

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРОВ
С КОМПЛЕКСНЫМ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВТОРИЧНОЙ ТЕПЛОТЫ**

Выполнен анализ эффективности системы охлаждения судовых электрогенераторов на базе эжекторной холодильной машины, использующей теплоту нагретого в электрогенераторах воздуха и уходящих газов после утилизационной турбины.

электрогенератор, утилизационная турбина, система охлаждения, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, нагретый воздух, уходящие газы

**Анализ проблемы
и постановка цели исследования**

Часть потребляемой электрогенераторами механической энергии неизбежно теряется в виде теплоты, рассеиваемой в окружающую среду. Кроме снижения КПД электрогенератора тепловыделения ограничивают также его максимальную полезную мощность, обусловленную эффективностью теплоотвода, которая определяет тепловое состояние машины. От интенсивности теплоотвода, в свою очередь, зависит нагрев активной части электрогенератора и вероятность термического разрушения изоляции обмоток и выхода его из строя.

Для обеспечения безопасной работы электрогенераторов необходимо обеспечить отвод выделяемой теплоты с помощью систем охлаждения. Наибольшее распространение получили системы охлаждения с принудительной циркуляцией наружного воздуха как наиболее конструктивно простые и наименее энергопотребляющие. Однако этим системам присущи такой недостаток, как резкий рост потерь на охлаждение (и, соответственно, падение КПД всей электрической машины) с повышением полезной нагрузки на электрогенератор. Решением данной проблемы может стать использование воздушных систем охлаждения на базе теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ), преобразующих выделяемую электрогенератором теплоту, отводимую от них охлаждающим воздухом, в холод, используемый для предварительного понижения

температуры наружного воздуха, подаваемого на охлаждение. Для утилизации низкотемпературной теплоты охлаждающего воздуха в качестве рабочего тела ТХМ необходимо использовать низкокипящие рабочие тела (НРТ) – хладоны, отводящие теплоту в процессе своего фазового перехода. Конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации отличаются эжекторные ТХМ [1, 2].

Температурный уровень нагретого в процессе охлаждения воздуха может оказаться недостаточно высоким, чтобы вырабатываемого в эжекторных ТХМ холода было достаточно для эффективного охлаждения судового электрогенератора. Решением задачи повышения эффективности теплоиспользующей системы охлаждения судового электрогенератора может стать дополнительное использование других источников тепла на судне, например, тепла уходящих газов после утилизационного турбогенератора или дизельгенератора.

Целью исследования является анализ эффективности системы охлаждения электрогенераторов на базе эжекторной ТХМ с использованием теплоты нагретого в электрогенераторах воздуха и выпускных газов после утилизационного турбогенератора или дизельгенератора

Анализ результатов исследования

Эжекторная ТХМ системы охлаждения электрогенератора состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получение

ния паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе. Жидкий НРТ высокого давления нагревается и испаряется в генераторе паросилового контура за счет теплоты, отводимой от нагретого воздуха после электрогенератора. Полученный в ТХМ холод реализуется путем отвода теплоты от наружного воздуха на входе электрогенератора к кипящему в И-ВО жидкому НРТ низкого давления. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Эффективность ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_{\Gamma}$, который представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от воздуха, подаваемого на вход электрогенератора) к количеству теплоты Q_{Γ} , подведенной в генераторе к кипящему НРТ от нагретого в процессе охлаждения электрогенератора воздуха.

На рис. 1 представлены зависимости теплового коэффициента ζ эжекторной ТХМ от температуры конденсации t_k НРТ при его температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0; 5$ и 10 °С и в генераторе $t_{\Gamma} = 70$ °С. В качестве НРТ применен озонобезопасный хладон R142В.

Как видно, тепловой коэффициент ζ с повышением t_k существенно снижается, причем при большей температуре кипения t_0 это снижение происходит более резко. Это говорит о том, что в случае водяного охлаждения конденсатора (при более низких t_k) тепловая эффективность эжекторной ТХМ гораздо выше, чем при воздушном его охлаждении (при более высоких t_k).

С увеличением температуры кипения в И-ВО t_0 коэффициент ζ увеличивается, причем это увеличение особенно значительное при низких t_k , что свидетельствует об эффективности применения ТХМ при пониженной температуре конденсации t_k (соответ-

ственно охлаждающей конденсатор среды) и повышенной температуре наружного воздуха.

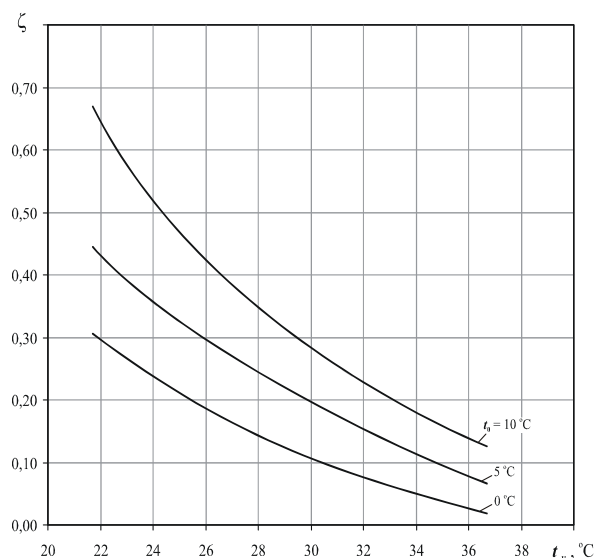


Рис. 1. Тепловые коэффициенты ζ эжекторной ТХМ в зависимости от температуры конденсации t_k хладона R142В при температуре кипения в генераторе $t_{\Gamma} = 70$ °С и в И-ВО $t_0 = 0; 5$ и 10 °С

С целью определения максимальных значений количества теплоты, отводимой в ТХМ от воздуха на входе в электрогенератор, т.е. максимального эффекта от применения системы охлаждения на базе ТХМ, а также условий его достижения, и прежде всего значений температуры кипения НРТ в генераторе ТХМ t_{Γ} и И-ВО t_0 , был выполнен комплекс расчетов с использованием методологии рационального проектирования теплообменников с фазовым переходом [3], обеспечивающей достижение максимальных плотностей тепловых потоков в них.

Результаты анализа эффективности применения ТХМ для охлаждения воздуха на входе электрогенератора приведены на рис. 2 в виде зависимости тепловых коэффициентов ТХМ ζ , удельных (отнесенных к единичному расходу охлаждающего электрогенератор воздуха) тепловых нагрузок на генератор $\bar{q}_{\Gamma}$ (удельного количества теплоты, отведенной от нагретого воздуха после электрогенератора) и И-ВО $\bar{q}_0$ (удельного количества теплоты, отведенной от воздуха на входе в электрогенератор, т.е. удельной холодопроизводительности ТХМ), и снижения температуры $\Delta t_{\text{в}}$ воздуха на входе в электрогенератор от

температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$; нагретого воздуха перед генератором (после электрогенератора) $t_{b1} = 120^\circ\text{C}$. Здесь же нанесены значения температуры t_{b2} воздуха после генератора. При этом температура воздуха после испарительной секции генератора (на входе в экономайзерную секцию) принималась на 10°C выше, чем температура кипения НРТ в генераторе t_g .

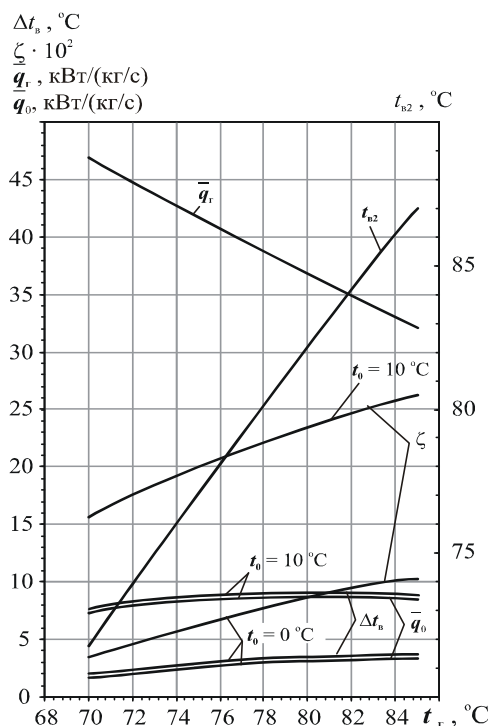


Рис. 2. Зависимости тепловых коэффициентов эжекторной ТХМ ζ , удельных тепловой нагрузки на генератор $\bar{q}_g$ и $\bar{q}_0$ — холодопроизводительности ТХМ, снижения температуры Δt_b воздуха на входе в электрогенератор и температуры t_{b2} воздуха после генератора при его температуре перед генератором (после электрогенератора) $t_{b1} = 120^\circ\text{C}$ от температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$

Как видно, с повышением t_g от 70 до 85°C удельная тепловая нагрузка на генератор $\bar{q}_g$ снижается, а тепловой коэффициент ζ увеличивается, что приводит к некоторому возрастанию удельной холодопроизводительности ТХМ $\bar{q}_0$.

Поскольку уменьшение температуры воздуха на входе в электрогенератор Δt_b пропорционально удельной холодопроизводительности $\bar{q}_0$, то харак-

теры изменения $\bar{q}_0$ и разности температур воздуха Δt_b , срабатываемой в И-ВО, идентичны. Как видно, при температуре нагретого воздуха после электрогенератора $t_{b1} = 120^\circ\text{C}$ и $t_k = 35^\circ\text{C}$ охлаждение воздуха в И-ВО незначительное: $\Delta t_b = 4^\circ\text{C}$ при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и 9°C при $t_0 = 10^\circ\text{C}$, что свидетельствует о невысокой эффективности системы охлаждения на базе эжекторной ТХМ.

Увеличить удельную холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и, соответственно, глубину охлаждения воздуха на входе в электрогенератор Δt_b можно, повышая тепловой потенциал источника теплоты, т.е. тепловую нагрузку на генератор $\bar{q}_g$. С этой целью при недостаточно высокой температуре воздуха t_{b1} после электрогенератора (на входе в генератор парообразного НРТ) дополнительно можно использовать другие вторичные энергоресурсы (ВЭР), например выпускные газы после утилизационного турбогенератора или дизельгенератора, имеющие температуру выше 180°C , т.е. применять комплексную утилизацию ВЭР. При этом генератор пара следует выполнять в виде двух секций: испарительной, в которой происходит испарение жидкого НРТ при высоких давлении и соответственно температуре, и экономайзерной, в которой имеет место нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации до температуры кипения в испарительной секции. Испарительную секцию надо устанавливать на линии уходящих газов после утилизационного турбогенератора, а экономайзерную — после электрогенератора, с отводом в ней теплоты от нагретого в электрогенераторе воздуха (рис. 3).

На рис. 4 приведены удельные тепловые нагрузки на генератор $\bar{q}_g$ и испаритель $\bar{q}_0$, тепловые коэффициенты ТХМ ζ , снижение температуры Δt_b воздуха в И-ВО, температура $t_{ух.г}$ уходящих газов после генератора ТХМ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в И-ВО $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ и уходящих газов перед генератором $t_{r1} = 180^\circ\text{C}$ (генератор ТХМ установлен в газоходе после утилизационного турбогенератора).

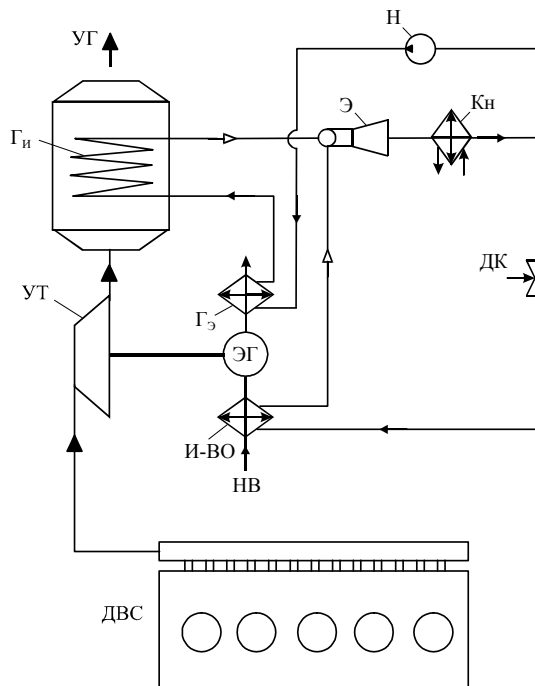


Рис. 3. Схема системы охлаждения электрогенератора на базе эжекторной холодильной машины:
ЭГ – электрогенератор; УТ – утилизационная турбина; Г₃ и Г_и – экономайзерная и испарительная секции генератора паров НРТ; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; Э – эжектор; К_н – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы ДВС

Здесь же нанесены значения температуры t_{b2} воздуха после экономайзерной секции генератора в случае ее вынесения из газохода турбогенератора, например, на линию нагретого воздуха с температурой перед экономайзером $t_{b1} = 100$ и 140 °С.

Пониженная величина $t_{b1} = 100$ °С соответствует варианту, когда экономайзер генератора установлен на линии нагретого воздуха после электрогенератора. При температуре воздуха после электрогенератора, недостаточно высокой для нагрева жидкого НРТ до температуры кипения в генераторе ТХМ (ниже $t_{b1} = 100$ °С), окончательный нагрев НРТ может происходить в испарительной секции генератора или во второй, высокотемпературной, ступени экономайзера, располагаемой за генератором в газоходе. При этом низкотемпературная ступень экономайзера установлена после электрогенератора.

Величина $t_{yx,г}$ на рисунке соответствует температуре уходящих газов после одноступенчатой экономайзерной секции генератора при ее размещении в газоходе. Температура уходящих газов после испа-

рительной секции генератора принималась на 20 °С выше температуры t_r кипения НРТ как при размещении экономайзера в газоходе, так и в случае его вынесения из газохода: $t_{г,и2} = t_r + 20$ °С, т.е. минимальной, которая может быть достигнута, исходя из интенсивности теплопередачи между газом и кипящим НРТ.

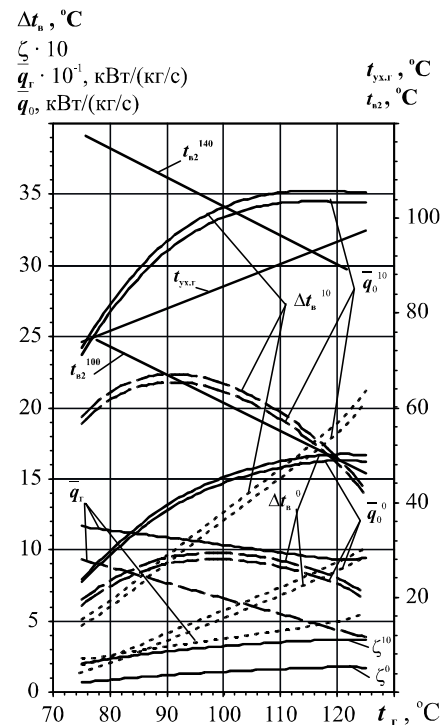


Рис. 4. Удельные тепловые нагрузки на генератор $\bar{q}_Г$ и испаритель $\bar{q}_0$, тепловые коэффициенты ТХМ ζ , снижение температуры Δt_b воздуха в испарителе, температура t_{b2} наддувочного воздуха после экономайзерной секции генератора (экономайзер вне газохода), температура $t_{yx,г}$ уходящих газов после экономайзерной секции генератора (экономайзер в газоходе) в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ и 10 °С; конденсации $t_k = 35$ °С, уходящих газов после испарительной секции генератора $t_{г,и2} = t_r + 20$ °С и перед генератором $t_{с1} = 180$ °С: — — за счет отвода теплоты генератором в целом $\bar{q}_0$, $\bar{q}_Г$; - - - - испарительной секцией $\bar{q}_0''$, $\bar{q}_Г''$; — экономайзерной секцией $\bar{q}_0'$, $\bar{q}_Г'$; t_{b2}^{100} и t_{b2}^{140} — при $t_{b1} = 100$ и 140 °С; индексы 0 и 10 — при $t_0 = 0$ и 10 °С

Как видно из рис. 3, температура уходящих газов после генератора $t_{yx,г}$ изменялась от 75 до 95 °С при повышении t_r от 80 до 120 °С (соответственно при изменении температуры газов после испарительной секции генератора $t_{г,и2}$ от 100 до 140 °С), т.е.

практически в два раза меньшими темпами по сравнению с увеличением $t_{г.и2}$. Резкое сокращение удельной тепловой нагрузки на испарительную секцию $\bar{q}_Г$ при $t_{г1} = 180^\circ\text{C}$ обусловлено сравнительно малой разностью температур уходящих газов $\Delta t_{г.и} = 180^\circ\text{C} - t_{г.и2}$ (где $t_{г.и2} = t_г + 20^\circ\text{C}$), срабатываемой в испарительной секции, на которой сильно сказывается повышение $t_г$, при замедленном увеличении тепловой нагрузки на экономайзерную секцию $\bar{q}_Г'$. Это приводит к уменьшению нагрузки на генератор в целом $\bar{q}_Г$ и, следовательно, возрастанию температуры уходящих газов после генератора $t_{ух.г}$.

Так как с повышением $t_г$ тепловой коэффициент ζ увеличивается, то удельная холодопроизводительность $\bar{q}_0$ возрастает до достижения своего максимального значения при $t_{гopt} \approx 120^\circ\text{C}$. При этом характер изменения $t_{ух.г}$ (возрастание $t_{ух.г}$ с повышением $t_г$) соответствует тенденции изменения оптимальных параметров – увеличению $t_{гopt}$, т.е. возрастание $t_г$ сопровождается повышением безопасности эксплуатации ТХМ – без возникновения сернистой коррозии.

При вынесении экономайзера из газохода снижение температуры воздуха после экономайзера $t_{в2}$ ограничивается температурой конденсации: $t_{в2} = t_k + (15...20)^\circ\text{C} \approx (50...60)^\circ\text{C}$, следовательно, рациональным режимам эксплуатации будет соответствовать $t_г = 120^\circ\text{C}$.

Поскольку значение температуры $t_{гopt}$ для генератора в целом ($t_{гopt} \approx 120^\circ\text{C}$) опережает ее величину для испарительной секции генератора ($t_{гopt} \approx 90$ и 100°C при $t_0 = 10$ и 0°C соответственно), то при вынесении экономайзерной секции генератора ТХМ на линию наддувочного воздуха его испарительную секцию следует проектировать, исходя из значения температуры $t_{гopt}$, оптимального для генератора в целом: $t_{гopt} \approx 120^\circ\text{C}$, а не 90 и 100°C для испарительной секции.

Как видно, применение комплексной теплоиспользующей системы охлаждения электрогенератора обеспечивает понижение температуры воздуха на

его входе на величину $\Delta t_b = 15...35^\circ\text{C}$ (при $t_0 = 0...10^\circ\text{C}$) при одинаковых расходах охлаждающего электрогенератор воздуха и уходящих газов после утилизационной турбины (поскольку удельные тепловые нагрузки $\bar{q}_Г$ и $\bar{q}_0$ должны быть отнесены к одному и тому же единичному расходу, в данном случае – уходящих газов).

Если расход уходящих газов больше расхода охлаждающего электрогенератор воздуха, то перепад температур Δt_b возрастет пропорционально отношению расходов.

Выводы

1. Установлено, что применение систем охлаждения судовых электрогенераторов на базе эжекторных ТХМ целесообразно при комплексной утилизации ВЭР, когда в дополнение к нагретому в электрогенераторах воздуху в качестве источника теплоты для ТХМ используются, например, выпускные газы после утилизационного турбогенератора или дизельгенератора, охлаждающая дизель вода.

2. Показано, что комплексная теплоиспользующая системы охлаждения электрогенератора обеспечивает понижение температуры воздуха на его входе на $15...35^\circ\text{C}$.

Литература

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
2. Радченко А.Н. Энергосберегающие системы охлаждения электрических машин // Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім.П.Могили.– Миколаїв: МДГУ.– 2007. – Т. 73. – Вип. 60. – С. 106-108.
3. Радченко А.Н. Рациональное проектирование охладителей газа с фазовым переходом холодильного агента // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 4. – С.57-59.

Поступила в редакцию 25.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Одесса.