, соответственно выше и получаемый эффект в виде экономии топлива.

Упрощается также расчет экономии топлива, для чего необходимо знать зависимость удельного расхода топлива b_e (или общего расхода топлива) от температуры воздуха на входе. Для расчета годовой экономии топлива в результате охлаждения воздуха на входе ГТД, например, в ВАХМ или ЭХМ до $t_{\text{в2}} = 10^{\circ}\text{C}$ достаточно умножить годовой термочасовой потенциал охлаждения $\Pi = 36000^{\circ}\text{C}\cdot\text{ч}$ (согласно рис. 5 при $t_{\text{в2}} = 10^{\circ}\text{C}$) на величину уменьшения удельного расхода топлива Δb_e , приходящуюся на 1°C снижения температуры воздуха на входе ГТД и на мощность ГТУ.

Так, для газотурбокомпрессорного агрегата ГТК-10-4 Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл.) при снижении температуры воздуха на входе на 1°C удельный расход топлива уменьшается на величину $\Delta b_e = 0,7$ г/(кВт·ч). С учетом этого удельная, приходящаяся на 1 кВт мощности ГТД, экономия топлива $V_{\text{т.у1}} = V_{\text{т}} / N_e = \Pi (\Delta b_e / \Delta t) = \Pi \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}$, кг/кВт, а общая экономия топлива $V_{\text{т}}$ за год для ГТД мощностью, например 10 МВт, в результате охлаждения воздуха на входе до разных конечных температур $t_{\text{в2}}$: $V_{\text{т.10}} = V_{\text{т.у1}} \cdot 10$ МВт, т (рис. 6).

Как видно, при охлаждении воздуха на входе

ГТД мощностью 10 МВт в АБХМ ($t_{в2} = 12...15\text{ }^\circ\text{C}$) годовая экономия топлива (природного газа) составляет $V_{т.10МВт} = 130...210\text{ т}$, тогда как в ВАХМ или ЭХМ ($t_{в2} = 7...10\text{ }^\circ\text{C}$) – $V_{т.10МВт} = 260...350\text{ т}$, т.е. в 1,7...1,8 раза больше.

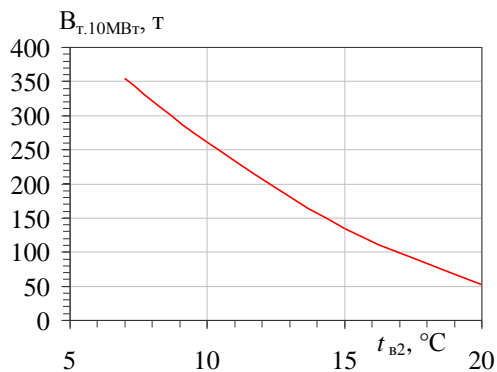


Рисунок 6 – Значения общей экономии топлива $V_{т.10МВт}$ за год для ГТД мощностью 10 МВт в результате охлаждения воздуха на входе до разных конечных температур $t_{в2}$ (с. Любашевка, Николаевская обл., 2011 г.)

Таким образом, предложенная методология позволяет выбрать тип ТХМ (конечную температуру $t_{в2}$): АБХМ ($t_{в2} = 12...15\text{ }^\circ\text{C}$) или ВАХМ и ЭХМ ($t_{в2} = 7...10\text{ }^\circ\text{C}$) для климатических условий эксплуатации.

Для оценки капитальных затрат и выбора рациональной ТХМ, обеспечивающей достижение наибольшего экономического эффекта (с учетом экономии топлива и затрат на ТХМ) в климатических условиях конкретного региона, необходимо помимо типа ТХМ, определяющего глубину охлаждения воздуха (конечную температуру $t_{в2}$ и соответствующий ей годовой термочасовой потенциал охлаждения Π), определить еще и рациональную установленную холодильную мощность ТХМ (холодопроизводительность) Q_0 , обеспечивающую наибольший суммарный (годовой) термочасовой потенциал Π охлаждения воздуха при высоких темпах его наращивания (темпах возрастания Π). Иначе при завышенной установленной холодильной мощности Q_0 будет иметь место невысокий коэффициент использования ТХМ (эксплуатация большую часть времени не на полную мощность и, следовательно, завышенные капитальные затраты на ТХМ), а при заниженной Q_0 , наоборот, – значительное недоохлаждение воздуха на входе ГТД при повышенных его температурах $t_{нв}$ (в периоды пиковых тепловых нагрузок на ТХМ). Поэтому дальнейшим развитием термoeкономического метода оценки эффективности охлаждения воздуха на входе ГТД является определение рациональной установленной холодильной мощности ТХМ Q_0 , обеспечивающей наибольший суммарный (годовой) потенциал охлаждения Π воздуха, причем при высоких темпах его наращивания.

Значения годового термочасового потенциала охлаждения Π воздуха на входе ГТД в

зависимости от удельных, приходящихся на единичный расход воздуха через ГТД $G_{в} = 1\text{ кг/с}$, затрат холодильной мощности $q_0 = \xi c_{вл} (t_{нв} - t_{в2})$, кВт/(кг/с) или кДж/кг, где ξ – коэффициент влаговываждения, $c_{вл}$ – теплоемкость влажного воздуха, при разных конечных температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$ (с. Любашевка Николаевской обл., 2011 г.) приведены на рис. 7.

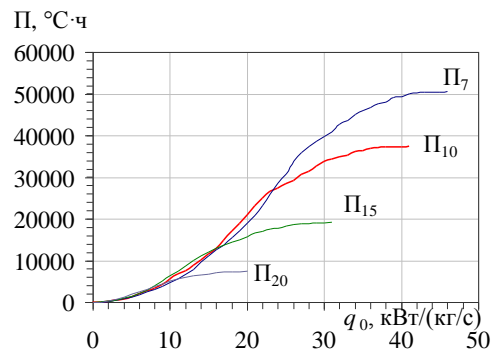


Рисунок 7 – Значения годового термочасового потенциала охлаждения Π воздуха на входе ГТД в зависимости от удельных, приходящихся на единичный расход воздуха, затрат холодильной мощности q_0 , кВт/(кг/с), при разных конечных температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$ (с. Любашевка Николаевской обл., 2011 г.)

Как видно из рис. 7, при охлаждении воздуха на входе ГТД до конечной температуры $t_{в2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$ (в ВАХМ или ЭХМ) при удельной (приходящейся на единичный расход воздуха $G_{в} = 1\text{ кг/с}$) холодильной мощности ТХМ $q_0 = 35\text{ кВт/(кг/с)}$, значения термочасового потенциала охлаждения Π за 2011 г. составляют $3600\text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{ч}$ при высоких темпах его наращивания. Из-за падения темпов наращивания Π дальнейшее увеличение q_0 от 35 до 40 кВт/(кг/с) не приводит к заметному возрастанию Π и, соответственно, существенной экономии топлива. В то же время увеличение холодильной мощности ТХМ вызывает значительное возрастание капитальных затрат. Таким образом, удельную холодильную мощность ТХМ $q_0 = 35\text{ кВт/(кг/с)}$, или 35 кДж/кг, можно считать рациональной и исходя из нее выбирать полную установленную холодильную мощность ТХМ в соответствии с расходом воздуха $G_{в}$ через ГТД: $Q_0 = G_{в} \cdot q_0$, кВт.

Значения годовой экономии топлива $V_{т.10МВт}$, т, за счет охлаждения воздуха на входе ГТД мощностью 10 МВт в зависимости от соответствующих затрат холодильной мощности $Q_{0.10МВт} = q_0 G_{в.10МВт}$, кВт, при разных конечных температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$: $V_{т.7...20}$ при $t_{в2} = 7; 10; 15$ и $20\text{ }^\circ\text{C}$ приведены на рис. 8.

Как видно из рис. 8, при охлаждении воздуха на входе ГТД до конечной температуры $t_{в2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, т.е. в ВАХМ (или ЭХМ), установленной холодильной мощности $Q_{0.10МВт} = 4000\text{ кВт}$ достаточно, чтобы получить годовую экономию топлива 250 т. Использование же более крупной ВАХМ (или ЭХМ) установленной холодильной мощностью

$Q_{0,10\text{МВт}} = 5000$ кВт (на 25 % більше) хотя и обеспечивает охлаждение воздуха до низкой температуры $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в периоды максимальных температур $t_{\text{нв}}$, но приращение экономии топлива будет весьма незначительным: 10...15 т, т.е. не более 5 % ее величины 250 т при $Q_{0,10\text{МВт}} = 4000$ кВт. Это не оправдывает применения более мощной и соответственно дорогой холодильной машины, которая практически все время будет эксплуатироваться не на полную мощность. Таким образом, ВАХМ (или ЭХМ) установленной холодильной мощностью ТХМ $Q_{0,10\text{МВт}} = 4000$ кВт является наиболее рациональным вариантом.

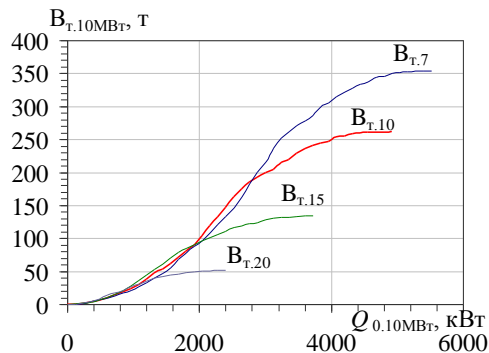


Рисунок 8 – Значения годовой экономии топлива $B_{т,10\text{МВт}}$, т, за счет охлаждения воздуха на входе ГТД мощностью 10 МВт в зависимости от соответствующих затрат холодильной мощности $Q_{0,10\text{МВт}}$ при разных конечных температурах охлажденного воздуха $t_{\text{в2}}$: $B_{т,7..20}$ при $t_{\text{в2}} = 7; 10; 15$ и 20°C (с. Любашевка Николаевской обл., 2011 г.)

ВЫВОДЫ

Предложены термoeкономический метод и реализующая его методология анализа эффективности охлаждения воздуха на входе тепловых двигателей с учетом климатических условий эксплуатации. Использование в качестве критерия термочасового потенциала охлаждения воздуха на входе двигателя, учитывающего температурный и временной факторы, обеспечивает универсальный характер метода и возможность его использования для оценки эффективности охлаждения воздуха на входе тепловых двигателей разных типов. Особенностью методологии является возможность определить рациональные тип и установленную мощность (холодопроизводительность) холодильной машины, обеспечивающие достижение максимального эффекта в сокращения потребления топлива двигателем в конкретных климатических условиях эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Николаевские газовые турбины промышленного применения. – Николаев: ГП НПКГТ "Зоря" – "Машпроект". – 2004. – 20 с.
2. Bhargava R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // Proceed-

ings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.

3. Bortmany J.N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Текст] / J.N. Bortmany // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
4. Campanary S. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications [Текст] / S. Campanary, E. Macchi // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.
5. Capstone Turbine's Distribution Document Repository [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://docs.capstoneturbine.com/>
6. Kohlenberger Associates Consulting Engineers [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kaceenergy.com/paper3.htm>
7. Ingersoll Rand. Energy Systems. Microturbine product and benefits. – 2011. – 24 p.
8. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – Access mode: <http://www.mandieselturbo.de/files/news/files05055/P3339161.pdf>. – 10.03.2014.
9. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-II engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf
10. Schmid H. Marine technologies for reduced emissions /H. Schmid, G. Weisser // Wartsila Corporation. – April, 2005. – 12 p.
11. Environmental benefits and fuel savings successfully combined in practice: Wartsila Corporation Press Release Trade & Technical Press. – 28 Sept., 2005.
12. Радченко А.Н. Методология технико-экономического обоснования эффективности применения тригенерации в газотурбинных установках [Текст] / А.Н. Радченко, А.С. Морозова // Газотурбинные технологии: Рыбинск, Россия. – 2013. – № 3 (114). – С. 42–45.
13. Радченко А.Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.
14. Radchenko A. Cooling cyclic intake air and charged gas-air mixture in gas engine of plant for combined energy supply [Text] / A. Radchenko, A. Konovalov // Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2012. – Szczecin, Poland. – 2012. – P. 497–502.
15. Chaker M. Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations [Текст] / M. Chaker, C.B. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30559.

A. N. Radchenko

Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
pr. Geroev Stalingrada 9, Nikolaev, 54025

THERMOECONOMICAL METHOD OF ANALYSIS OF EFFICIENCY OF AIR COOLING AT ENGINE INTAKE BY WASTE HEAT RECOVERY COOLING MACHINES

A method of analysis heat engine (gas turbine and internal combustion engines) cyclic has been proposed. The method is based upon thermohour potential of engine intake cyclic air cooling that depends on climate conditions of performance and a type of cooling machine. The feature of the method of thermoeconomical analysis with the use of thermohour potential of cooling, that takes into account a temperature and time factors, is the possibility to determine a rational type and power installed of cooling machine, that provides achieving the maximal effect in concrete climate conditions of engine performance.

Key words: waste heat recovery cooling machine, engine, thermohour potential of air cooling.

REFERENCES

1. Nikolaevskie gazovye turbiny promyshlennogo primeneniya. – Nikolaev: GP NPKGT "Zorya"– "Mashproekt". – 2004. – 20 p.
2. **Bhargava R.** Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
3. **Bortmany J.N.** Assesmtment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Text] / J.N. Bortmany // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
4. **Campanary S.** Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications [Text] / S. Campanary, E. Macchi // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.
5. Capstone Turbine's Distribution Document Repository [Electronic resource]. – Access mode: <http://docs.capstoneturbine.com/>
6. Kohlenberger Associates Consulting Engineers [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.kaceenergy.com/paper3.htm>
7. Ingersoll Rand. Energy Systems. Microturbine product and benefits. – 2011. – 24 p.
8. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – Access mode: <http://www.mandieselturbo.de/files/news/files05055/P3339161.pdf>. – 10.03.2014.
9. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf
10. **Schmid H.** Marine technologies for reduced emissions /H. Schmid, G. Weisser // Wartsila Corporation. – April, 2005. – 12 p.
11. Environmental benefits and fuel savings successfully combined in practice: Wartsila Corporation Press Release Trade & Technical Press. – 28 Sept., 2005.
12. **Radchenko A.N.** Metodologiya tekhniko-ekonomicheskogo obosnovaniya effektivnosti primeneniya trigeneratsii v gazoturbinnikh ustanovkakh [Text] / A.N. Radchenko, A.S. Morozova // Gazoturbinnye tekhnologii: Rybinsk, Russia. – 2013. – № 3 (114). – P. 42–45.
13. **Radchenko A.N.** Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinnikh ustanovok transformatsiei teploty otrabotannykh gazov v teploispolzuyushchikh kholodilnykh mashinakh [Text] / A.N. Radchenko, S.A. Kantor // Aviatsionnaya kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. – 2014. – № 4 (111). – P. 56–59.
14. **Radchenko A.** Cooling cyclic intake air and charged gas-air mixture in gas engine of plant for combined energy supply [Text] / A. Radchenko, A. Konovalov // Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2012. – Szczecin, Poland. – 2012. – P. 497–502.
15. **Chaker M.** Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations [Text] / M. Chaker, C.B. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30559.

Отримана в редакції 04.09.2014, прийнята до друку 08.09.2014