

DOI 10.15589/jnn20150514
УДК 621.433:621.57
P15

INCREASING THE EFFICIENCY OF CLOSED COOLING
SYSTEM GAS ENGINES OF TRIGENERATION POWER PLANT

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ
ОБОРОТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Nicholay I. Radchenko
andrad69@mail.ru
ORCID: 0000-0001-5796-5370

Andrey V. Kononov
kononov.a.ua@gmail.com
ORCID: 000-0003-4183-2762

Artem V. Hrych
grich.artem@mail.ru
ORCID: 0000-0002-2142-3665

Н. И. Радченко
д-р техн. наук, проф.

А. В. Коновалов
мл. науч. сотр.

А. В. Грич
асп.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев

Abstract. On the results of the analyzing the performance efficiency of the closed charged gas-air mixture chilling system of reciprocating gas engine of trigeneration plant it has been concluded that the closed chilling system with tower of dry type is not able to damp the influence of increased temperature of the air at the inlet of scavenge turbo-charger in hot time. The use of condensate, extracted during reciprocating gas engine room intake air cooling by waste heat recovery chiller, in the closed charged gas-air mixture chilling system of the engine and waste heat recovery chiller is discussed. Advantages of using the most efficient method of cooling cyclic air via a cooling tower wet type and the intermediate plate heat exchanger has been described. Recommendations on the rational use of the cooling system of the engine room supply air to produce water condensate that enhance redundant system promises more effective cooling of cyclic air of cogeneration gas engine of integrated power station have been given.

Key words: waste heat recovery chiller; reciprocating gas engine; closed cooling system; compressed gas-air mixture; cooling tower; condensate.

Аннотация. По результатам анализа эффективности работы системы оборотного охлаждения наддувочной газозавоздушной смеси газопоршневого двигателя тригенерационной установки установлено, что в теплое время система оборотного охлаждения с градирней сухого типа не в состоянии демпфировать влияние повышенной температуры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора. Рассмотрено использование конденсата, выпадающего в процессе охлаждения приточного воздуха машинного отделения газопоршневых двигателей теплоиспользующей холодильной машиной, в системе оборотного охлаждения наддувочной газозавоздушной смеси двигателя и теплоиспользующей холодильной машины.

Ключевые слова: теплоиспользующая холодильная машина; газопоршневой двигатель; система оборотного охлаждения; наддувочная газозавоздушная смесь; градирня; конденсат.

Анотація. За результатами аналізу ефективності роботи системи оборотного охолодження наддувної газоповітряної суміші газопоршневого двигуна тригенерационної установки встановлено, що в теплий час система оборотного охолодження з градирнею сухого типу не в змозі демпфувати вплив підвищеної температури повітря на вході наддувного турбокомпрессора. Розглянуто використання конденсату, що випадає в процесі охолодження приточного повітря машинного відділення газопоршневих двигунів тепловикористовуючою холодильною машиною, в системі оборотного охолодження наддувної газоповітряної суміші двигуна і тепловикористовуючої холодильної машини.

Ключові слова: тепловикористовуюча холодильна машина; газопоршневий двигун; система оборотного охолодження; наддувна газоповітряна суміш; градирня; конденсат.

REFERENCES

- [1] Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. București, 2010. 73 p.
- [2] GE Jenbacher Company Overview. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations, 2007. 39 p.
- [3] Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype. *GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI)*. 2006. 495 p.
- [4] Radchenko A. N., Ryzkov S. S., Radchenko N. I. Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller. *Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014*. Szczecin, Poland, 2014, pp. 348–341.
- [5] Radchenko A. M., Hrych A. V. Pidvyshchennia efektyvnosti kondytsionuvannia povitria mashynnoho vid-dilennia koheneratsiinykh hazovykh dvyhuniv [Improving efficiency of air conditioning of Engine room of cogeneration gas engines]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK — Collection of scientific publications of NUS*. 2013, issue 5–6 (450), pp. 15–19.
- [6] Radchenko A. N., Grich A. V., Portnoy B. C. Stupenchatoe okhlazhdenie pritochnogo vozdukha mashinnogo otdeleni-ya avtonomnoy elektrostantsii [Stage cooling of intake air for integrated electrical station engine room] *Kholo-dylna tekhnika ta tekhnolohiia — Refrigeration Engineering and Technology*, 2015, issue 1, pp. 31–34.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Газопоршневые двигатели (ГПД), работающие на природном газе и альтернативных газообразных топливах, находят широкое применение в установках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (тригенерационного типа) [1–3]. С повышением температуры воздуха на входе термодинамическая эффективность ГПД снижается (уменьшается КПД и, соответственно, возрастает удельный расход топлива). Поддержание температуры воздуха на входе ГПД осуществляется охлаждением приточного воздуха машинного отделения (МО). Для получения холода применяют теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ), как правило, абсорбционные бромисто-литиевые (АБХМ), утилизирующие сбросную теплоту ГПД [4–6]. Отвод теплоты конденсации и абсорбции от АБХМ осуществляется системой оборотного охлаждения с градирней мокрого типа.

Особенно остро проблема ухудшения топливной эффективности при высоких температурах наружного воздуха стоит в ГПД установок автономного энергообеспечения с отводом теплоты от наддувочной газовой смеси (ГВС) системой оборотного охлаждения с градирнями сухого типа. В таких градирнях из-за низкой интенсивности теплообмена между наружным воздухом и водой промежуточного контура охлаждения имеют место значительные разности температур. При повышенных температурах наружного воздуха на входе градирни и, следовательно, воды система оборотного охлаждения не в состоянии обеспечить поддержание требуемой температуры ГВС после охладителя наддувочной смеси ОНС_{нт} на входе в рабочие цилиндры двигателя. Уменьшить тепловую нагрузку на систему оборотного охлаждения наддувочной ГВС можно путем более глубокого охлаждения воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК), а повысить эффективность охлаж-

дения наддувочной ГВС — за счет снижения температуры воды в системе оборотного охлаждения.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ — повышение эффективности системы оборотного охлаждения наддувочной газовой смеси ГПД установки автономного энергообеспечения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Первая на Украине тригенерационная установка автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО «Сандора» – «Pepsico Ukraine» (Николаевская обл.) введена в эксплуатацию в 2011 г. Проектирование и монтаж установки выполнены ЧНПП «СИНАПС» – «GE Energy» (г. Киев) и ООО «Хладотехника» (г. Николаев). Тригенерационная установка включает 2 когенерационных ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГПД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ и два центральных кондиционера холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м³/ч каждый для охлаждения приточного воздуха МО. При этом теплота, отведенная от ГПД, используется в АБХМ для получения холодной воды с температурой 7...10 °С, которая является хладоносителем для воздухоохладителей (ВО) центральных кондиционеров, из которых охлажденный и осушенный воздух подается в МО, откуда поступает на всасывание ТК двигателей.

Система оборотного охлаждения наддувочной ГВС ГПД включает градирни сухого типа Еварсо, а отвод теплоты конденсации и абсорбции от АБХМ осуществляется градирнями мокрого типа.

Как показала практика первых лет эксплуатации тригенерационной установки, система оборотного охлаждения ГВС не в состоянии обеспечить эффективную работу ГПД при высоких температурах наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе градирен сухого типа.

Решение этой задачи усложняется большими объемами приточного воздуха МО, охлаждаемого в центральных кондиционерах, в несколько раз превышающими расходы циклового воздуха ГПД, что исключает возможность глубокого снижения его температуры в ВО кондиционеров (соответственно и температуры $t_{\text{вх}}$ воздуха на входе ТК ГПД), которое могло бы компенсировать тепловыделения от ГПД и теплопритоки в МО при высоких $t_{\text{нв}}$.

Проведенные измерения показали, что из-за большого расхода воздуха $G_{\text{в}} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$ снижение температуры приточного воздуха в ВО кондиционеров незначительное: $\Delta t_{\text{ВО}(60)} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}(60)} = 10...12 \text{ }^\circ\text{C}$ в наиболее напряженные часы $\tau = 10^{00} - 18^{00}$.

Температура охлажденного воздуха $t_{\text{вых.ВО}}$ ограничивается температурой охлаждающей воды, подаваемой из АБХМ в ВО: $t_{\text{ввх}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$. Понизить температуру охлаждающей воды до $t_{\text{ввх}} = 3...4 \text{ }^\circ\text{C}$ и обеспечить соответственно более глубокое охлаждение можно, дополнительно охлаждая воду от АБХМ, например, с помощью эжекторной холодильной машины (ЭХМ) как бустерной низкотемпературной ступени охлаждения [6].

При такой двухступенчатой системе охлаждения приточного воздуха в первую (высокотемпературную) ступень ВО₁ подают охлаждающую воду с температурой $t_{\text{ввх}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ (от АБХМ), а во вторую (низкотемпературную) ступень ВО₂ — воду с температурой $t_{\text{ввх}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$, дополнительно охлажденную в ЭХМ.

Полная глубина двухступенчатого охлаждения приточного воздуха в самое жаркое время суток ($12^{00} - 14^{00}$) составляет $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.2}} = 28...29 \text{ }^\circ\text{C}$, что значительно больше, чем при одноступенчатом: $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.1}} = 17...18 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 1). При этом температура воздуха на выходе из двухступенчатого ВО не превышает $10,4 \text{ }^\circ\text{C}$ по сравнению с базовым вариантом, когда она достигала $28 \text{ }^\circ\text{C}$. Таким образом, за счет более глубокого охлаждения воздуха на входе ТК уменьшают тепловую нагрузку на систему обратного охлаждения наддувочной ГВС.

Результаты расчетов по программе фирмы-изготовителя кондиционеров показывают, что при уменьшении расхода воздуха почти вдвое ($G_{\text{в}} = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$) снижение температуры воздуха в ВО: $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}(35)} = 15...25 \text{ }^\circ\text{C}$ (против $\Delta t_{\text{ВО}(60)} = 10...12 \text{ }^\circ\text{C}$ при $G_{\text{в}} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$), а температура воздуха на выходе из ВО понижается до $t_{\text{вых.ВО}} = 10...12 \text{ }^\circ\text{C}$ (против $t_{\text{вых.ВО}(60)} \approx 25 \text{ }^\circ\text{C}$) при максимальной $t_{\text{нв}} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом охлажденный воздух подают к ТК отдельным воздуховодом, что обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха в ВО до $t_{\text{вх}} = t_{\text{вых.ВО}(35)} = 10...12 \text{ }^\circ\text{C}$.

Процесс охлаждения приточного воздуха в ВО кондиционеров сопровождается конденсацией водяного пара. Конденсат, который при этом отводится, можно использовать для увлажнения наружного воз-

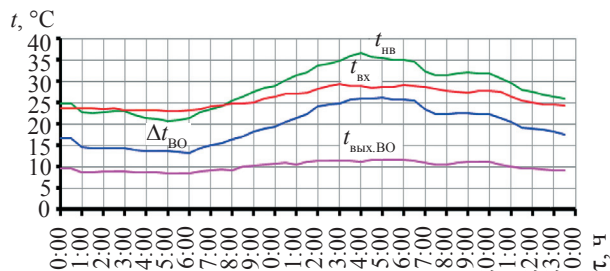


Рис. 1. Изменение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, воздуха на выходе из ВО $t_{\text{вых.ВО}}$ и снижения температуры воздуха в ВО $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}}$ в течение суток при $G_{\text{в}} = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и температуре охлаждающей воды $t_{\text{ввх}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$, а также воздуха на входе ГПД $t_{\text{вх}}$ для базового варианта ($G_{\text{в}} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$; $t_{\text{нв.баз}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$)

духа на входе градирни сухого типа системы обратного охлаждения наддувочной ГВС ГПД до состояния насыщения с соответствующим понижением его температуры до температуры по мокрому термометру $t_{\text{м}}$.

О количестве конденсата $G_{\text{к.с}(35)}$, получаемого в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО кондиционеров за сутки, можно судить по рис. 2. Возрастание тепловой нагрузки на ВО (затрат холодопроизводительности $Q_{0(35)}$) из-за отвода теплоты конденсации водяных паров в процессе охлаждения влажного воздуха характеризуется коэффициентом влаговываждения ξ — отношением полного количества теплоты, отведенной от воздуха, к ее явной составляющей, определяемой разностью температур воздуха.

Как видно, количество накапливаемого за сутки конденсата $G_{\text{к.с}(35)} = 2350 \text{ кг}$. Сравним его количество с затратами воды (конденсата) на увлажнение наружного воздуха на входе градирни системы обратного охлаждения наддувочной ГВС ГПД до состояния насыщения с соответствующим понижением его температуры до температуры по мокрому термометру $t_{\text{м}}$ на величину $\Delta t_{\text{м}}$ по сравнению с наружной: $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{м}}$. О снижении температуры воздуха $\Delta t_{\text{м}}$ на входе градирни, расходах воды часовых $G_{\text{в}}$ и суммарных за сутки $G_{\text{в.с}}$ на увлажнение воздуха расходом $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ до состояния насыщения можно судить по рис. 3.

Как видно, увлажнение воздуха ($G_{\text{в}} = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$) до состояния насыщения обеспечивает при высоких $t_{\text{нв}} = 25...35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau = 12^{00} - 19^{00}$, снижение его температуры на входе градирни такого комбинированного типа до $t_{\text{м}} = 12...24 \text{ }^\circ\text{C}$, т. е. на величину свыше $\Delta t_{\text{м}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Однако при этом следует учитывать разные расходы не только воды $G_{\text{в.с}}$ на увлажнение наружного воздуха на входе градирни и конденсата $G_{\text{к.с}}$, отводимого в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО кондиционеров ($G_{\text{в.с}} = 2800 \text{ кг}$ на рис. 3 и $G_{\text{к.с}(35)} = 2350 \text{ кг}$ на рис. 2), но и расходы воздуха через градирни и приточного воздуха.

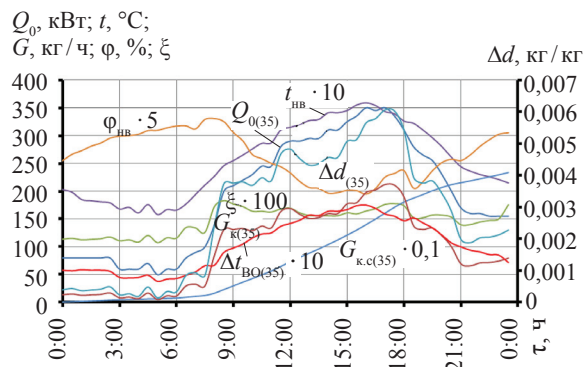


Рис. 2. Текущие температура $t_{\text{нв}}$ и относительная влажность $\phi_{\text{нв}}$ наружного воздуха, снижение его температуры $\Delta t_{\text{BO}(35)}$ и влагосодержания $\Delta d_{(35)}$ в процессе охлаждения в ВО кондиционеров, коэффициент влаговываждения ξ , часовой расход отводимого конденсата $G_{\text{к}(35)}$ и его суточное накопление $G_{\text{к.с}(35)}$, соответствующие затраты холодопроизводительности $Q_{0(35)}$ на охлаждение приточного воздуха при расходе воздуха $G_{\text{в}} = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение суток 28.07.2012

Применение в системах обратного охлаждения наддувочной ГВС ГПД градилен сухого типа, а не более эффективных аппаратов мокрого типа, которые обеспечивают более глубокое снижение температуры оборотной воды (температура охлажденной воды примерно на 3°C выше температуры мокрого термометра $t_{\text{м}}$), обусловлено жесткими требованиями к физическим качествам охлаждающей воды, которая циркулирует непосредственно через низкотемпературный охладитель наддувочной смеси ОНС_{нт} по замкнутому изолированному от внешней среды контуру. Применение промежуточного пластинчатого теплообменника (ПТО) с передачей теплоты от внутреннего замкнутого контура водяного охлаждения наддувочной ГВС в ОНС_{нт} (вода с повышенными физическими свойствами) к внешнему открытому контуру обратного охлаждения воды в градирне мокрого типа системы охлаждения АБХМ позволяет разрешить указанное противоречие требований к воде как теплоносителю.

На рис. 4 для сравнения приведены текущие значения температуры охлажденной в ОНС_{нт} наддувочной ГВС систем охлаждения с градирнями сухого $t_{\text{нс}}$, мокрого $t_{\text{нс.мг}}$ и комбинированного $t_{\text{нс.м}}$ типов при расходе воздуха $G_{\text{в}} = 22000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Как видно, система обратного охлаждения с градирней мокрого типа и промежуточным пластинчатым теплообменником обеспечивает наиболее глубокое охлаждение наддувочной ГВС.

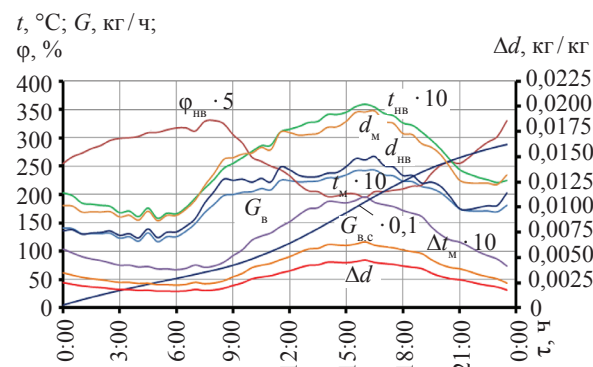


Рис. 3. Текущие температура $t_{\text{нв}}$, относительная влажность $\phi_{\text{нв}}$ и влагосодержание $d_{\text{нв}}$ наружного воздуха, температура мокрого термометра $t_{\text{м}}$, снижение температуры воздуха $\Delta t_{\text{м}}$ и увеличение его влагосодержания Δd , расходы воды часовые $G_{\text{в}}$ и суммарный за сутки $G_{\text{в.с}}$ на увлажнение наружного воздуха до состояния насыщения при расходе воздуха $G_{\text{в}} = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение 28.07.2012

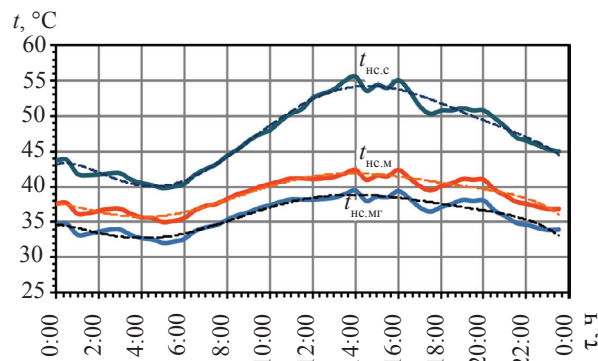


Рис. 4. Текущие значения температуры охлажденной в ОНС_{нт} наддувочной ГВС систем обратного охлаждения с градирнями сухого $t_{\text{нс}}$, мокрого $t_{\text{нс.мг}}$ и комбинированного $t_{\text{нс.м}}$ типов

ВЫВОДЫ. Рассмотрены системы обратного охлаждения наддувочной ГВС ГПД с градирнями сухого, мокрого и комбинированного (с увлажнением наружного воздуха на входе градирни до состояния насыщения) типов. Показано, что предложенная система обратного охлаждения с градирней мокрого типа и промежуточным пластинчатым теплообменником обеспечивает наиболее глубокое охлаждение наддувочной ГВС ГПД при одновременном удовлетворении требований к качеству охлаждающей воды, которая циркулирует по замкнутому изолированному контуру.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Elsenbruch, T.** Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch. — București, October 28, 2010. — 73 p.
- [2] Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. — GE Jenbacher Company Overview. — June 13, 2007. — 39 p.
- [3] GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). — January 2006. — 495 p.

- [4] **Radchenko, A.** Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller] / A. Radchenko, S. Ryzkov, N. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2014. — Szczecin, Poland., 2014. — Pp. 348–341.
- [5] **Радченко, А. М.** Підвищення ефективності кондиціонування повітря машинного відділення когенераційних газових двигунів [Текст] / А. М. Радченко, А. В. Грич // Зб. наук. праць НУК. — 2013. — Вип. № 5–6 (450). — С. 15–19.
- [6] **Радченко, А. Н.** Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции / А. Н. Радченко, А. В. Грич, Б. С. Портной // Холодильна техніка та технологія. — 2015. — Т. 51, вып. 1. — С. 31–34.

© М. М. Радченко, А. В. Коновалов, А. В. Грич

Надійшла до редколегії 21.09.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. *М. Р. Ткач*