

УДК 621.431.74

Р.А. ВАРБАНЕЦ, Ю.Н. КУЧЕРЕНКО, А.И. ГОЛОВАНЬ

Одесский национальный морской университет, кафедра СЭУ и ТЭ, Украина

ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Рассматривается альтернативный метод определения частот вращения коленчатого вала (КВ) и ротора турбины наддува (ГТН) в составе системы мониторинга судового дизеля с турбонаддувом. Метод основан на анализе спектральных характеристик виброакустических сигналов комбинированного двигателя. Численно решается задача устранения эффекта «утечки», возникающего в результате дискретного преобразования Фурье. Анализируется принцип работы виброакустического модуля, реализующего процедуру БПФ и итерационный алгоритм уточнения частоты, фазы и амплитуды измеряемого сигнала. Приведен список входных сигналов, выходных (расчетных) и настроечных параметров модуля.

Ключевые слова: *комбинированные ДВС, параметры рабочего процесса, частота вращения, спектральный анализ.*

Введение

На большинстве главных судовых дизелей установлены тахометры частот вращения коленчатого вала и ротора ГТН. Датчики тахометров непосредственно связаны с коленчатым или распределительным валом двигателя и валом турбины наддува. Принцип действия датчиков различен – оптические, индуктивные, датчики Холла и др. Таким образом, происходит непосредственное измерение частот вращения указанных объектов. Сигналы от тахометров выведены на панель приборов центрального поста управления и в систему аварийно-предупредительной сигнализации. Поскольку эти частотные параметры являются основными характеристиками эксплуатируемого двигателя, всю схему измерения заверяет выбранное судовладельцем сертификационное общество (Регистр) [1]. Использовать гальваническое присоединение в регистровую схему измерения для передачи информации во внешние контролируемые устройства, в большинстве случаев, запрещено. Поэтому в качестве альтернативы непосредственным измерениям предлагается использовать виброакустический способ определения частот вращения КВ и ГТН с помощью методов спектрального анализа.

1. Контроль частотных характеристик судовых комбинированных ДВС

На судовых дизельгенераторах в отличие от главных дизелей, в большинстве случаев, не устанавливаются тахометры турбин наддува и виброакустический контроль частоты их вращения является единственно применимым на практике методом.

С помощью методов спектрального анализа на базе быстрого преобразования Фурье (БПФ) и последующего численного решения задачи устранения «утечки» в дискретном спектре можно снизить погрешность измерения частотных характеристик комбинированного судового дизеля. Главной целью применения такого метода является непрерывный дистанционный контроль частот КВ и ГТН в задаче online-мониторинга режимов работы судовых дизелей и возможность проверки показаний штатных приборов.

В [2] было показано, как с помощью амплитудного спектра виброакустического сигнала ГТН определить частоту вращения ротора турбины. Анализ литературы [1 – 5] показывает, что в спектре виброакустического сигнала ГТН максимальная гармоника находится на лопаточной частоте воздушного компрессора (частота вращения ротора X количество лопаток компрессора, рис. 1).

Анализ рис. 1 показывает, что необходимо вводить ограничения на поиск максимальной гармоники, соответствующей лопаточной частоте ГТН. Для этого необходимо знать частоту вращения ротора ГТН на номинальном режиме и количество лопаток компрессора.

Так, для малооборотного главного судового дизеля (МОД) 6L80MCE частота вращения ротора турбины на номинальном режиме равна 9000 rpm. Тогда ожидаемая частота лопаточной гармоники на номинальном режиме:

$$F_q(k) = 9000 \text{ rpm} / 60 \cdot 20 = 3000 \text{ Гц.}$$

Минимально и максимально возможные частоты вращения ГТН и, соответственно, частоты генерируемых сигналов можно принять следующими:



Рис. 1. Спектр звукового сигнала компрессора ГТН главного дизеля 6L80MCE

$$\min \rightarrow 6000 \text{ rpm} / 60 \cdot 20 = 2000 \text{ Гц};$$

$$\max \rightarrow 15000 \text{ rpm} / 60 \cdot 20 = 5000 \text{ Гц}.$$

На рис. 1. видно, что в указанном диапазоне существует только один четко выраженный максимум. Зафиксированная по спектру сигнала частота вращения ротора ГТН (в рамках принятых ограничений) составила:

$$\text{TUR rpm} = 2948 \text{ Гц} / 20 \cdot 60 = 8844 \text{ rpm}.$$

Анализ литературы [1 – 5] и проведенные натурные испытания показывают, что в спектре виброакустического сигнала двигателя, в области низких частот (до 100 Гц) выделяется гармоника, соответствующая цилиндровой частоте вибрации корпуса.

Для двухтактных дизелей МОД:

$$Fq \text{ cyl}(2) = \text{rpm} / 60 \cdot i \text{ cyl}.$$

Для четырехтактных дизелей СОД и ВОД, с учетом одного оборота КВ на рабочий цикл и одного оборота на продувку цилиндра:

$$Fq \text{ cyl}(4) = (\text{rpm} / 60 \cdot i \text{ cyl}) / 2.$$

В связи с дискретным представлением сигнала в спектре появляется несколько кратных гармоник и в этом случае обязательно необходимо вводить ограничения «сверху» и «снизу» на поиск цилиндровой гармоники. Алгоритм формирования ограничений очевиден: вычисляется в герцах минимальная и максимальная возможные цилиндровые частоты, исходя из частоты вращения КВ на номинальном режиме. Так, для дизельгенератора Sulzer 8AL25/30, работающего по нагрузочной характеристике, частота вращения поддерживается равной 750 rpm.

$$Fq \text{ cyl} = (750 / 60 \cdot 8) / 2 = 50 \text{ Гц (рис. 2)}.$$

С учетом максимально возможного кратковременного отклонения частоты не более $\pm 5\%$ на рис. 2

показаны ограничения для поиска цилиндровой гармоники.

Испытания дизельгенератора были проведены на 4-х нагрузочных режимах: 240, 280, 320 и 350 кВт.

В спектре сигнала были определены цилиндровые и лопаточные гармоники, с последующим уточнением их амплитуды и частоты путем устранения эффекта «утечки» в дискретном преобразовании Фурье (ДПФ).

В результате были построены графики зависимости частот вращения КВ и ГТН от нагрузки в исследованном диапазоне (табл. 1, рис.3, $i \text{ cyl} = 8$, $i \text{ лопаток ГТН} = 20$).

$$\text{RPM}_{(\text{КВ})} = 60 \cdot Fq(\text{ц}) \cdot 2 / i \text{ cyl (4-х тактн.)};$$

$$\text{RPM}_{(\text{КВ})} = 60 \cdot Fq(\text{ц}) / i \text{ cyl (2-х тактн.)};$$

$$\text{RPM}_{(\text{КВ})} = 60 \cdot Fq(\text{л}) / i \text{ лопаток}.$$

Таблица 1
Испытания дизельгенератора

N, кВт	Fq(ц)	RPM (КВ)	Fq(л)	RPM (ГТН)
240	51,7	775,5	3508	10524
280	51,6	774	3717	11151
320	51,6	774	3950	11850
350	51,5	772,5	4045	12135

Необходимо отметить, что статическая характеристика регулятора частоты вращения дизеля 8AL25/30 имеет наклон, который можно численно оценить. Это видно по уменьшающейся частоте вращения при увеличении нагрузки генератора. Зависимость мощности от частоты вращения ГТН, в выбранном диапазоне нагрузок, слабо квадратичная и, можно сказать, почти линейная.

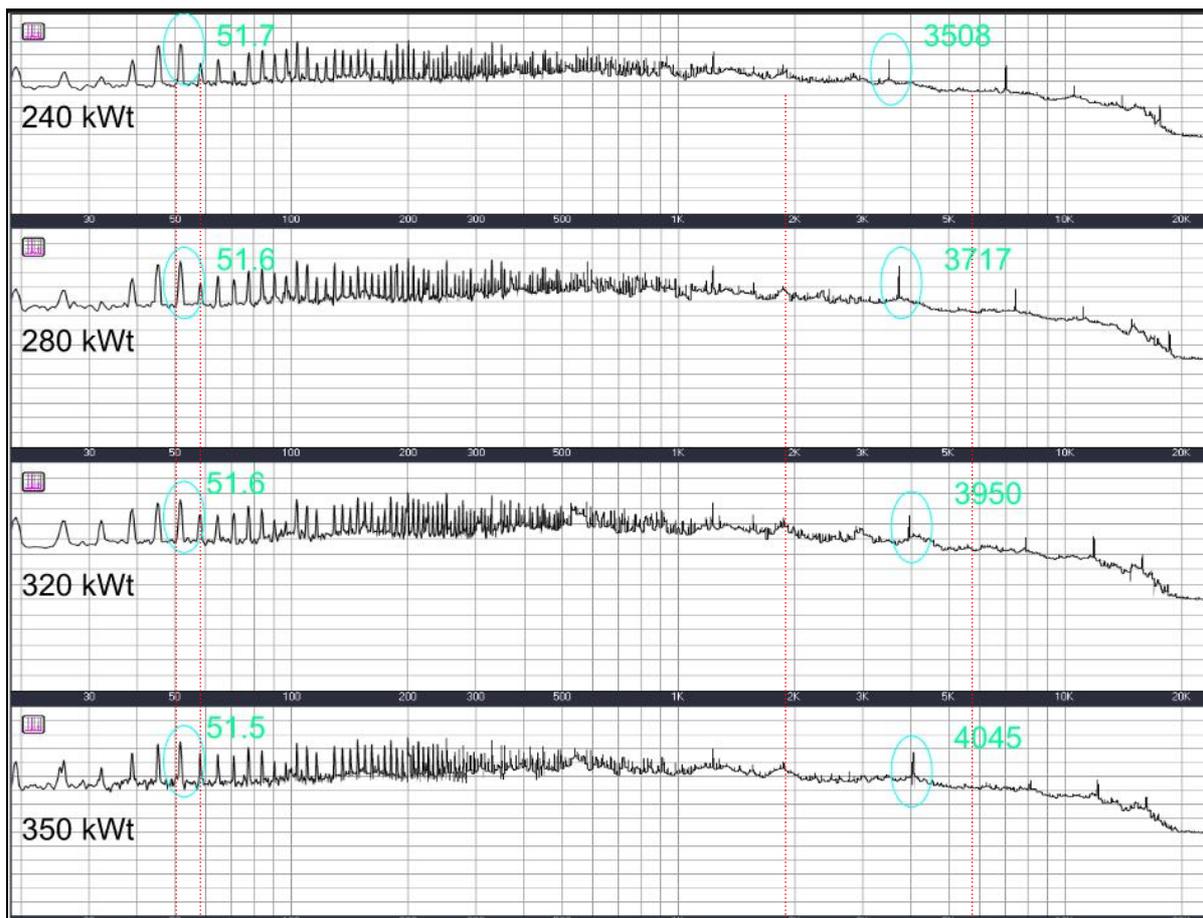


Рис. 2. Спектр звукового сигнала дизельгенератора СОД 8AL25/30 на нагрузочных режимах 240, 280, 320, 350 кВт

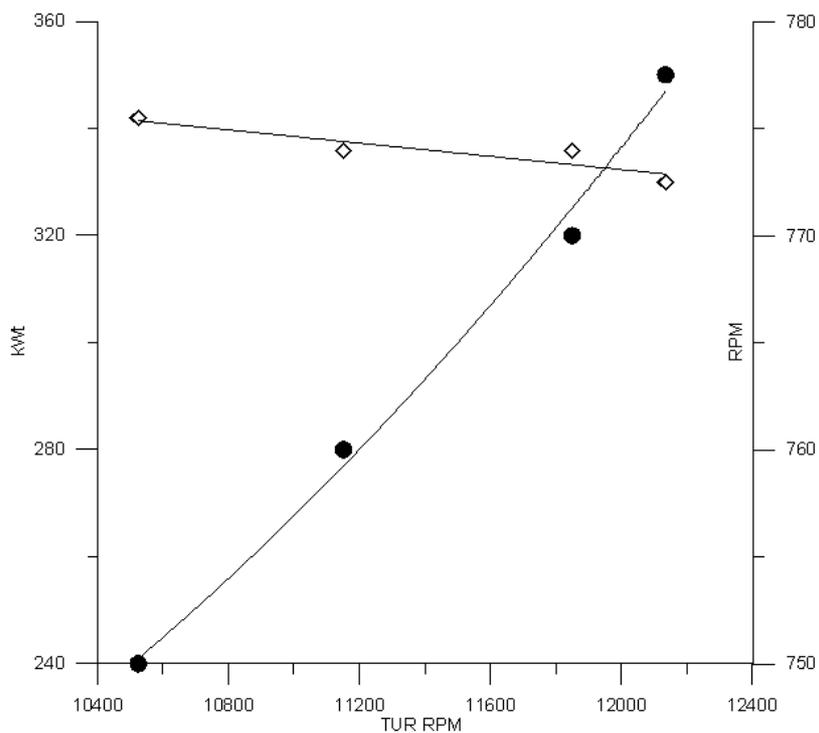


Рис. 3. Мощность 8AL25/30 и частота вращения КВ в зависимости от частоты вращения ГТН

2. Устранение эффекта «утечки»

В процессе анализа дискретного спектра виброакустических сигналов для оценки их частотных и амплитудных характеристик приходится решать задачу устранения эффекта «утечки». Этот эффект является следствием конечности анализируемой

временной реализации и ее дискретного представления через АЦП.

В качестве примера на рис. 4 представлены амплитудные спектры одного и того же синусоидального сигнала ($A = 10000$ ед.) с целым (а) и не целым (б) числом отсчетов на один период сигнала.

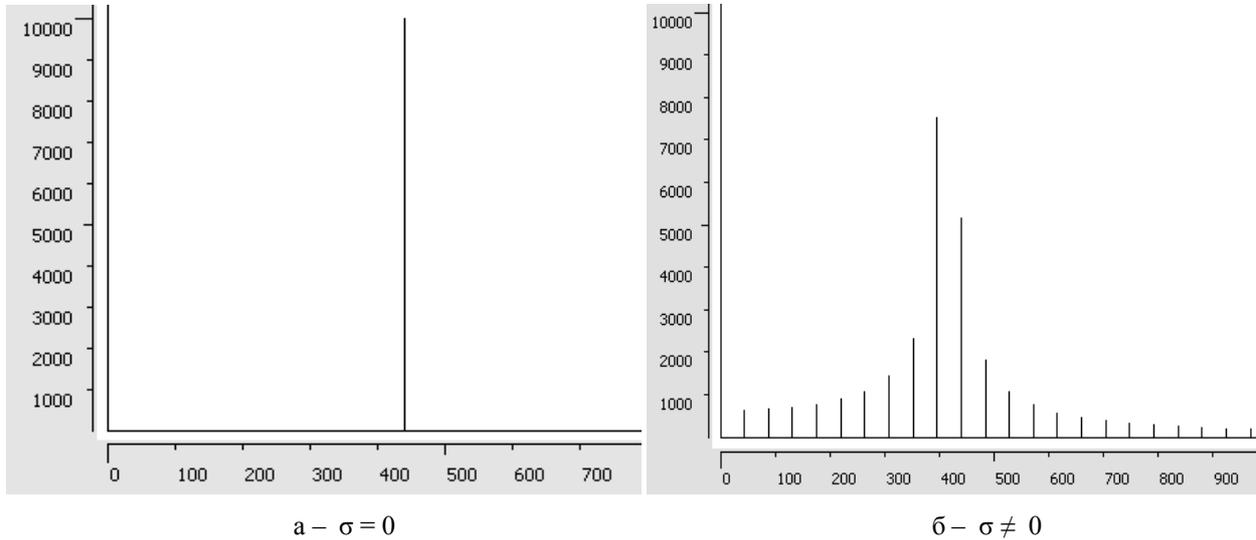


Рис. 4. Эффект утечки ДПФ

Эффект «утечки» или вытекания мощности из спектральных пиков на соседние спектральные линии считается одной из главных погрешностей дискретного преобразования Фурье. Если частоту сигнала представить в виде

$$\gamma = M/T,$$

где T – период сигнала,

$$M = n + \sigma, \quad n - \text{целое, а } 0 < \sigma < 1,$$

то максимальные искажения амплитуды, частоты и фазы центральной гармоники и утечка мощности в соседние будет наблюдаться при $\sigma = 0,5$ [6].

Таким образом, если анализировать параметры исходного сигнала по его спектру, т.е. по центральной гармонике, то полученные амплитуда, частота и фаза будут искажены в случае нецелого количества отсчетов сигнала на его период. На практике для дискретной записи сигналов используют АЦП с выбранной и зафиксированной частотой дискретизации. Понятно, что число отсчетов на период никогда не будет целым, а значение σ будет меняться от 0 до 1 в зависимости от собственной частоты измеряемого сигнала, при этом будет меняться точность оценки параметров сигнала по центральной гармонике.

Для уменьшения эффекта «утечки» наиболее широкое распространение получил метод оконных преобразований. Суть метода проста: для уменьшения разрывов на краях ряда с целью ослабления

утечки нужно уменьшить амплитуду сигнала возле краев. Такое масштабирование осуществляется в ходе умножения реализации на окно специальной формы $x_1^w = x_i \cdot W(i)$ (табл. 2).

Таблица 2

Оконные функции, применяемые для уменьшения эффекта «утечки»

Окно Хемминга	$w(n) = 0.53836 - 0.46164 \cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right)$
Окно Ханнинга	$w(n) = 0.5 \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right)\right)$
Окно Кайзера	$w(n) = \frac{I_0\left(\beta \sqrt{1 - \left(\frac{2n-N+1}{N-1}\right)^2}\right)}{I_0(\beta)}$

В результате применения оконных функций спектр исходного сигнала может сильно исказиться, но при этом уменьшится зависимость амплитуды, частоты и фазы от значения σ . Это значит, что центральную гармонику x_i^W можно использовать для приблизительной оценки параметров сигнала с некоторой постоянной погрешностью, которую можно учесть.

Точнее можно устранить эффект «утечки» численным методом, основанным на обработке комплексных результатов ДПФ. В [6] предложено уточнить частоту m , фазу ϕ , и амплитуду A исходного сигнала по значениям двух максимальных гармоник в спектре X_k, X_{k+1} . Для этого предлагается численно решить систему комплексных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} |Z(m, \phi)_k / Z(m, \phi)_{k+1}| = |X_k / X_{k+1}| \\ \text{Arg}(Z(m, \phi)_k) = \text{Arg}(X_k) \end{array} \right\}, \quad (1)$$

где параметры k -й гармоники:

$$X_k = \text{Re}_k + j \text{Im}_k;$$

$$X_k = N A_k e^{j\phi_k},$$

$$A_k = \frac{1}{N} \sqrt{\text{Re}_k^2 + \text{Im}_k^2},$$

$$\phi_k = \arctg\left(\frac{\text{Im}_k}{\text{Re}_k}\right) = \text{Arg}(X_k).$$

Коэффициенты гармоник можно представить в виде

$$X_k = (A_k / 2) Z(m, \phi)_k,$$

где $Z(m, \phi)_k$ – комплексная функция, не зависящая от амплитуды, но зависящая от частоты и фазы:

$$Z(m, \phi)_k = e^{j\phi} \frac{e^{2\pi j(m-k)} - 1}{e^{\frac{2\pi j(m-k)}{N}} - 1} + e^{-j\phi} \frac{e^{-2\pi j(m+k)} - 1}{e^{-\frac{2\pi j(m+k)}{N}} - 1}.$$

Предлагаемую систему уравнений нужно решать в том случае, когда гармоники слева и справа от центральной не равны нулю (на практике больше заданной малой величины δ):

$$X_{k-1} > \delta, X_{k+1} > \delta.$$

Если $X_{k-1} = 0, X_{k+1} = 0$, то эффект утечки отсутствует и частота, амплитуда и фаза центральной гармоники соответствуют параметром измеряемого исходного сигнала.

Авторами была решена представленная выше система двух комплексных уравнений (1) и написана программа, демонстрирующая решение проблемы. В первую очередь, необходимо было записать выражения для действительной и мнимой частей комплексной функции $Z(m, \phi)_k$:

$$\text{Re}_{Z(m, \phi)} = \frac{Y_1 + Y_2}{D_1} + \frac{Y_3 + Y_4}{D_2},$$

$$\text{Im}_{Z(m, \phi)} = \frac{Y_5 + Y_6}{D_1} + \frac{Y_7 + Y_8}{D_2},$$

где:

$$D_1 = \left(\cos\left(-\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right) - 1 \right)^2 + \sin\left(-\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right)^2,$$

$$D_2 = \left(\cos\left(\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right) - 1 \right)^2 + \sin\left(\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right)^2,$$

$$Y_1 = \left(\cos(\phi) (\cos(-2\pi m + 2\pi k) - 1) + \sin(\phi) \sin(-2\pi m + 2\pi k) \right) \times \cos\left(-\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right) - 1,$$

$$Y_2 = \left(-\sin(\phi) (\cos(-2\pi m + 2\pi k) - 1) + \cos(\phi) \sin(-2\pi m + 2\pi k) \right) \times \sin\left(-\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right),$$

$$Y_3 = \left(\cos(\phi) (\cos(2\pi m + 2\pi k) - 1) - \sin(\phi) \sin(2\pi m + 2\pi k) \right) \times \cos\left(\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right) - 1,$$

$$Y_4 = \left(\sin(\phi) (\cos(2\pi m + 2\pi k) - 1) + \cos(\phi) \sin(2\pi m + 2\pi k) \right) \times \sin\left(\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right),$$

$$Y_5 = \left(\sin(\phi) (\cos(-2\pi m + 2\pi k) - 1) - \cos(\phi) \sin(-2\pi m + 2\pi k) \right) \times \cos\left(-\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right) - 1,$$

$$Y_6 = \left(\cos(\phi) (\cos(-2\pi m + 2\pi k) - 1) + \sin(\phi) \sin(-2\pi m + 2\pi k) \right) \times \sin\left(-\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right),$$

$$Y_7 = \left(-\sin(\phi) (\cos(2\pi m + 2\pi k) - 1) - \cos(\phi) \sin(2\pi m + 2\pi k) \right) \times \cos\left(\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right) - 1,$$

$$Y_8 = \left(\begin{matrix} \cos(\phi)(\cos(2\pi m + 2\pi k) - 1) - \\ \sin(\phi)\sin(2\pi m + 2\pi k) \end{matrix} \right) \times \sin\left(\frac{2\pi m}{N} + \frac{2\pi k}{N}\right).$$

Аргумент комплексной функции $Z(m, \phi)_k$:

$$\text{Arg}(Z(m, \phi)) = \arctan\left(\frac{\text{Im}Z(m, \phi)}{\text{Re}Z(m, \phi)}\right).$$

Система (1) решается методом итераций. Вначале задается значение $\phi = \text{Arg}(X_k)$ и численно решается первое уравнение системы при одном известном m . Полученное значение m задается во второе уравнение и оно решается относительно ϕ . Теперь полученное значение ϕ снова задается в первое уравнение, для получения уточненного значения m , и т.д.

Признаком окончания решения будет незначительное на очередной итерации изменение m и ϕ :

$$\left\{ \begin{matrix} |m_{j-1} - m_j| < \epsilon \\ |\phi_{j-1} - \phi_j| < \epsilon \end{matrix} \right\}.$$

После завершения итераций амплитуда сигнала определяется из соотношения:

$$A_k = \text{Abs}(2X_k / Z(m, \phi)_k).$$

Несмотря на кажущуюся громоздкость системы (1) и необходимость численного итерационного решения составляющих ее уравнений, необходимо отметить, что решается она быстро. Для всех исследованных случаев требовалось не более 5-ти полных итераций для обеспечения заданной погрешности менее 0,5% по частоте и фазе. На рис. 5 показано решение системы для ситуации сильно выраженного эффекта утечки $\sigma \sim 0,5$.

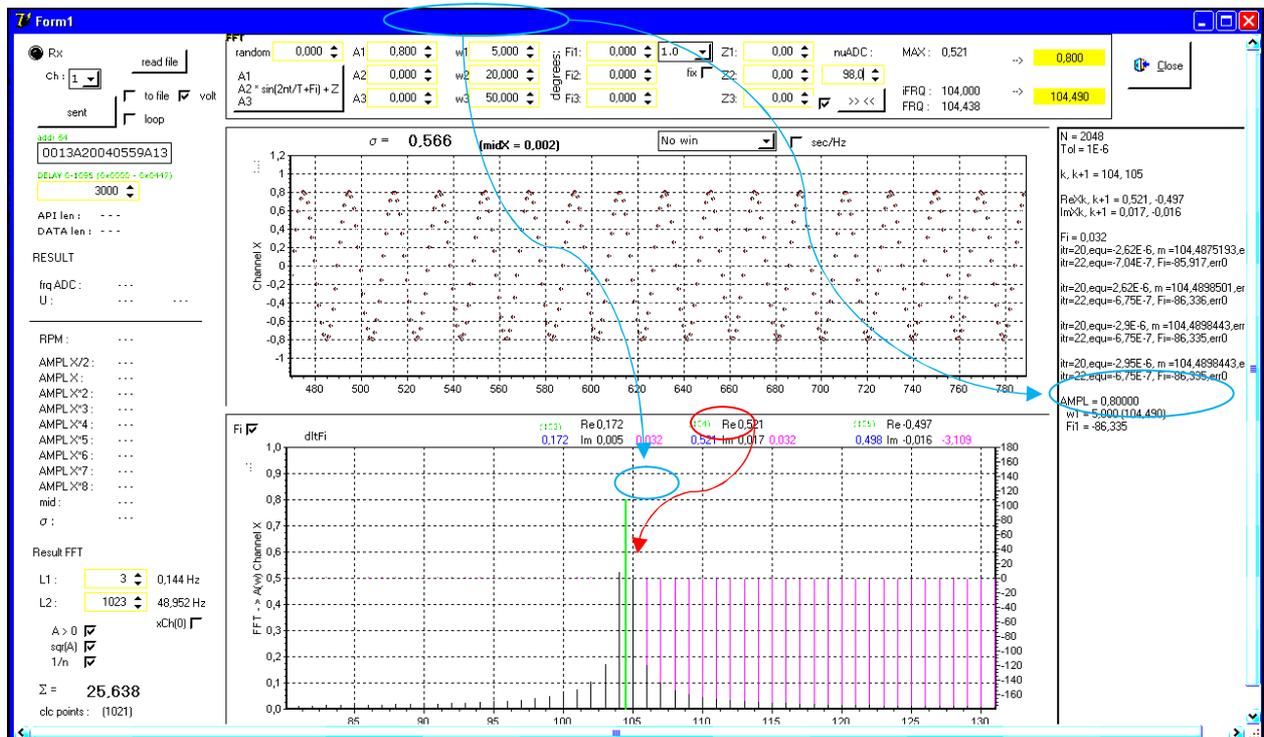


Рис. 5. Программа для демонстрации ДПФ и решения проблемы «утечки»

В данном случае потребовалось четыре полных итерации системы. Амплитуда и частота восстановлены до заданного в исходном сигнале значения ($A1=0,8, w1=5,0$) с точностью до 5-го знака после запятой. При этом амплитуда центральной (максимальной) гармоники в спектре после ДПФ до процедуры восстановления была равна $A1'=0,521$ (ошибка 35%!)). Ошибка в оценке частоты исходного сигнала по частоте центральной гармоники тоже может быть значительной. Она зависит от частоты

АЦП и частоты исходного сигнала. С увеличением частоты АЦП она будет уменьшаться.

Решение системы (1) не связано с выделением дополнительной памяти для хранения объемных массивов данных и расчетных коэффициентов, как в случае с БПФ. В связи с этим алгоритм может быть запрограммирован на современном DSP контроллере, реализующем БПФ. Несмотря на итерационное численное решение (1), такая процедура восстановления незначительно увеличит общее время расчета

и позволит получить не только спектр сигнала, но и восстановленное значение основной частоты и амплитуды исследуемого сигнала.

3. Общие характеристики модуля виброакустического контроля параметров судового надвудного дизеля

Модуль решает задачи определения частоты вращения КВ и ГТН двигателя по восстановленным параметрам дискретного спектра виброакустических сигналов двигателя и компрессора ГТН. Модуль работает на базе современного DSP контроллера, который реализует БПФ на базе 2048 точек и устраняет эффект «утечки» ДПФ. В результате, кроме частот КВ и ГТН на выходе модуля производится непрерывный контроль амплитуд виброускорений двигателя на цилиндрической частоте и амплитуд виброускорений ГТН на основной частоте вращения. Первые амплитуды характеризуют разбаланс цилиндрических мощностей, а вторые отвечают за общую вибрацию ГТН на основной частоте вращения. Контроль уровня вибрации ГТН на частоте вращения это комплексный контроль технического состояния ГТН, его подшипников и проточной части по газовой и воздушной стороне [7].

Модуль устанавливается на двигателе в районе ГТН. Настраиваемые данные и рассчитанные характеристики передаются по последовательному интерфейсу.

Входные сигналы:

- 1) виброскорость/ускорение блока цилиндров (до 100 Гц, датчик №1);
- 2) виброакустический сигнал компрессора ГТН (2 – 20 КГц, датчик №2).

Выходные параметры:

- 1) частота вращения КВ двигателя (rpm);
- 2) амплитуда цилиндрической гармоники (A_{cyl});
- 3) частота вращения ГТН ($TURrpm$);
- 4) амплитуда гармоники на основной частоте вращения ГТН (A_{TUR})

$$F_q(\text{ГТН}) = F_q(\text{лопаточная}) / i \text{ лопаток.}$$

Настраиваемые параметры:

- 1) частота опроса датчика №1 (γ_{1adc});
- 2) минимальная RPM двигателя (rpm_{min});
- 3) максимальная RPM двигателя (rpm_{max});
- 4) тактность («0»-2х тактный, «1»-4х тактный);
- 5) количество цилиндров (i_{cyl});
- 6) частота опроса датчика №2 (γ_{2adc});
- 7) минимальная RPM ГТН ($TURrpm_{min}$);
- 8) максимальная RPM ГТН ($TURrpm_{max}$);
- 9) количество лопаток компрессор ГТН (i);

10) тип применяемых в ДПФ окон («0»-без окон, «1»-Хемминг, «2»-Блэкмен, «3»-Кайзер);

11) метод устранения эффекта утечки («0»-трехточечная аппроксимация [5], «1»-итерационный алгоритм);

12) адреса каналов двигателя и ГТН (ch_{Eng} - первый полубайт, ch_{Tur} - второй полубайт).

Заключение

Виброакустический метод определения частотных характеристик надвудного судового двигателя имеет ряд преимуществ перед традиционным, предполагающим применение тахометров. В первую очередь это стоимость и простой способ инсталляции. Кроме того, постоянный анализ спектра виброскорости/ускорения блока цилиндров двигателя и ГТН дает возможность анализировать техническое состояние двигателя. Точность определения частот КВ и ГТН, по предварительной оценке, выше точности применяемых на практике тахометров, особенно при определении частоты вращения ГТН. Это объясняется тем, что происходит измерение не самих частот вращения, а частот кратных количеству цилиндров или лопаток компрессора ГТН. Однако вопрос численной оценки погрешностей предлагаемого метода требует отдельного решения.

Виброакустический модуль определения частотных характеристик не является прямой альтернативой применяемых на практике тахометров, но может быть использован в составе системы непрерывного мониторинга и диагностики судового ДВС.

Литература

1. Возницкий, И.В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей [Текст] / И.В. Возницкий. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.
2. Варбанец, Р.А. Параметрическая диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации [Текст] / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 10 (87). – С. 197 – 202.
3. Варбанец, Р.А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации [Текст] / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2004. – № 2 (5). – С. 138 – 141.
4. Остащенко, В.Ф. Теплотехнические испытания судовых дизелей [Текст] / В.Ф. Остащенко. – М.: Транспорт, 1967. – 247 с.
5. Варбанец, Р.А. Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей (СОД) [Текст] / Р.А. Варбанец // *Вісник Одеського національного морського університету*. – 2006. – № 18 – С. 134 – 141.

6. Отнес, Р. Прикладной анализ временных рядов [Текст] / Р. Отнес, Л. Эноксон. – М.: Мир, 1982. – 482 с.

7. Соломатин, С.Я. Особенности вибрационного состояния центробежного компрессора при останове [Текст] / С.Я. Соломатин, В.Н. Краевский,

К.А. Кузьмин // Компрессорная техника и пневматика. – М., 2012. – № 1. – С. 12 – 16.

8. RightMark Audio Analyzer [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://audio.rightmark.org>. – 12.03.2012 г.

Поступила в редакцию 1.06.2012

Рецензент: доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой СЭУ и ТЭ В.Г. Ивановский, Одесский национальный морской университет.

ВІБРОАКУСТИЧНИЙ КОНТРОЛЬ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ З ТУРБОНАДДУВОМ

Р.А. Варбанець, Ю.М. Кучеренко, А.І. Головань

Розглядається альтернативний метод визначення частот обертання колінчастого валу і ротора турбіни наддуву в складі системи моніторингу суднового дизеля з турбонаддувом. Метод заснований на аналізі спектральних характеристик віброакустичних сигналів комбінованого двигуна. Чисельно розв'язується задача усунення ефекту «витоку», що виникає в результаті дискретного перетворення Фур'є. Аналізується принцип роботи віброакустичного модуля, що реалізує процедуру FFT і ітераційний алгоритм уточнення частоти, фази і амплітуди вимірюваного сигналу. Наведено список вхідних сигналів, вихідних (розрахункових) і налаштовувальних параметрів модуля.

Ключові слова: суднові дизелі, параметри робочого процесу, теплотехнічні вимірювання, спектральний аналіз.

VIBROACOUSTIC CONTROL OF MARINE TURBOCHARGED DIESEL REVOLUTION

R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan

We consider an alternative method for determining the crankshaft rotation frequency and the supercharging rpm in the system for marine diesel engine monitoring. The method is based on an analysis of the spectral characteristics of vibro-acoustic signal of the combined engine. Numerically solve the problem of eliminating the effect of "leakage" resulting from the Discrete Fourier Transform. We analyze the principle of vibro-acoustic module that implements the procedure of FFT and iterative refinement algorithm for frequency, phase and amplitude of the measured signal. The list of input, output and adjustment parameters of the module.

Key words: marine diesel engines, the working process parameters, sea trials tests, spectral analysis.

Варбанец Роман Анатольевич – доктор техн. наук, профессор кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета ОНМУ, Одесса, Украина, e-mail: roman.varbanets@gmail.com.

Кучеренко Юрий Николаевич – директор научно-производственной фирма «Лептон», аспирант кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета ОНМУ, Одесса, Украина, e-mail: 100mat@bk.ru.

Головань Андрей Игоревич – аспирант кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета ОНМУ, Одесса, Украина, e-mail: andrew.golovan@gmail.com.