

**Список литературы:**

1. Парсаданов И. В. *Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. Монография.* - Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 2. *Системы управления бензиновыми двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. – М.: ООО «Книжное изд. «За рулем», 2005, - 480 с.* 3. *Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-2109. Руководство по ремонту/ А.П. Игнатов, С.Н. Косарев, К.В. Новокионов и др. Москва, «Третий Рим», 1998.- 170 с.* 4. *Парсаданов И.В., Пойда А.Н., Сивых Д.Г. Модель идентификации режимов работы автотракторных дизелей в условиях эксплуатации/ Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007, №1. – С.110-114..*

УДК 621.577

***Н.И. Радченко, инж., А.А. Сирота, канд. техн. наук, Д.В. Коновалов, инж.***

**РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРИГЕНЕРАЦИОННЫХ КОНТУРОВ СУДОВЫХ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

**1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования**

Одним из основных и перспективных направлений повышения эффективности судовых среднеоборотных дизелей (СОД) является утилизация теплоты их вторичных энергоресурсов (ВЭР): теплоты, отводимой с продуктами сгорания, охлаждающей водой и от наддувочного воздуха. Так как показатели СОД существенно зависят от температуры наружного воздуха на их входе, ухудшаясь с ее повышением [1, 2], то весьма целесообразным было бы использовать теплоту ВЭР для производства холода, который в свою очередь – для охлаждения воздуха на входе двигателей. Поскольку в большинстве судовых дизельных установок наряду с механической или (и) электрической энергией вырабатывается еще и тепловая (чаще всего в виде нагретой воды или пара для судовых нужд), т.е. они являются когенерационными установками, то дополнительное производство еще и холода превращает их в так называемые тригенерационные установки. Основу таких тригенерацион-

ных контуров, в которых происходит трансформация теплоты ВЭР в холод, составляют теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ).

Известны результаты исследований по охлаждению наддувочного воздуха ДВС с помощью воздушных турбокомпрессорных холодильных машин [3, 4]. Но КПД воздушных холодильных машин довольно низкий, а сами установки сложны и громоздки. Что касается теплоиспользующих холодильных машин абсорбционного типа, то им также свойственны повышенные габариты (соответственно и аэродинамическое сопротивление), и целесообразность их включения в газовый и воздушный тракты СОД весьма проблематична. Конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации отличаются ТХМ струйного – эжекторного типа, в которых эжектор выполняет функцию компрессора [5–7]. Включение тригенерационных контуров на базе таких ТХМ в дизельные установки не приведет к заметному усложнению последних. В ТХМ используются низкокипящие рабочие тела (НРТ), что позволяет утилизи-

ровать теплоту сравнительно низкого температурного уровня, неприемлемого для традиционных пароводяных утилизационных котлов.

Эффективность тригенерационных контуров характеризуется тепловым коэффициентом  $\zeta = Q_0 / Q_r$ , который представляет собой отношение холодопроизводительности  $Q_0$  (количества теплоты, отведенной от воздуха, например на входе двигателя) к количеству теплоты  $Q_r$ , подведенной в генераторе к кипящему НРТ от уходящих газов. Она тем больше, чем выше температура подвода теплоты к НРТ в генераторе пара (температура  $t_r$  кипения НРТ и соответственно уходящих газов после генератора НРТ). В то же время с повышением температуры уходящих газов после генератора и, следовательно, уменьшением глубины утилизации снижается количество теплоты, отведенной от них в ТХМ, что, наоборот, сокращает эффект от утилизации ВЭР СЭУ. Таким образом, решение задачи сводится к ответу на вопрос, что обеспечивает достижение максимального эффекта в тригенерационной дизельной установке (приращения мощности и КПД двигателя) – глубокая утилизация ВЭР при недостаточно высокой эффективности ТХМ или же максимально эффективная работа собственно холодильной машины в ущерб глубине утилизации ВЭР. Очевидно, что задача эта является оптимизационной, и ее решением будет такое значение температуры  $t_r$  кипения НРТ в генераторе, которое обеспечивает максимальные отвод теплоты от воздуха в тригенерационном контуре и, как следствие, приращения мощности и КПД главного двигателя СЭУ.

Целью выполненного исследования является определение рациональных параметров тригенерационных контуров судовых СОД, обеспечивающих максимальное приращение КПД и мощности двигателей за счет охлаждения их циклового воздуха (наружного воздуха на входе и наддувочного воздуха).

## 2. Анализ результатов расчета рациональных параметров тригенерационных контуров судовых СОД

С целью определения максимальных значений количества теплоты, отводимой в ТХМ от воздуха, например на входе СОД, а соответственно и приращения мощности и КПД СОД, т.е. максимального эффекта от применения тригенерации, а также условий его достижения, и прежде всего значения температуры  $t_r$  кипения НРТ в генераторе ТХМ, которое и будем считать оптимальным, обоснования выбора параметров тригенерационных контуров был выполнен комплекс расчетов с использованием методологии рационального проектирования [8, 9], обеспечивающей достижение максимальных плотностей тепловых потоков в аппаратах, в которых происходит трансформация теплоты ВЭР (генераторах пара НРТ высокого давления, испарителях НРТ низкого давления, конденсаторах НРТ).

Результаты такого анализа приведены на рис. 1 в виде зависимости удельных тепловых нагрузок на генератор  $\bar{q}_r$  и испаритель-воздухоохладитель  $\bar{q}_0$ , тепловых коэффициентов ТХМ  $\zeta$ , снижения температуры  $\Delta t_v$  воздуха на входе СОД от температуры кипения НРТ в генераторе  $t_r$  при температурах кипения НРТ в испарителе  $t_0 = 0$  °С; конденсации  $t_k = 35$  °С; уходящих газов перед генератором  $t_{r1} = 350$  °С и ограничении температуры уходящих газов после генератора в целом (включая экономайзерную секцию) значением  $t_{r2} = 160$  °С, исключающим опасность возникновения сернистой коррозии. Здесь же нанесены значения температуры  $t_{v2}$  наддувочного воздуха после экономайзерной секции генератора в случае ее вынесения из газохода СОД, например, на линию наддувочного воздуха при его температуре перед экономайзером  $t_{v1} = 220$  °С. При размещении экономайзера вне газохода температура уходящих газов после испарительной секции генератора ограничивалась значением  $t_{r,и2} = 160$  °С (в соответствии с ограничением  $t_{r2} = 160$  °С).

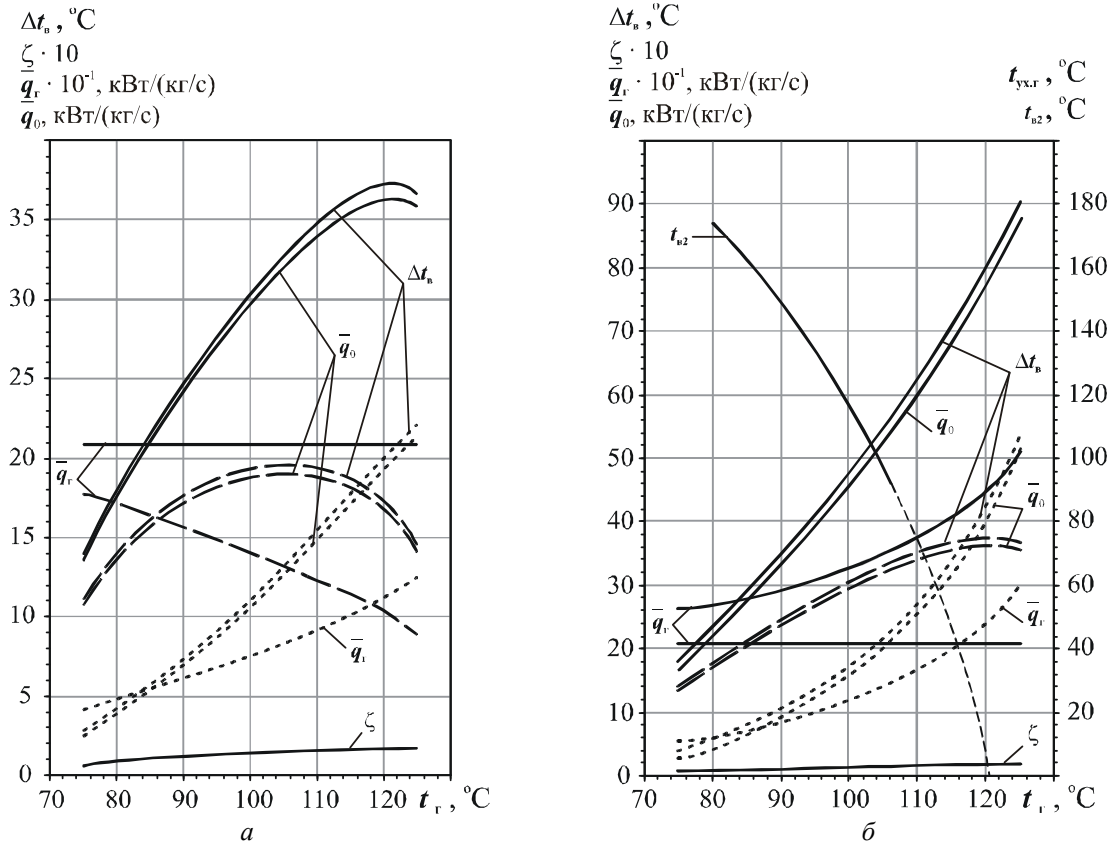


Рис. 1. Удельные тепловые нагрузки на генератор  $\bar{q}_r$  и испаритель  $\bar{q}_0$ , тепловые коэффициенты ТХМ  $\zeta$ , снижение температуры  $\Delta t_n$  воздуха на входе ДВС, температура  $t_{a2}$  наддувочного воздуха после экономайзерной секции генератора (вне газохода), температура  $t_{yx,2}$  уходящих газов после испарительной секции генератора ТХМ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе  $t_r$  при температурах уходящих газов перед генератором  $t_{z1} = 350$  °С и после генератора  $t_{z2} = 160$  °С; кипения в испарителе  $t_0 = 0$  °С и конденсации  $t_k = 35$  °С: — — за счет отвода теплоты генератором в целом  $\bar{q}_0$ ,  $\bar{q}_r$ ; - - - - испарительной секцией  $\bar{q}_0''$ ,  $\bar{q}_r''$ ; ..... — экономайзерной секцией  $\bar{q}_0'$ ,  $\bar{q}_r'$ ; а — экономайзер в газоходе; б — экономайзер вынесен из газохода

Величина  $t_{yx,г}$  на рис. 1,а соответствует температуре уходящих газов после испарительной секции генератора при размещении его экономайзерной секции в газоходе. Как видно, с повышением  $t_r$  от 80 до 120 °С значение температуры газов после испарительной секции  $t_{yx,г} = t_{г,и2}$  изменяется от 200 до 260 °С, что свидетельствует о том, что из-за ограничения  $t_{r2} = 160$  °С в испарительной секции генератора не срабатывает тот теплоперепад, который возможен исходя из минимальной (обусловленной интенсивностью теплопередачи) разности температур между  $t_{yx,г}$  и  $t_r$  ( $\Delta t_{r/a} = t_{yx,г} - t_r = 20$  °С) на ее выходе. А то обстоятельство, что с повышением  $t_r$  разность тем-

ператур  $\Delta t_{r/a}$  увеличивается ( $\Delta t_{r/a} = 120...140$  °С), обусловлено сокращением удельной теплоты фазового перехода НРТ в испарительной секции большими темпами (с приближением к тройной точке) по сравнению с монотонным возрастанием затрат теплоты на нагрев конденсата НРТ от  $t_k$  до  $t_r$ , т.е. изменением соотношения удельных нагрузок на испарительную и экономайзерную секции в пользу последней в соответствии с термодинамическим циклом эжекторной ТХМ.

В случае вынесения экономайзера на линию наддувочного воздуха (при ограничении по температуре уходящих газов, но уже после испарительной

секции:  $t_{г.и2} = 160\text{ °C}$ ) разность температур  $\Delta t_{г/а}$  сокращается с 80 до 40 °C, т.е. на величину приращения  $t_r$  от 80 до 120 °C.

Наличие ограничения по температуре уходящих газов после генератора  $t_{г2} = 160\text{ °C}$ , а при вынесении экономайзера из газохода – по температуре газов после испарительной секции  $t_{г.и2} = 160\text{ °C}$  тождественно постоянству удельных тепловых нагрузок на генератор  $\bar{q}_r$  и его испарительную секцию  $\bar{q}_r''$  соответственно: графики зависимостей  $\bar{q}_r = f(t_r)$  на рис. 1,а и  $\bar{q}_r'' = f(t_r)$  на рис. 1,б представляют собой горизонтальные прямые. Возрастание же суммарной удельной холодопроизводительности  $\bar{q}_0$  в первом случае и ее части  $\bar{q}_0''$ , приходящейся на испарительную секцию, происходит исключительно благодаря увеличению теплового коэффициента  $\zeta$  с повышением  $t_r$ .

Таким образом, именно ограничение температуры уходящих газов после генератора  $t_{г2} = 160\text{ °C}$  приводит к значительному сокращению теплоперепада по уходящим газам  $\Delta t_{г.и} = t_{г1} - t_{г.и2}$ , срабатываемого в испарительной секции генератора, с повышением  $t_r$ : от 150 °C при  $t_r = 80\text{ °C}$  до 90 °C при  $t_r = 120\text{ °C}$ , что в конечном счете ограничивает общую удельную холодопроизводительность ТХМ  $\bar{q}_0$  и соответственно уменьшение температуры воздуха испарителе-воздухоохладителе  $\Delta t_b$  их максимальными значениями при  $t_r = 120\text{ °C}$  (рис. 1,а). При вынесении экономайзера из газохода ограничение по температуре уходящих газов  $t_{г.и2} = 160\text{ °C}$ , обусловленное опасностью возникновения сернистой коррозии, хотя количественно и остается прежним, но его влияние на эффективность тригенерации качественно меняется: оно вызывает стагнацию тепловой нагрузки на испарительную секцию  $\bar{q}_r'' = \text{const}$ , не влияя на тепловую нагрузку экономайзерной секции  $\bar{q}_r'$ , увели-

чение которой с повышением  $t_r$  приводит к непрерывному возрастанию суммарной тепловой нагрузки генератора  $\bar{q}_r$  и, следовательно, удельной холодопроизводительности  $\bar{q}_0$  и степени охлаждения воздуха в испарителе ТХМ  $\Delta t_b$  (см. рис. 1,б).

В обоих случаях максимальные  $\bar{q}_0$  и соответственно  $\Delta t_b$  достигаются после того, как их составляющая  $\bar{q}_0'$ , приходящаяся на экономайзерную секцию, становится больше величины  $\bar{q}_0''$ , соответствующей испарительной секции:  $\bar{q}_0' > \bar{q}_0''$ .

При вынесении экономайзера генератора ТХМ на линию наддувочного воздуха температура кипения  $t_r$  в испарительной секции должна быть около 110 °C, чтобы температура наддувочного воздуха была не ниже  $t_{в2} = 60\text{ °C}$  (в соответствии с рис. 1,б). Отметим, что ее нижний предел определяется соотношением  $t_{в2} = t_k + 15...20\text{ °C}$  и зависит от интенсивности теплопередачи в конденсаторе ТХМ. При этом степень охлаждения воздуха в испарителе  $\Delta t_b$  оказывается более чем на 10 °C меньше от таковой при  $t_r = 120\text{ °C}$ , что приводит к снижению относительного приращения мощности и КПД почти на 10 % и 1 % соответственно (рис. 2).

При расчете приращения мощности  $\bar{N}$  и КПД  $\eta$  двигателя за счет охлаждения его циклового воздуха исходили из условия, что каждые 10 °C понижения температуры воздуха дают приращение мощности на 5 % и КПД на 0,5 % [7].

Чтобы получить максимальный эффект (при  $t_r = 120\text{ °C}$ ) температура наддувочного воздуха на входе экономайзера  $t_{в1}$  должна быть тоже выше примерно на 10 °C (по сравнению с принятой в расчетах  $t_{в1} = 220\text{ °C}$ ).

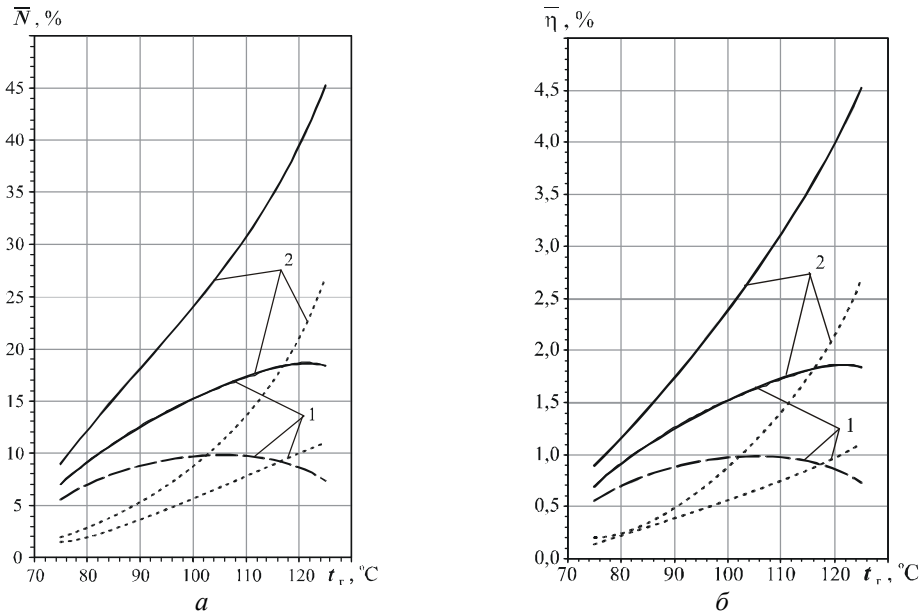


Рис. 2. Относительные приращения мощности  $\bar{N}$  (а) и КПД  $\bar{\eta}$  (б) за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры  $t_r$  кипения НРТ в генераторе при температурах кипения в испарителе  $t_0 = 0$  °С, конденсации  $t_k = 35$  °С и уходящих газов после генератора  $t_{22} = 160$  °С: — за счет отвода теплоты генератором в целом  $\bar{N}$ ,  $\bar{\eta}$ ; ---- испарительной секцией  $\bar{N}$ ,  $\bar{\eta}$ ; ..... — экономайзерной секцией  $\bar{N}$ ,  $\bar{\eta}$ ; 1 — экономайзер в газоходе; 2 — экономайзер вынесен из газохода

Как видно из рис. 1,а и 2,а, даже при столь жестком, обусловленном опасностью возникновения сернистой коррозии, ограничении по температуре уходящих газов  $t_{r2} = 160$  °С применение ТХМ для охлаждения циклового воздуха СОД обеспечивает весьма существенное относительное приращение мощности  $\bar{N} \approx 18$  % и приращение КПД двигателя  $\bar{\eta} = 1,8$  %. При вынесении экономайзерной секции генератора ТХМ из газохода на линию наддувочного воздуха эффект оказывается гораздо выше:  $\bar{N} = 30...40$  % и  $\bar{\eta} = 3...4$  % (рис. 1,б и 2,б).

Следует отметить, что при размещении экономайзера генератора паробразного НРТ в газоходе уменьшение температуры воздуха в испарителе  $\Delta t_b \approx 35$  °С (рис. 1,а), что вполне соответствует охлаждению воздуха на входе СОД от  $t_{b1} \approx 45$  °С (температура воздуха в машинном отделении) до температуры  $t_{b2} = 10...15$  °С (на  $10...15$  °С выше температуры ки-

пения в НРТ в испарителе-воздухоохладителе). При вынесении же экономайзера из газохода на линию наддувочного воздуха уменьшение температуры воздуха в испарителе  $\Delta t_b \approx 90$  °С (рис. 1,б), т.е. намного больше, чем требуется для охлаждения воздуха на входе двигателя. В этом случае избыточная холодопроизводительность ТХМ может быть реализована путем глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха, для чего испаритель-воздухоохладитель необходимо выполнять, как и генератор, двухступенчатым с размещением одной ступени на входе двигателя, а второй — на линии наддувочного воздуха между компрессорными ступенями.

### 3. Выводы

1. Установлено существование оптимальных значений температуры кипения в генераторе теплоиспользующей холодильной машины тригенерационного контура охлаждения циклового воздуха СОД,

обеспечивающих максимальное приращение мощности и КПД двигателей.

2. Определены условия, соответствующие рациональным параметрам тригенерационных контуров, и разработаны рекомендации по схемным решениям таких контуров.

**Список литературы:**

1. Аболешкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2004. – Вып. 11. – С. 132-139. 2. Колтакчи Э.М., Кохановский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2004. – Вып. 11. – С. 23-33. 3. Тимошевский Г.Ф., Мошенцев Ю.Л., Ву Дык Бао. Повышение эффективности судового двигателя внутреннего сгорания путем совершенствования системы воздухообеспечения // Зб. наук. праць УДМТУ. –

Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 2 (388). – С. 67-75. 4. Мошенцев Ю.Л., Жуков Д.О. Экспериментальное исследование процесса испарительного охлаждения в центробежном наддувочном компрессоре // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2005. – № 5 (398). – С. 99-108. 5. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с. 6. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12-18. 7. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1 (70). – С. 16-21. 8. Радченко М.И., Билека Б.Д., Сирота А.А. Особенности проектирования теплообменников на НРТ для теплоутилизирующих контуров ГТУ // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т. 26, № 5. – С. 27-31. 9. Радченко Р.Н. Кондиционирование воздуха на входе двигателей // Техногенна безпека: Наук. праці МДГУ ім. П. Могили. – Миколаїв: МДГУ, 2007. – Т. 73, Вып. 60. – С. 109-115.

УДК 621.43

*А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, К.А. Луников, инж., А.А. Крайнюк, канд. техн. наук*

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСА БЕЗДРЕНАЖНОГО  
ХРАНЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ  
ТЕПЛОВОЗНОГО ДВС**

**Введение**

Одним из перспективных направлений развития железнодорожного транспорта является применение на тепловозах в качестве топлива сжиженного природного газа (СЖПГ). Ожижение природного газа (температура кипения  $-163^{\circ}\text{C}$ ) позволяет устранить

ряд недостатков традиционно используемого компримированного до 20 МПа газа, а именно: уменьшить примерно в 3 раза массо-габаритные размеры заправочных емкостей и существенно увеличить запас хода тепловоза до показателей, не уступающих дизельному топливу. Подтверждением привлека-