Судовые энергетические установки

DOI: <https://dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2019-2-8>
УДК 629.12: 628.517

В.А. Стенин, И.В. Ершова

СТЕНИН ВАЛЕРИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ – д.т.н., профессор кафедры океанотехники и энергетических установок, e-mail: stenin61@yandex.ru
ЕРШОВА ИРИНА ВАЛЕРЬЕВНА – старший преподаватель кафедры математики и информационных технологий, аспирант, e-mail: Irina-124@yandex.ru
Институт судостроения и морской арктической техники
Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова
Набережная Северной Двины, 17, Архангельск, 163002

Влияние виброактивности судового котла на состояние его обмуровки

Аннотация: Многолетняя практика эксплуатации судовых паровых котлов показывает, что разрушение обмуровочных поверхностей топок остаётся одной из самых распространенных причин аварий, которые сопровождаются выходом котлов из строя. Котлы водогрейные (КВГ), применяемые на судах крупного и среднего водоизмещения, – экономичные, эффективные и надёжные. Однако в результате модернизации котлов КВГ, направленной на их перевод в режим многотопливных энергетических установок, возникли эксплуатационные трудности, связанные с повреждением обмуровочных поверхностей котлов.

При выборе материалов для футеровки котла и технологии кладки обязательно учитываются рабочие свойства огнеупоров: огнестойкость, термостойкость, механическая прочность. Поэтому представляет интерес анализ некоторых других вероятных технических причин скоротечных повреждений футеровки судового котла.

Естественно, что возможные термические и динамические воздействия на обмуровку учтены и в проекте модернизации. Однако при проектировании практически не учитываются вопросы влияния виброактивности судового котла на состояние его обмуровки.

С целью повышения надежности котельных установок авторы провели анализ уровня вибрационных воздействий исходя из конструкции котла. Показано, что вибровозбудимость его конструкций зависит от уровня вибраций внешних источников, которыми могут быть работающие судовые механизмы (структурный шум), вибрационное горение топлива и звуковое давление воздушного шума. Аналитически установлено, что одной из вероятных технических причин разрушения обмуровки является совместное резонансное воздействие вибрационного горения и звукового давления воздушного шума при форсированных нагрузках, когда частота вращения ротора компрессора и уровень звукового давления возрастают и наблюдается совпадение частот источника колебаний, собственных частот подвода теплоты горения дизельного топлива и собственной частоты элемента кирпичной кладки (шамотного кирпича). Авторы впервые аналитически установили источники виброактивности судового котла, определили частотные диапазоны и уровни вибрационных воздействий источников, а также экспериментально оценили собственную частоту элементов кирпичной кладки.

Ключевые слова: судовой котёл, кирпичная кладка, вибрационное воздействие, структурный шум, вибрационное горение, воздушный шум, повреждение, форсированная нагрузка.

Введение

Многолетняя практика эксплуатации судовых паровых котлов показывает, что разрушение обмуровочных поверхностей топок остается одной из самых распространенных причин аварий, которые сопровождаются, как правило, выходом котлов из строя и большими экономическими потерями, обусловленными простоем судна и ремонтом установки. Принято считать, что в среднем ресурс обмуровки до её замены составляет примерно 15000–20000 часов. Однако часты случаи, когда обмуровка выходит из строя уже через 4000–6000 часов, а иногда её фурменную часть меняют и через 2–3 месяца [10].

Котлы водогрейные (КВГ), применяемые на судах крупного и среднего водоизмещения, зарекомендовали себя как экономичные, эффективные и надёжные. Однако в результате модернизации котлов КВГ, направленной на перевод их в режим многотопливных энергетических установок (мазут заменили дизельным топливом), возникли эксплуатационные трудности, связанные с повреждением обмуровочных поверхностей котлов. Частичное разрушение обмуровки котлов наблюдалось как на стадии ходовых испытаний, так и в первые месяцы эксплуатации. Если учесть достаточно высокий уровень технологической дисциплины при изготовлении и монтаже кирпичной кладки, то представляет интерес анализ некоторых вероятных технических причин скоротечных повреждений футеровки судового котла.

Естественно, что возможные термические и динамические воздействия по пароводяному и газовоздушному трактам от изменения вида топлива (флотский мазут на дизельное топливо) учтены и снивелированы в проекте модернизации за счёт корректировки расходных характеристик и других технических решений, которые применяют для обеспечения работы топливных горелочных устройств (форсунок). Однако вопросы анализа причин возбуждения вибрации в кирпичной кладке котла для определения возможных способов виброзащиты практически не рассматриваются.

С целью повышения надёжности котельной установки авторы провели аналитические исследования влияния виброактивности котла на состояние обмуровочных поверхностей. Для решения поставленной задачи потребовалось установить источники виброактивности котла, определить частотный диапазон и уровни вибрации источников, а также оценить собственную частоту элементов кирпичной кладки.

Описание технического решения

Для аналитического исследования влияния виброактивности судового котла на состояние его обмуровки рассмотрим источники вибрационных воздействий, исходя из конструкции котла (см. рисунок) [6]. В высоконапорном котле сжигание топлива осуществляется при повышенном давлении воздуха. Воздух 6 для горения подаётся компрессором турбонаддувочного агрегата, который приводится в действие газовой турбиной, использующей энергию уходящих газов 7. Нехватка мощности газовой турбины на малых нагрузках компенсируется паровой турбиной, избыток мощности на нагрузках, близких к полным, гасится путём перепуска части воздуха, подаваемого компрессором.

Воздух после компрессора проходит через межобшивочное пространство двухслойного кожуха и через воздухонаправляющее устройство поступает в топку котла, где смешивается с распыленным форсунками топливом, обеспечивая качественное его сжигание.

Судовой котёл можно отнести к IV классу энергетического оборудования по чувствительности к вибрации, т.е. он практически нечувствителен к ней [4]. Однако вибровозбудимость конструкций котла зависит от уровня вибраций внешних источников, которыми могут быть работающие судовые механизмы (структурный шум), вибрационное горение топлива и звуковое давление воздушного шума [8, 11].

Большинство современных методов расчёта сооружений на динамические воздействия базируются на резонансно-колебательной концепции, согласно которой предполагается, что наибольшие повреждения сооружение может получить в момент возникновения резонанса, когда частота вынуждающей нагрузки совпадает с частотой собственных колебаний

конструкции. Частоты собственных колебаний f сложных конструкций, как правило, определяют экспериментально. Однако ориентировочно период горизонтальных колебаний котла можно принять равным $T = 0,26 - 0,42$ с, как для каркасных пятиэтажных зданий [3]. Отсюда $f = 1/T = 3,8 - 2,4$ Гц.

Схема компоновки котла КВГ-3:

1 – опускные трубы; 2 – футеровка топки; 3 – топливные форсунки; 4 – барабан;
5 – турбонаддувочный агрегат; 6 – подача воздуха; 7 – отвод уходящих газов; 8 – газоочистное устройство; 9 – экономайзер; 10 – пароперегреватель; 11 – футеровка газохода.

Основными источниками структурного шума в котлотурбинной установке являются турбины, турбонаддувочные агрегаты и насосы. Согласно [2] для насосов преобладающая частота составляет в среднем $f = 200 - 300$ Гц, для турбоагрегатов – $f = 500 - 4000$ Гц, для турбонагнетателей уровень шума на основных лопаточных частотах является доминирующим – $f = 500 - 3000$ Гц. Так как структурный шум передаётся котлу через судового фундамент, на котором он установлен на четырёх опорах малой площади, а собственная частота котла, масса которого около 50 т, существенно меньше частот вынуждающих нагрузок, можно предположить, что этот вид воздействий практически не может привести к вибрационному разрушению обмуровки.

Вибрационное горение является автоколебательным процессом, самопроизвольное возникновение и поддержание которого вызвано взаимодействием периодических колебаний газа в камере с процессом горения [7, 11]. При сжигании жидкого топлива топливный факел, выдаваемый форсунками, полидисперсен, т.е. содержит капли разного диаметра. Размер капель мазута составляет в среднем $\delta = 200$ мкм, а размер капель дизельного топлива равен $\delta = 20$ мкм [1].

Критерий теплообмена от потока к капле при движении капли со скоростью воздуха и дымовых газов с избыточным кислородом (в неподвижной среде) можно принять $Nu = 2$. Коэффициент горения в формуле Срезневского равен [1]:

$$k = \frac{4}{\rho_T} \cdot Nu \cdot \Phi(T_G - T_K) \cdot \quad (1)$$

Функция $\Phi(T_G - T_K)$ определяется по уравнению

$$\Phi(T_G - T_K) = \frac{\lambda}{c_p} \cdot \ln \frac{r/c_p + (T_G - T_K)}{r/c_p} \cdot \quad (2)$$

Время выгорания капли

$$\tau = \frac{\delta^2}{k} \cdot \quad (3)$$

Допустим, что дизельное топливо имеет следующие теплофизические параметры: температура газов в зоне горения капли $T_r = 2273 \text{ K}$; температура кипения $T_k = 633 \text{ K}$; плотность $\rho_T = 840 \text{ кг/м}^3$; теплоёмкость паров $c_p = 2,15 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}$; теплота парообразования $r = 240 \text{ кДж/кг}$; теплопроводность газов $\lambda = 8,72 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{K}$. Тогда в соответствии с формулами (1)–(3) среднее время выгорания капли дизельного топлива составит $\tau = 3,77 \cdot 10^{-4} \text{ с}$, а усредненная частота подвода теплоты при горении дизельного топлива будет равна $f = 1/\tau = 2650 \text{ Гц}$. Для сравнения – усредненная частота подвода теплоты при горении мазута: $f = 25 \text{ Гц}$.

Воздух, поступающий в топку для горения топлива, подаётся осевым компрессором. Частота вращения компрессора при форсированных нагрузках достигает $n = 5000 \dots 7000 \text{ об/мин}$, что соответствует диапазону лопаточных частот $f = 1/\tau = 2100 \dots 2900 \text{ Гц}$ с уровнем звукового давления $L = 110 \dots 120 \text{ дБ}$. Совпадение частот источника колебаний и собственных частот подвода теплоты горения дизельного топлива может запустить процесс вибрационного горения [11].

Звуковое давление воздушного шума является источником вибраций судовых конструкций [8]. Амплитуду вибраций A , возбуждаемых в стенке внутреннего кожуха звуковым давлением воздушного шума, можно найти по формуле

$$A = \dot{\xi} / 2\pi \cdot f. \quad (4)$$

Колебательную скорость стенки $\dot{\xi}$ внутреннего кожуха определим по следующей зависимости [8]:

$$\dot{\xi} = p \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot V \cdot \eta_1}{S \cdot m \cdot \rho_0 \cdot c_0^2 \cdot (\eta_1 + \eta_2)}}, \quad (5)$$

где p – звуковое давление в межобшивочном пространстве двухслойного кожуха, Па; S – площадь стенки внутреннего кожуха, м^2 ; V – объём межобшивочного пространства двухслойного кожуха, м^3 ; m – масса стенки на единицу площади, кг/м^2 ; ρ_0 – плотность воздуха в межобшивочном пространстве, кг/м^3 ; c_0 – скорость звука в воздухе, м/с ; η_1, η_2 – коэффициенты потерь вибрационной энергии соответственно в межобшивочном пространстве и в стенке; μ – отношение плотности частот свободных колебаний стенки и межобшивочного пространства.

Для ориентировочных расчётов допустим, что уровень звукового давления воздушного шума составляет $L = 120 \text{ дБ}$, что соответствует $p = 20 \text{ Па}$. Плотность воздуха равна $\rho_0 = 2 \text{ кг/м}^3$, скорость звука в воздухе $c_0 = 240 \text{ м/с}$. Примем отношение $V/S = 0,2 \text{ м}$, а $m = 39 \text{ кг/м}^2$. По данным [8], ориентировочно значения $\eta_1 = 10^{-3}$, $\eta_2 = 10^{-2}$, а в соответствии с [5] величина $\mu = 0,01$. Тогда колебательная скорость стенки, определённая по формуле (5), будет равна $\dot{\xi} = 54,8 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$. Амплитуда вибраций, возбуждаемых в стенке внутреннего кожуха звуковым давлением частотой $f = 2500 \text{ Гц}$, в соответствии с (4), составит $A = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}$. Амплитуда A весьма мала, однако совокупные воздействия вибрационного горения и звукового давления воздушного шума на форсированных нагрузках могут привести к повреждениям обмуровочных поверхностей котла.

Элементом футеровки газохода котла является шамотный кирпич. Экспериментально для кирпича марки ША (длина 250 мм, ширина 125 мм, высота 65 мм) определена частота собственных колебаний (ЧСК), которая составила в среднем 2700 Гц. Для измерения ЧСК использовался метод ударного возбуждения [2]. Измерительный тракт включал акселерометр, анализатор спектра А17-У2 и персональный компьютер.

Таким образом, аналитические исследования и анализ литературных данных показал, что источниками виброактивности судового котла являются структурный шум, вибрационное горение и звуковое давление воздушного шума. Структурный шум практически не влияет на виброактивность котла по причине существенного отличия собственной частоты котла и частот побудителя. Собственная частота вибрационного горения определяется частотой подвода теплоты при горении, которая в свою очередь зависит от размеров капель топлива и коэффициента горения. Для дизельного топлива она соизмерима с частотой побудителя, как и собственная частота элемента футеровки газохода. Источником вынужденных колебаний в топочном объёме и межобшивочном пространстве двухслойного кожуха является турбонаддувочный агрегат, с помощью которого подаётся воздух для горения с высоким уровнем звукового давления в широком частотном диапазоне.

Результаты и их обсуждение

Расчётом определено, что если структурный шум передаётся котлу через судовой фундамент, на котором он размещен на четырёх опорах малой площади, а собственная частота котла $f = 1/T = 3,8 - 2,4 \text{ Гц}$ существенно меньше частот вынуждающих нагрузок, то этот вид воздействий практически не вызывает вибрационного разрушения обмуровки.

Вибрационное горение является автоколебательным процессом, самопроизвольное возникновение и поддержание которого вызвано взаимодействием периодических колебаний газа в камере с процессом горения. Аналитически установлено, что усредненная частота подвода теплоты при горении дизельного топлива составляет $f = 1/\tau = 2650 \text{ Гц}$, а усреднённая частота подвода теплоты при горении мазута равняется $f = 25 \text{ Гц}$.

Воздух, поступающий в топку для горения топлива, подаётся осевым компрессором. На основе анализа литературных источников и паспортных данных для турбонаддувочного агрегата установлено, что частота вращения компрессора при форсированных нагрузках достигает $n = 5000...7000 \text{ об/мин}$, что соответствует диапазону лопаточных частот $f = 1/\tau = 2100...2900 \text{ Гц}$ с уровнем звукового давления $L = 110...120 \text{ дБ}$. Совпадение частот источника колебаний и собственных частот подвода теплоты горения дизельного топлива может запустить процесс вибрационного горения.

Элементом футеровки газохода котла является шамотный кирпич. Экспериментально для кирпича марки ША определена частота собственных колебаний, которая составила в среднем 2700 Гц .

Звуковое давление воздушного шума является источником вибраций судовых конструкций. Теоретически установлено, что амплитуда вибраций, возбуждаемых в стенке внутреннего кожуха котла звуковым давлением частотой $f = 2500 \text{ Гц}$ составляет $A = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}$. Амплитуда A весьма мала, однако совокупные воздействия вибрационного горения и звукового давления воздушного шума на форсированных нагрузках при резонансной частоте могут привести к повреждениям обмуровочных поверхностей котла.

В процессе эксплуатации обмуровка котла подвергается существенным теплофизическим и термомеханическим воздействиям. Анализ литературных данных [9, 12] показал, что примерно 40% огнеупоров разрушается вследствие недостаточной их термостойкости при температурах, значительно более низких, чем огнеупорность. Термические напряжения I и II рода возникают тогда, когда материал не имеет возможности свободно изменять свой объём по тем или иным причинам, что имеет место в обмуровке судового котла. Механическая прочность огнеупорных изделий характеризуется пределом прочности при сжатии, которая составляет в среднем 20–100 МПа. Разница между теоретической и практической прочностями по Гриффитсу заключается в том, что в реальных телах имеются многочисленные трещины. Они концентрируют напряжения так, что на участках, свободных от трещин, напряжения достигают критических значений, равных и превышающих теоретическую прочность [9]. Совместное термомеханическое и вибрационное воздействие на футеровку котла способствует появлению

микротрещин, интенсивному их разрастанию и последовательному постепенному разрушению огнеупорного кирпича.

Выводы

1. На основе проведенного нами анализа установлены источники виброактивности судового котла.
2. Наши расчёты позволили определить, что структурный шум не оказывает существенного вибрационного воздействия на обмуровочную поверхность.
3. Аналитически показано, что усредненная частота подвода теплоты при горении дизельного топлива составляет 2650 Гц. Совпадение частот источника колебаний (турбонаддувочного агрегата) и собственной частоты подвода теплоты горения дизельного топлива может запустить процесс вибрационного горения.
4. На основе анализа литературных источников и паспортных данных для турбонаддувочного агрегата установлено, что частота вращения компрессора при форсированных нагрузках достигает $n = 5000... 7000 \text{ об/мин}$, что соответствует диапазону лопаточных частот $f = 1/\tau = 2100... 2900 \text{ Гц}$ с уровнем звукового давления $L = 110... 120 \text{ дБ}$.
5. Элементом футеровки газохода котла является шамотный кирпич. Экспериментально для кирпича марки ША определена частота собственных колебаний, которая составила в среднем 2700 Гц.
6. Теоретически установлено, что амплитуда вибраций, возбуждаемых в стенке внутреннего кожуха котла звуковым давлением частотой $f = 2500 \text{ Гц}$, составляет $A = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}$.
7. Анализ литературных данных показал, что примерно 40% огнеупоров разрушается вследствие недостаточной их термостойкости при температурах, значительно более низких, чем огнеупорность, по причине появления многочисленных микротрещин. Совместное термомеханическое и вибрационное воздействие на футеровку котла способствует появлению микротрещин, интенсивному их разрастанию и последовательному постепенному разрушению огнеупорного кирпича.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адамов В.А. Сжигание мазута в топках котлов. Л.: Недра, 1989. 304 с.
2. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации. СПб.: Севзапучцентр, 2013. 152 с.
3. ГОСТ Р 54859-2011. Здания и сооружения. Определение параметров основного тона собственных колебаний. М.: Стандартинформ, 2012. 17 с.
4. ГОСТ 31937-2011. Здания и сооружения. Правила обследования и мониторинг технического состояния. М.: Стандартинформ, 2014. 55 с.
5. Грушецкий И.В., Смольников И.В. Плотность частот свободных колебаний судовых конструкций и помещений // XXVII сессия РАО, 16–18 апр. 2014. СПб.: Крыловский гос. науч. центр, 2014. С. 1–17.
6. Казенов С.В., Казенов В.С. Паровая турбина – главный двигатель надводных кораблей ВМФ. СПб.: Фонд «Отечество», 2016. 400 с.
7. Кудинов А.А. Горение органического топлива. М.: Инфра-М, 2015. 390 с.
8. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979. 184 с.
9. Новоселов В.Я., Удалов Ю.П., Несмеянов Д.Д., Орданьян С.С. Трещиностойкость конструкционной керамики. Источники трещинообразования // Огнеупоры и техническая керамика. 2018. № 10. С. 25–31.
10. Петров А.И. Оценка причин повреждений обмуровок в топках судовых паровых котлов // Вестник МГТУ. 2015. Т. 18, № 1. С. 17–19.
11. Раушенбах Б.В. Вибрационное горение. М.: ГИФМЛ, 1961. 500 с.
12. Хетагуров В.Н., Гегелашвили М.В., Каменецкий Е.С., Горбачев Д.В. Повышение физико-технических характеристик огнеупорных защитных покрытий футеровок тепловых агрегатов // Огнеупоры и техническая керамика. 2018. № 1–2. С. 7–13.

DOI: <https://dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2019-2-8>

Stenin V., Ershova I.

VALERY STENIN, Doctor of Engineering Sciences, Professor, e-mail: stenin61@yandex.ru
Department of Ocean Technics and Power PlantsIRINA ERSHOVA, Senior Teacher, Postgraduate Student, e-mail: Irina-124@yandex.ru

Department of Mathematics and Information Technology

Institute of Shipbuilding and Arctic Marine Engineering

Northern (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov

17 Naberezhnaya Severnoi Dviny St., Arkhangelsk, 163002, Russia

Influence of marine boiler vibroactivity on the boiler brickworks

Abstract: Many years of ship boiler operation have indicated that furnace brickwork failure is one of the most common reasons of boiler breakdown that often leads to boilers being out of service. Water-tube boilers used at large and medium deadweight vessels have proved to be cost-efficient, effective and reliable equipment. However, watertube boilers have been upgraded to operate as multi-fuel power plants and this caused the issues related with damages to boiler brickworks.

When selecting a material for boiler brickwork and defining brick laying procedure, the properties of refractory bricks, such as heat resistance, thermal stability and mechanical strength, are to be taken into consideration. Therefore, analysis of some other probable technical reasons of rapid damages to boiler brickworks is of certain interest.

Surely, probable thermal and dynamic impact on brickwork is included in the upgrading project as well. However, at the design stage the issues related to the impact of marine boiler vibration on the state of its brickwork are virtually ignored.

To improve the reliability of boiler plants the authors have made vibration analysis based on the boiler design and shown that boiler vibration uptake depends on the vibration level of external sources that may include operating vessel machinery (structural noise), vibrating fuel combustion and acoustic pressure of air noise. The article states that one of the most probable reasons of brickwork breakdown is combined action resonance of vibrating combustion and acoustic pressure of air noise at forced mode operation, when compressor rotor rpm and acoustic pressure are going up and source oscillation frequency coincides with heat supply own frequency of diesel fuel combustion and a private frequency masonry element (fireclay bricks). Scientific novelty of the research is that the authors analyzed and identified vibration sources of the ship's boiler, defined frequency ranges and levels of vibration impacts of sources, as well as experimentally evaluated the natural frequency elements of a boiler brickwork.

Keywords: ship boiler, brickwork, vibrating effects, structural noise, vibrating combustion, acoustic pressure, breakdown, forced mode operation.

REFERENCES

1. Adamov V.A. Burning fuel oil in the boiler furnaces. L., Nedra, 1989, 304 p.
2. Barkov A.V., Barkova N.A. Vibration Diagnostics of machines and equipment. Analysis of vibration. St. Petersburg, Sevzapuchcentr, 2013, 152 p.
3. GOST R54859-2011. Buildings and constructions. Determination of parameters of basic tone of own fluctuations. M., Standardinform, 2012, 17 p.
4. GOST 31937-2011. Buildings and constructions. Rules for the survey and monitoring of technical condition. M., Standardinform, 2014, 55 p.

5. Grushetsky I.V., Smolnikov I.V. Frequency density of free fluctuations of ship structures and premises. XXVII Session of RAO, April 16–18, 2014, St. Petersburg, Krylov State Research Center, p. 1–17.
6. Kazenov S.V., Kazenov V.S. Steam turbine main engine-naval surface ships. St. Petersburg, Fund *Fatherland*, 2016, 400 p.
7. Kudinov A.A. Burning fossil fuels. M., Infra-M, 2015, 390 p.
8. Nikiforov A.S. Vibration absorption on ships. L., Shipbuilding, 1979, 184 p.
9. Novoselov V.Ya., Udalov Yu.P., Nesmeyanov D.D, Ordanyan S.S. Crack resistance of structural ceramics. Sources of cracking. Refractories and Technical Ceramics. 2018(10): 25–31.
10. Petrov A.I. Estimation of reasons of refractory damage in ship steam boilers' furnaces. Journal of Bulletin of MGTU. 2015(18); 1:17–19.
11. Rauschenbach B.V. Vibration burning. Moscow, GIFML, 1961, 500 p.
12. Khetagurov V.N., Hegelashvili M.V., Kamenetsky E.S., Gorbachev D.V. Improving the physico-technical characteristics of refractory protective coatings lining thermal units. Refractories and Technical Ceramics. 2018;1–2:7–13.