



УДК 621.4

А. Н. ГОРБЕНКО – к.т.н., доцент*Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, Украина***М. В. ДЕМЬЯНЕНКО** – студент*Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, Украина*

АНАЛИЗ ПРИЧИН ВОЗНИКНОВЕНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТУРБОКОМПРЕССОРЕ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

В работе показано, что при определенных условиях в турбокомпрессоре судового двигателя внутреннего сгорания могут возбуждаться опасные крутильные колебания ротора. Определены условия, при которых возможно возникновение резонансных крутильных колебаний турбокомпрессора. Выполнена оценка снижения вынужденных колебаний после установки демпфера.

Ключевые слова: турбокомпрессор, судовый двигатель внутреннего сгорания, крутильные колебания, резонанс, высшие гармоники, вибрация.

1. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

В настоящее время на морских и речных судах различного назначения в качестве главных двигателей применяются форсированные дизельные двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Агрегатами наддува судовых дизелей являются турбокомпрессоры (ТК), основным элементом которых служит быстровращающийся ротор. При длительной эксплуатации главного двигателя низкая надежность турбонаддувочного агрегата может значительно отразиться на эффективных и экономических показателях.

При работе турбокомпрессор подвергается воздействию вибрации, основными причинами которой являются неуравновешенность ротора, автоколебательные процессы в подшипниках и в газоздушном тракте. Вибрации турбокомпрессора посвящено большое количество работ (см., например, [1-5]). Однако в существующих работах по турбокомпрессорам не рассматривается как опасное такое явление как крутильные колебания. Причиной этого является то, что вал ТК относительно короткий и жесткий,

поэтому собственные частоты крутильных колебаний ротора существенно превосходят частоту изменений крутящего момента, и резонансных явлений не наступает. С другой стороны, хорошо известно, что, например, в роторных системах судового валопровода гребного винта, а также в паровых турбинах крутильные возмущения способны вызвать существенные колебания с последующим разрушением вала.

Современное развитие судовых ДВС с импульсным наддувом приводит к росту интенсивности пульсаций давления газов в выпускном коллекторе, а значит и крутящего момента турбины ТК. В связи с этим можно ожидать возбуждение в современных турбокомпрессорах потенциально опасных резонансных крутильных колебаний, несмотря на сложившееся мнение о невозможности их сколько-нибудь заметного проявления в роторных машинах данного типа.

Целью данной работы является анализ причин и условий возникновения крутильных колебаний в турбокомпрессоре судового двигателя и расчетная оценка способа их снижения путем установки демпфера колебаний.

2. ЧАСТОТНЫЙ АНАЛИЗ ВОЗМУЩАЮЩЕГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Крутильные колебания возникают в результате неравномерности воздействия периодического момента как движущих сил, так и сил сопротивления. Неравномерность крутящего момента вызывает неравномерность изменения угловой скорости вала, т.е. то ускорение, то замедление вращения. Обычно вал представляет собой чередование участков с малой массой и упругой податливостью с более жёсткими участками, на которых закреплены значительные массы. В каждом сечении вала будет своя степень неравномерности вращения, поскольку в одинаковый промежуток времени массы пройдут разные углы и, следовательно, движутся с разными скоростями, что создаёт переменное кручение вала и динамические знакопеременные напряжения, главным образом касательные.

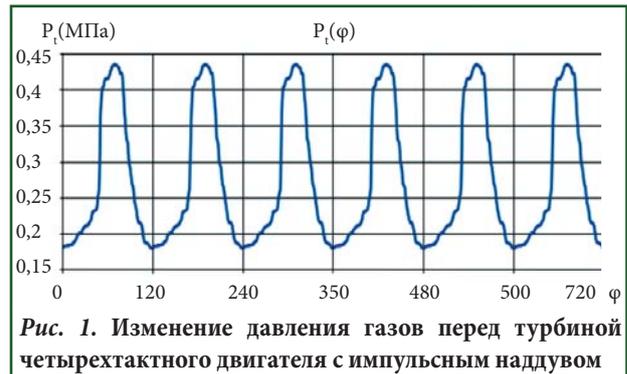
При совпадении частот собственных колебаний системы с частотой одной из гармоник периодического крутящего момента имеет место резонанс системы. В этом случае повышается уровень амплитуд крутильных колебаний вала, возрастают динамические переменные напряжения и может быть превышен предел выносливости материала вала, что приведёт к его усталости, потере жесткостных свойств, деформации и разрушению.

В роторе ТК возникают крутильные колебания вследствие непостоянства крутящего момента, создаваемого турбиной. Для дизелей с импульсной системой наддува характерно наличие существенных импульсов давления газов в выпускном коллекторе и перед турбиной. Очевидно, что пульсирующее давление перед турбиной создает пульсирующий крутящий момент. Существенной особенностью импульсов давления является то, что пульсации давления газов перед турбиной носят периодический, но негармонический характер. Поэтому эти пульсации возбуждают колебания не только с основной частотой изменения, но и с частотами высших гармоник, которые кратны основной. Именно эти высшие гармоники изменения

крутящего момента и представляют собой потенциальную опасность для ротора ТК в случае, если они достаточно велики [6]. В связи с указанным, далее проводится анализ частотного спектра импульса давления газов в выпускном коллекторе.

2.1. Определение параметров переменного возмущающего момента

Типичный график изменения давления газов перед турбиной четырехтактного двигателя с импульсным наддувом показан на рис. 1 [1].



Крутящий момент, создаваемый турбиной ТК, изменяется пропорционально давлению газов перед ней. Поэтому крутящий момент M_t может быть представлен выражением:

$$M_t(t) = M_{cp} + \Delta M_t \cdot \delta_p(t),$$

где M_{cp} – средний постоянный крутящий момент; ΔM_t – полуразмах изменения крутящего момента.

Здесь $\delta_p(t)$ – безразмерная периодическая функция от времени t , изменяющаяся от -1 до 1 периодом T_p и пропорциональная графику изменения давления газов $p_t(t)$. Отметим, что график на рис. 1 приведен в зависимости от угла поворота коленчатого вала ДВС $\varphi = \omega t$, где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала.

Безразмерная функция $\delta_p(t)$ изменяется так же, как давление $p_t(t)$ на рис. 1, но в пределах от -1 до 1. Подчеркнем, что функция $\delta_p(t)$ является периодической, но не гармонической. Поэтому переменная составляющая крутящего момента возбуждает колебания не с одной частотой, а со спектром частот, кратных основной частоте её изменения. Математически эта особенность выражается разложением функции $M_t(t)$ в гармонический ряд Фурье:

$$M_t(t) = M_{cp} + \Delta M_t \cdot \sum_{i=1}^{\infty} F_i \sin(i \cdot \omega_p \cdot t + \gamma_i), \quad (1)$$

где i – номер гармоники;

ω_p – основная частота импульсов (скачков) крутящего момента, соответствующая периоду T_p ;

F_i, γ_i – относительная амплитуда и фаза i -й гармоники.

Таким образом, i -я гармоника крутящего момента действует с частотой $i \cdot \omega_p$ и амплитудой $\Delta M_t \cdot F_i$.

Оцифровав и разложив функциональную зависимость (см. рис. 1) давления уходящих газов перед турбиной (1) в ряд Фурье и построив спектр, оценим значения частот гармоник, возбуждающих крутильные колебания.

Из проведенных расчетов следует, что с увеличением номера гармоники её амплитуда снижается, однако заметными будут первые 6 - 8 гармоник при характерных графиках импульсов (рис. 2). Каждая из гармоник может быть потенциально опасной при условии совпадения её частоты с частотой собственных крутильных колебаний ротора.

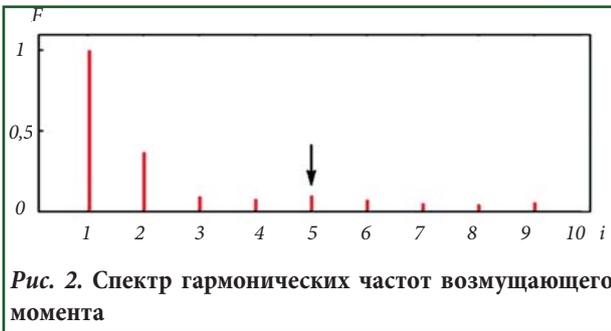


Рис. 2. Спектр гармонических частот возмущающего момента

Найдем далее период следования импульсов давления T_p . Очевидно, что эта величина зависит от числа цилиндров, тактности и частоты вращения дизеля. В данной работе явление крутильных колебаний будем рассматривать на примере дизельного двигателя марки MAN 6L48/60 с турбокомпрессором TCA-55, необходимые параметры которых приведены ниже.

Период следования импульсов:

$$T_p = \frac{t_{цикл}}{i_{eng}} = \frac{60}{i_{eng} n_D z} = 0,04(c),$$

где $i_{eng} = 6, z = 0,5$ – число цилиндров и тактность ДВС;

$n_D = 500$ об/мин – частота вращения ДВС.

Тогда основная частота следования импульсов f_p (Гц) и основная круговая частота изменения крутящего момента ω_p (рад/с) равны:

$$f_p = \frac{1}{T_p} = 25 \text{ (импульс/с=Гц);}$$

$$\omega_p = \frac{2\pi}{T_p} = \frac{\pi \cdot n_D}{10} = 157,1 \text{ (рад/с).}$$

Высшие гармоники изменения крутящего момента действуют с частотами, равными $f_{pi} = i \cdot f_p$. Из дальнейших расчетов будет видно, что для рассматриваемого ТК наибольшую опасность представляет пятая гармоника, амплитуда которой вполне сопоставима с амплитудой основной гармоники и составляет 9,3 % от неё. Частота колебаний, соответствующая пятой гармонике, равна $f_{p5} = 5 \cdot f_p = 125$ (Гц).

Найдем значения параметров M_{cp} и ΔM_t .

Средний крутящий момент найдем из известного уравнения мощности, передаваемой вращающимся валом по формуле:

$$M_{cp} = \frac{N_{tk}}{\omega_{tk}} = \frac{30 \delta_{tk} N_{eng}}{\pi n_{tk}} = 653,17 \text{ (Нм)},$$

где N_{tk} – средняя мощность ТК;

$\delta_{tk} = 0,19$ – относительная мощность ТК (значение взято из расчета рабочего процесса ДВС);

$N_{eng} = 7\,200$ кВт – мощность ДВС;

$\omega_{tk}, n_{tk} = 20\,000$ об/мин – угловая скорость и частота вращения ТК.

Полуразмах изменения крутящего момента ΔM_t определим, исходя из значения коэффициента импульсности наддува ДВС $k_u = 1,4$, найденного в ходе теплового расчета двигателя:

$$\Delta M_t \approx \frac{1 - k_u}{2} M_{cp} = 131 \text{ (Нм)}.$$

2.2. Описание физической модели ротора турбокомпрессора

Ротор ТК будем рассматривать как невесомый вал с двумя дисками, жестко установленными на нём (рис. 3). Вал обладает жесткостью на кручение. Диски ротора имеют

инерционность во вращательном (крутильном) движении. К диску турбины приложен внешний крутящий момент, а на диске компрессора действует внешний момент сопротивления вращению.

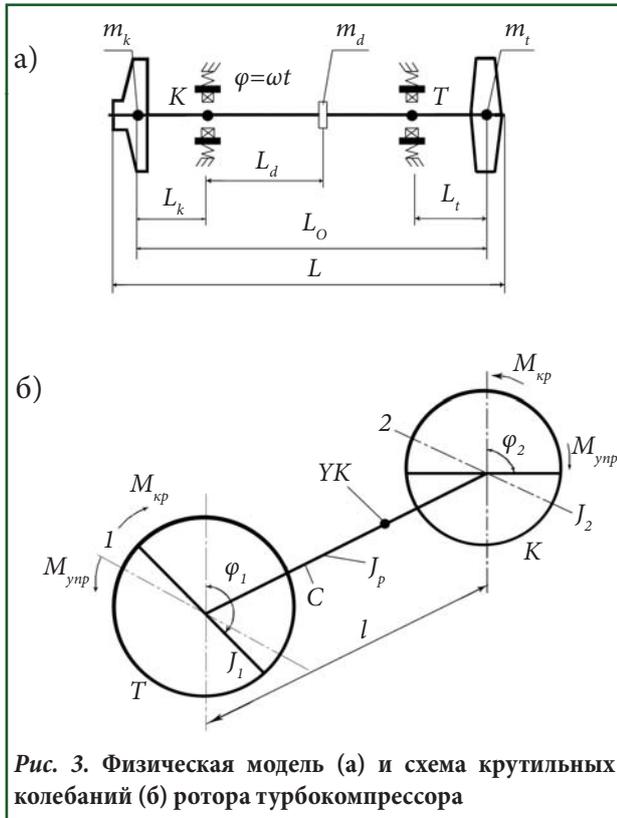


Рис. 3. Физическая модель (а) и схема крутильных колебаний (б) ротора турбокомпрессора

На основе чертежа и данных, приведенных в технической документации на ТК типа ТСА-55 [7], были получены следующие значения параметров модели ротора:

- диаметр вала $d_g = 0,08$ м;
- расстояние между дисками $L = 0,925$ м;
- массы дисков компрессора и турбины: $m_k = 39$ кг, $m_t = 48$ кг;
- эквивалентный радиус и толщина диска компрессора: $R_k = 0,21$ м; $b_k = 0,104$ м;
- эквивалентный диаметр и толщина диска турбины: $R_t = 0,268$ м; $b_t = 0,078$ м.

Вычислим значения параметров, входящих в уравнения движения крутильной системы:

- полярные моменты инерции дисков компрессора и турбины:

$$J_1 = \frac{m_k R_k^2}{2} = 0,86 \text{ (кг·м}^2\text{)};$$

$$J_2 = \frac{m_t R_t^2}{2} = 1,72 \text{ (кг·м}^2\text{)};$$

- момент инерции сечения вала ротора:

$$J_{p0} = \pi \frac{d_g^4}{32} = 4,021 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^4\text{)};$$

- коэффициент жесткости вала ротора на кручение:

$$c = G_s \frac{J_{p0}}{L} = 3,521 \cdot 10^5 \text{ (Н·м/рад)},$$

где $G_s = 0,81 \cdot 10^5$ МПа – модуль сдвига для стали.

2.3. Расчет собственных частот и форм крутильных колебаний ротора

Расчет ведем по методике, изложенной в [5]. Целью расчетов является определение собственных частот колебаний, их форм и вычисление координаты узла колебаний относительно моторных масс.

Рассматриваемая механическая система имеет две степени свободы. Им соответствуют две собственные круговые частоты крутильных колебаний, которые определяются по формулам:

$$k_1 = 0; \quad k_2 = \sqrt{\frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} = 783,4 \text{ (рад/с)}.$$

Для построения форм собственных колебаний определим значения коэффициента распределения по формуле:

$$\mu = \frac{c - J_1 k^2}{c} = \frac{c}{c - J_2 k^2}.$$

Значения для двух форм колебаний равны:

$$\mu_1 = 1; \quad \mu_2 = -\frac{J_1}{J_2} = -0,499.$$

На рис. 4 представлены две формы собственных крутильных колебаний ротора ТК. При построении было принято, что угол закручивания колеса компрессора равен $a_1 = 1$, тогда, соответственно, угол закручивания колеса турбины равен $a_2 = \mu$. Как видим, первая форма соответствует вращению вала с постоянным углом закручивания, частота крутильных колебаний k_1 равна нулю, т.е. колебания фактически отсутствуют. Вторая форма колебаний является основной, угол закручивания вала периодически изменяется с частотой k_2 .

Для собственной частоты k_2 имеет место узел колебаний (см. рис. 4). Определим ко-

ординату расположения узла колебаний. Из подобия треугольников *ALV* и *BMV* следует отношение:

$$|\mu| = \mu_2 = \frac{a_2}{a_1} = \frac{l-x}{x},$$

где *l* – длина приведенного вала; *x* – расстояние *AV* от левой моторной массы до узла *V*. Тогда получаем:

$$x = \frac{l}{\mu + 1} = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} = 0,617 \text{ (м)}.$$

Таким образом, узел крутильных колебаний расположен между дисками ротора, но смещен ближе к турбинному колесу, обладающему большей инерционностью.

Определим также частоту и период собственных крутильных колебаний по второй (основной) форме колебаний:

$$f_{\text{крут}} = \frac{k_2}{2\pi} = 124,7 \text{ (Гц)};$$

$$T_{\text{крут}} = \frac{1}{f_{\text{крут}}} = 0,008 \text{ (с)}.$$

2.4. Частотная диаграмма крутильных колебаний. Анализ опасности возникновения резонансных колебаний.

На рис. 5а показана частотная диаграмма крутильных колебаний ротора ТК, построенная на основе выполненных расчетов. Эта диаграмма показывает зависимости частот собственных и вынужденных колебаний ротора турбокомпрессора от частоты вращения двигателя *n_D*. Размерность оси абсцисс *n_D* ведется в относительных единицах, соотнося каждую частоту вращения с номинальной. Горизонтальная черная линия соответствует собственной частоте колебаний ротора ТК *f_{крут}* = 124,7 Гц. Семейство лучей из начала координат (цветные линии) соответствует частотам гармоник крутящего момента ротора ТК. В точках пересечений указанных линий имеют место резонансы. Красным крестом отмечен номинальный режим работы; пунктирные линии – проекции критических частот работы ДВС на частотную ось при различных гармониках.

Анализ частотной диаграммы крутильных колебаний показывает, что имеется четы-

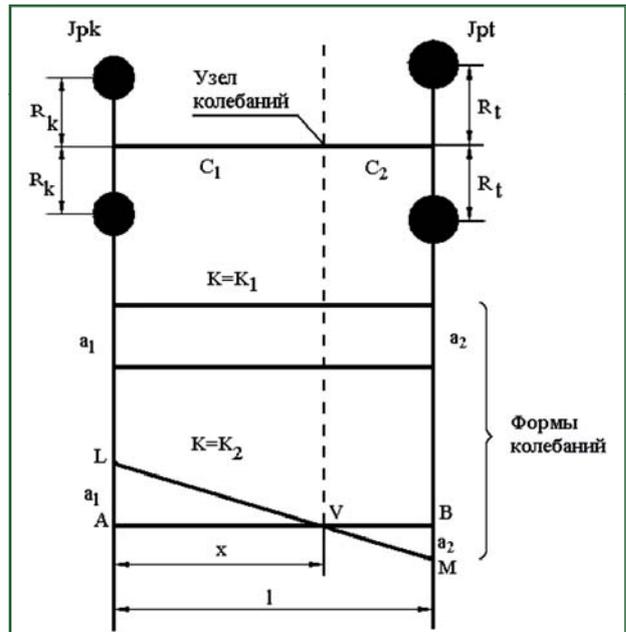


Рис. 4. Формы собственных крутильных колебаний ротора

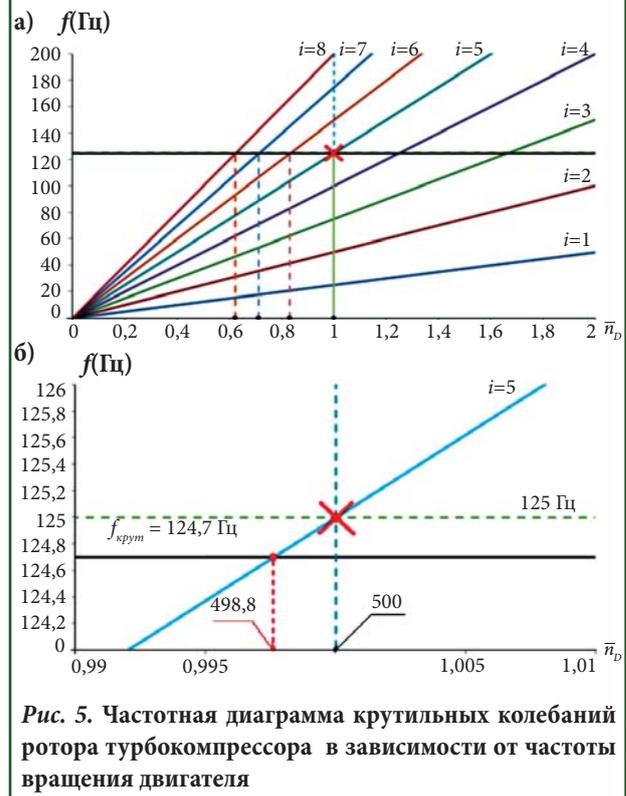


Рис. 5. Частотная диаграмма крутильных колебаний ротора турбокомпрессора в зависимости от частоты вращения двигателя

ре потенциально опасных резонанса в эксплуатационном диапазоне частот вращения турбокомпрессора (показаны пунктирными линиями). Причем один из резонансов (по 5-й гармонике) практически соответствует номинальному режиму работы двигателя. Для наглядности на рис. 5б этот резонанс показан в увеличенном масштабе.

Таким образом, частотный анализ показал,

что высшие гармоники пульсаций давления газов перед турбиной способны возбуждать опасные резонансные крутильные колебания ротора турбокомпрессора. Необходимыми признаками этого является присутствие высших гармоник в спектре пульсаций давления с амплитудами, сопоставимыми с основной гармоникой (полигармонический спектр), а также низкие значения собственных частот крутильных колебаний ротора ТК. В рассмотренном примере опасными следует считать 8, 7, 6 и особенно 5-ю гармоники.

Необходимо отметить, что указанные высшие гармоники потенциально могут проявляться и возбуждать крутильные колебания ротора ТК, в двигателях со следующими конструктивными и эксплуатационными особенностями:

- четырехтактные ДВС с импульсным наддувом и малым количеством цилиндров;
- ДВС с высоким уровнем форсировки по давлению наддува;
- ДВС с относительно ранним открытием выпускных клапанов;
- ДВС с двумя и более ТК;
- ДВС, работающие в широком диапазоне частот вращения;
- ТК с относительно длинным и тонким валом ротора.

3. СНИЖЕНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ТК ПУТЕМ УСТАНОВКИ ДЕМПФЕРА. РАСЧЕТ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

Наиболее распространенным и эффективным способом борьбы с крутильными колебаниями является установка демпфера, который поглощает энергию колебания, реагируя на изменение скорости вращения ротора [2 - 5]. При этом важное значение имеет проработка вопроса о месте установки демпфера на роторе. Желательно его устанавливать в сечении с наибольшей амплитудой крутильных колебаний. Согласно рассчитанной форме колебаний (рис. 4) наибольшая амплитуда имеет место в сечении колеса компрессора. Поэтому рекомендуется встроить демпфер в ступицу колеса компрессора. В случае если конструкция колеса не позволяет это сделать, то демпфер следует

располагать как можно ближе к колесу компрессора. Например, в конструкции ТК типа ТСА-55 имеется технологическая полость в корпусе агрегата, позволяющая разместить демпфер весьма близко к компрессору и достаточно далеко от узла колебаний (рис. 3а).

В заключение проведем расчетную оценку снижения вынужденных крутильных колебаний. Согласно [5] система уравнений вынужденных колебаний двухдискового ротора имеет вид:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - b(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - c(\varphi_2 - \varphi_1) = 0;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + b(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c(\varphi_2 - \varphi_1) = \Delta M_i F_i \cdot \sin(i\omega_p t),$$

где b – коэффициент демпфирования крутильной системы (кг · м²/с);

$\Delta M_i F_i, i\omega_p$ – амплитуда и частота i -й гармоники возмущающего крутящего момента (см. п.2.1).

Введем новую переменную – угол закручивания вала ротора $\Delta = \varphi_2 - \varphi_1$. Величина $\Delta\varphi$ определяет значение касательного напряжения в материале вала ротора и коэффициента запаса его прочности. Получим уравнение движения относительно угла закручивания $\Delta\varphi$. Для этого вычтем из первого уравнения движения второе уравнение. После преобразований получаем:

$$\Delta \ddot{\varphi} - B\Delta \dot{\varphi} + k^2 \Delta \varphi = \Delta M_i F_i \cdot \sin(i\omega_p t),$$

где:
$$B = b \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}; \quad k^2 = c \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}.$$

Вынужденные крутильные колебания ротора под действием i -й гармоники возмущающего крутящего момента описываются частным решением дифференциального уравнения, а именно:

$$\Delta\varphi_i = \Phi_i \cdot \sin(i\omega_p t + \gamma_i),$$

где Φ_i и γ_i – амплитуда и фаза крутильных колебаний.

Амплитуда угла закручивания вала ротора под действием i -й гармоники возмущающего крутящего момента описывается выражением:

$$\Delta\Phi_i = \frac{\Delta M_i F_i}{\sqrt{(k^2 - i^2 \omega_p^2)^2 + (\beta \cdot k \cdot i \omega_p)^2}},$$

где $\beta = \frac{B}{k}; \quad \omega_p = \frac{2\pi}{T_p} = \frac{\pi \cdot n_D}{10}, \quad n_D \in [0; 600]$ (об/мин).

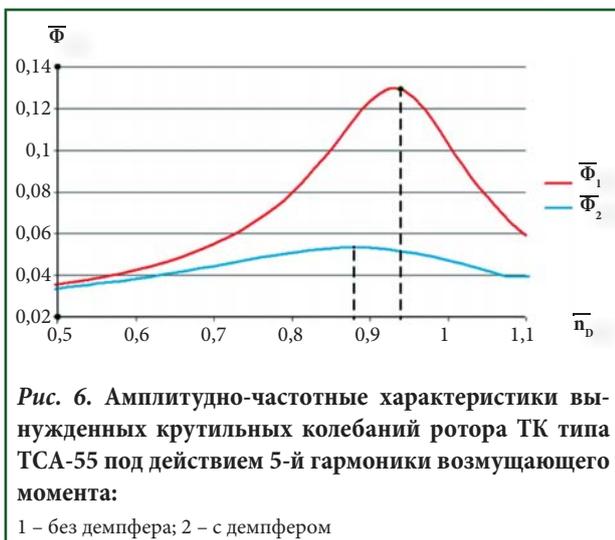
В этой формуле введен относительный (безразмерный) коэффициент демпфирования β крутильной системы. Обычно уровень естественного конструкционного демпфирования (без специально установленного демпфера) составляет $\beta = 0,1 \dots 0,2$; с демпфером – до 0,5.

Выше было установлено, что потенциально опасной для ТК типа ТСА-55 является пятая гармоника крутящего момента, так как частоты собственных и вынужденных крутильных колебаний находятся в непосредственной близости друг от друга (это можно наблюдать на графике 5).

Результаты расчетов вынужденных колебаний приведены на рис. 6. При этом принималось, что $F_5 = 0,2$. Аналогично предыдущим графикам нумерация осей ведется в относительных единицах. По оси ординат отложены безразмерная амплитуда колебаний

$$\bar{\Phi} = \frac{\Phi}{\Delta\varphi_{cp}}, \text{ где } \Delta\varphi_{cp} = \frac{M_{cp}}{c} - \text{ угол закручи-}$$

вания вала под действием постоянной (основной) составляющей крутящего момента, которая составляет $1,85 \cdot 10^{-3}$ рад.



Выполненные расчеты показывают, что в результате установки демпфера амплитуда крутильных колебаний деформации и напряжения вала ТК снизилась на 59 %. Значение частоты вращения, соответствующее пику амплитуды, сместилось из зоны рабочих частот главного двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Таким образом, проведенный анализ показал, что, несмотря на традиционные представления, при определенных условиях существует опасность возникновения резонансных крутильных колебаний в турбокомпрессоре, установленном на судовом двигателе внутреннего сгорания. Частотный анализ позволил определить условия появления этих опасных колебаний.

2. По результатам анализа можно сделать следующие выводы:

2.1. Вне зависимости от геометрических параметров валов роторов существует риск возникновения резонанса крутильных колебаний между собственной частотой ротора и одной из гармоник возмущающего момента, которые могут отрицательно влиять на общую динамику роторной машины и, следовательно, на продолжительность безремонтного периода.

2.2. Для данной роторной машины после установки демпфера произошло снижение пиковых значений амплитуд крутильных колебаний при критических частотах вращения на 59 %.

3. Результаты выполненного исследования имеют практическое и теоретическое значения для повышения эксплуатационной эффективности турбоагрегатов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Межеричкий А. Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей / А. Д. Межеричкий. – Л.: Судостроение, 1971. – 192 с.
2. Кельзон А. С. Расчет и конструирование роторных машин / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288с.
3. Манушин Э. А. Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок / Э. А. Манушин, И. Г. Суровцев. – М.: Машиностроение, 1990. – 399 с.
4. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин / А. Г. Костюк. – М.: Издательство МЭИ, 2000. – 476 с.
5. Лашко В. А. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС / В. А. Лашко, М. В. Лейбович. – Хабаровск: Изд-во ХГТУ, 2003. – 211 с.
6. Пат. RU 2304223, МПК F02B 37/013, F16F 15/12 (2006.01). Турбоагрегат с гасителем крутильных колебаний / Маркус Лос (СН). – №2004111682/06; Заявл. 20.05.2005; Оpubл. 10.08.2007, Бюл. № 22.
7. Техническая документация на турбокомпрессор типа ТСА-55.

СТАТЬЯ ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 01.04.2013 г.

О. М. ГОРБЕНКО, М. В. ДЕМ'ЯНЕНКО

АНАЛІЗ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ У ТУРБОКОМПРЕСОРИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

У роботі показано, що за певних умов у турбокомпресорі суднового двигуна внутрішнього згоряння можуть збуджуватися небезпечні крутильні коливання ротора. Визначено умови, при яких можливе виникнення резонансних крутильних коливань турбокомпресора. Виконана оцінка зниження вимушених коливань після установки демпфера.

Ключові слова: турбокомпресор, судновий двигун внутрішнього згоряння, крутильні коливання, резонанс, вищі гармоніки, вібрація.

A. N. GORBENKO, M. V. DEMYANENKO

ANALYSIS OF THE CAUSES OF TORSIONAL VIBRATIONS IN THE MARINE ENGINE TURBOCHARGER

It is shown that the dangerous torsional vibrations of the rotor can be excited in the turbocharger of marine internal combustion engine under certain conditions. The conditions of appearance of resonance torsional vibrations of turbocharger were defined. The approximate calculation of the reduction of forced vibrations after installing the damper was made.

Keywords: turbocharger, marine internal combustion engine, torsional oscillations, resonance, higher harmonics, vibration.

