

Обоснование повышения эффективности электродинамического возбуждения колебаний при испытаниях на усталость конструктивных элементов машин

А. П. Зиньковский, И. Г. Токарь, Б. А. Грязнов, В. И. Власенко, Ю. С. Налимов

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

Представлены результаты исследований по обоснованию подходов к выбору схемы крепления на подвижном столе электродинамического возбудителя колебаний конструктивных элементов при испытаниях на усталость. Показано, что повышение эффективности электродинамического возбуждения колебаний достигается при антифазных колебаниях объекта исследования и одного из элементов колебательной системы его крепления, а также при одновременной оптимальной расстройке их собственных частот колебаний.

Ключевые слова: конструктивный элемент, колебания, электродинамический возбудитель, испытания на усталость.

Введение. Один из этапов определения ресурса любой машины заключается в проведении испытаний на усталость наиболее напряженных конструктивных элементов, в значительной мере определяющих ее долговечность, при обеспечении моделирования характерных для них условий нагружения в эксплуатации. Так, например, для газотурбинных двигателей (ГТД) такими элементами являются рабочие лопатки турбин и компрессоров. Поэтому в практике создания ГТД, особенно на этапе их доводки, главное внимание как конструкторов, так и исследователей уделяется определению вибрационных и усталостных характеристик именно этих элементов, что обуславливает необходимость разработки методик и средств исследований, позволяющих проводить испытания в условиях, близких к реальным режимам функционирования двигателя.

При испытаниях на усталость требуется обеспечить необходимую (максимальную) амплитуду колебаний объекта исследования при минимальных энергетических затратах на их возбуждение. Для решения поставленной задачи в работе [1] при испытаниях на усталость рабочих лопаток турбомашин применялся резонансный способ их нагружения с использованием электродинамических возбудителей (ЭДВ) механических колебаний [2]. При этом рассматривались различные схемы крепления лопаток на подвижном столе ЭДВ. Последовательное совершенствование системы крепления исследуемых лопаток путем изменения упругоинерционных характеристик ее кинематических элементов позволило существенно повысить амплитуду колебаний лопаток при одновременном снижении энергетических затрат на их возбуждение. Однако анализ известных результатов показал, что в настоящее время отсутствует методика выбора той или иной схемы крепления объекта исследования на подвижном столе ЭДВ для его испытаний на усталость.

Таким образом, цель настоящей работы заключалась в обосновании на базе фундаментальных основ теории механических колебаний подходов к выбору схемы крепления объекта исследования на подвижном столе электродинамического возбудителя колебаний, обеспечивающей повышение его эффективности при испытаниях на усталость.

Конструктивные схемы крепления объекта исследования и их моделирование. В практике испытаний на усталость конструктивных элементов машин, как отмечается в работах [1, 2], широко используются электродинамические возбудители колебаний, принципиальная схема которых приведена на рис. 1,а. Стол, упругие элементы и катушка переменного тока составляют подвижную часть ЭДВ, которая совместно с объектом испытаний и средствами его крепления на столе образует колебательную систему с резонансным принципом нагружения.

Согласно постановке задачи и с учетом сформулированного выше условия эффективного использования ЭДВ для испытаний на усталость в качестве примера рассмотрим приведенные в работе [1] схемы крепления рабочих лопаток на столе ЭДВ. Соответствующие каждой из предложенных схем колебательные системы представлены на рис. 1,а–4,а.

Для анализа динамических свойств каждой из колебательных систем выберем их расчетные модели. При решении этой задачи используем дискретное моделирование. Здесь следует отметить, что для полноты анализа наряду с объектом исследования необходимо учитывать упругоинерционные свойства как его зажима, так и подвижного стола ЭДВ.

В первом приближении в качестве расчетной модели каждого из составляющих элементов системы, за исключением зажима (рис. 4,а), можно принять систему с одной степенью свободы. Так, испытания на усталость проводят по одной из собственных форм колебаний объекта исследования, как правило, по первой изгибной. В этом случае объект исследования можно представить в виде подсистемы с одной степенью свободы, упругоинерционные характеристики которой соответствуют его выбранной форме колебаний. С помощью аналогичной модели можно описать колебания дополнительной подсистемы (траверсы) – рис. 3 [1, 3]. Подсистемой с одной степенью свободы моделируются также зажим и подвижный стол ЭДВ, однако в данном случае упругие элементы зажима испытывают деформации растяжения–сжатия, а упругие элементы ЭДВ – деформации изгиба. Зажим (рис. 4,а), учитывая возможность его вращательного движения, моделируется подсистемой с двумя степенями свободы. Исходя из этих соображений были выбраны дискретные расчетные модели рассмотренных колебательных систем, приведенные на рис. 1,б–4,б, где $M_1, k_{и1}$ – масса и коэффициент жесткости при изгибе упругой подвески стола ЭДВ; M_2, I_2 – масса и момент инерции зажима; $k_{р2}, k_{к2}$ – коэффициенты жесткости зажима при растяжении–сжатии и кручении; $M_3, k_{и3}$ – обобщенные масса и коэффициент жесткости при изгибе объекта исследования; $M_4, k_{и4}$ – масса и коэффициент жесткости при изгибе траверсы; $k_{р5}$ – коэффициент жесткости струн при растяжении.

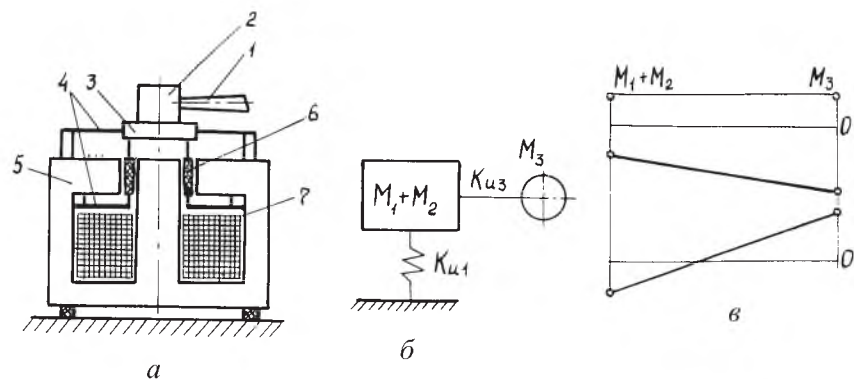


Рис. 1. Жесткое крепление конструктивного элемента на столе ЭДВ: 1 – испытуемый конструктивный элемент; 2 – зажим; 3 – стол ЭДВ; 4 – упругие элементы ЭДВ; 5 – магнитопровод ЭДВ; 6 – катушка переменного тока; 7 – катушка постоянного тока. (Здесь и на рис. 2–4: а – конструктивная схема; б – динамическая схема; в – формы колебаний.)

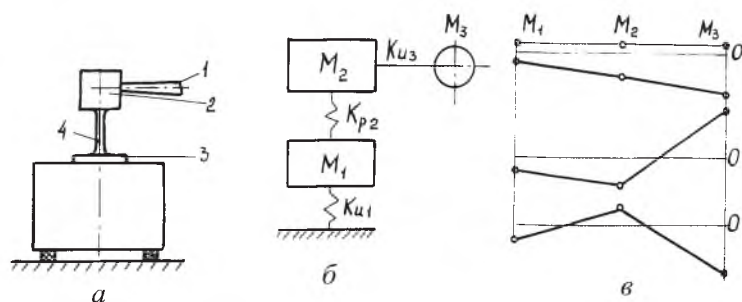


Рис. 2. Упругое крепление конструктивного элемента на столе ЭДВ: 1 – испытуемый конструктивный элемент; 2 – зажим; 3 – стол ЭДВ; 4 – упругий элемент зажима.

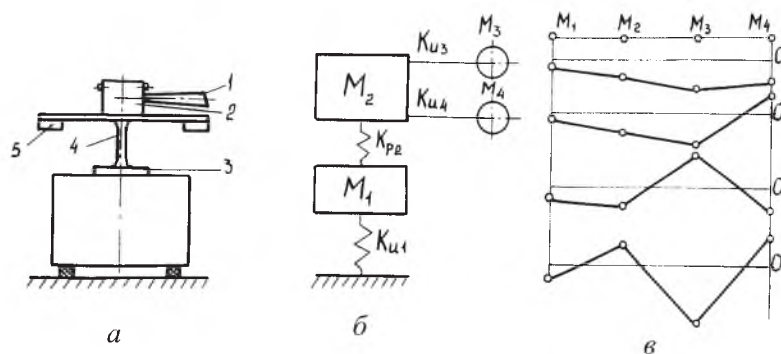


Рис. 3. Упругое крепление конструктивного элемента, зажим которого имеет траверсу, на столе ЭДВ: 1 – испытуемый конструктивный элемент; 2 – зажим; 3 – стол ЭДВ; 4 – упругий элемент зажима; 5 – траверса зажима.

Рассмотрим формы колебаний выбранных дискретных моделей колебательных систем, представленные на рис. 1, в–3, в. Формы колебаний для показанной на рис. 4 модели не приводятся из-за некоторой сложности их графического изображения, однако это не ограничивает общности дальнейших выводов. Анализ моделей колебательных систем и их форм колебаний показал следующее.

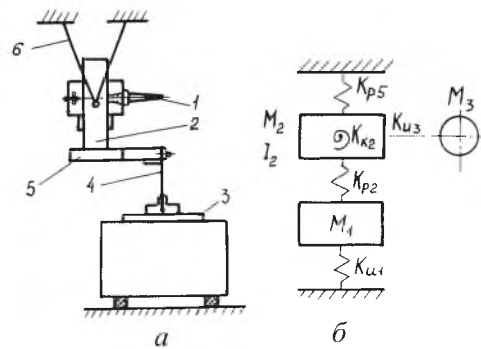


Рис. 4. Упругое крепление конструктивного элемента, зажим которого имеет консоль как звено “вращательного” возбуждения, на столе ЭДВ: 1 – испытуемый конструктивный элемент; 2 – зажим; 3 – стол ЭДВ; 4 – упругий элемент зажима; 5 – консоль зажима; 6 – струны подвески.

Во-первых, при принятых условиях испытаний только приведенную на рис. 1,а схему можно представить в виде системы с двумя степенями свободы, особенности форм колебаний которой положены в основу принципа действия динамического гасителя колебаний [4]. При выбранном подходе к выбору расчетной модели динамическим гасителем колебаний выступает объект исследования, т.е. испытуемая лопатка. Хотя ее упругоинерционные характеристики в процессе испытаний не подлежат изменению, все же такая схема, как справедливо отмечается в работе [1], в ряде случаев, особенно при высоких частотах нагружения, согласно выбранному критерию их проведения является неэффективной.

Во-вторых, все последующие схемы (рис. 2–4) моделируются системами с тремя и более степенями свободы. В этих случаях повышение эффективности испытаний обуславливается не эффектом динамического гасителя колебаний, как утверждает в работе [1], а особенностями возможных их форм колебаний, которые рассмотрим более подробно.

Первая форма колебаний моделей колебательных систем (рис. 2, 3) характеризуется синфазными перемещениями их подсистем. Поэтому проводить испытания на соответствующих ей частотах возбуждения нецелесообразно.

На двух формах колебаний моделей (вторая и третья для модели на рис. 2, третья и четвертая для модели на рис. 3) имеют место антифазные перемещения подсистем, моделирующих зажим и объект исследования. Траверса при данных формах колебаний перемещается синфазно или антифазно с объектом исследования. Характер форм колебаний модели, схема которой приведена на рис. 4, аналогичен. Именно эти закономерности указанных форм колебаний могут привести к повышению эффективности использования электродинамических возбудителей при испытаниях на усталость конструктивных элементов машин.

Для подтверждения высказанного предположения, не ограничивая общности дальнейших рассуждений, рассмотрим работу вынуждающих сил

$$F_j(t) = F_{0j} \sin \omega t, \quad j = 1, \dots, N, \quad (1)$$

обусловливаемых гармоническими перемещениями стола ЭДВ, которые действуют на подсистемы моделей, представленных на рис. 2 и 3. Здесь j – номер подсистемы; N – количество подсистем; F_{0j} – амплитуда силы, действующей на j -ю подсистему; ω – частота возбуждения.

При таком возбуждении резонансных колебаний каждая из масс системы перемещается по гармоническому закону

$$x_j(t) = A_j \sin(\omega t - \gamma_j), \quad (2)$$

где A_j – амплитуда перемещения j -й массы; γ_j – фазовый угол между перемещением и вынуждающей силой.

Определим работу за цикл колебания системы. Зная вынуждающие силы (1), действующие на каждую массу системы, и перемещения масс (2), найдем работу сил возбуждения

$$G = \sum_j^N \int_0^{2\pi/\omega} F_{0j} \sin \omega t A_j \omega \cos(\omega t - \gamma_j) dt = \sum_j^N F_{0j} \pi A_j \sin \gamma_j. \quad (3)$$

При резонансе ($\omega = p^{(n)}$, где $p^{(n)}$ – собственная частота n -й формы колебаний) для консервативной системы имеем $\gamma_j = \pm \pi/2$. Тогда работа вынуждающих сил $G^{(n)}$ при указанных формах колебаний модели системы, представленной на рис. 2, определяется выражением

$$G^{(2),(3)} = \pi F_{01} A_1 + \pi [F_{02} A_2 - F_{03} A_3], \quad (4)$$

а на рис. 3 –

$$G^{(3),(4)} = \pi F_{01} A_1 + \pi [F_{02} A_2 - F_{03} A_3 \pm F_{04} A_4]. \quad (5)$$

Анализ полученных выражений показал следующее. Для обеспечения эффективного использования ЭДВ в процессе испытаний на усталость по схеме крепления, показанной на рис. 2, необходимо выбрать такие упруго-инерционные характеристики элементов системы, чтобы для форм ее колебаний, характеризующихся антифазными перемещениями объекта исследования и зажима, член в квадратных скобках выражения (4) стремился к своему минимальному значению при одновременном максимуме амплитуды исследуемого элемента. Подобное требование справедливо также для модели, представленной на рис. 3, хотя в этом случае для выполнения указанных условий существует дополнительная возможность – наличие траверсы. Следует отметить, что траверса при этом одновременно предотвращает перегрузку и возможность разрушения элементов подвески подвижного стола ЭДВ. Можно также показать, что использование поворота зажима (рис. 4) еще больше способствует выполнению этих условий.

Динамические испытания некоторых конструктивных элементов и их результаты. Для подтверждения вышеизложенного были проведены испытания на усталость с использованием системы коромысло–балка (рис. 5).

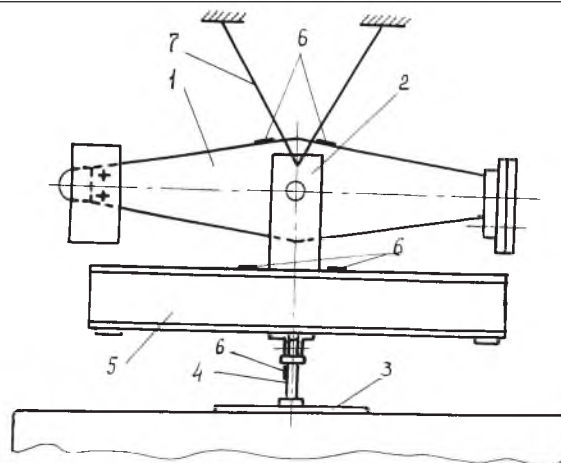


Рис. 5. Конструктивная схема крепления системы коромысло-балка на столе ЭДВ при проведении испытаний на усталость: 1 – коромысло; 2 – кронштейны; 3 – стол ЭДВ; 4 – упругий элемент (стойка); 5 – балка; 6 – тензорезисторы; 7 – струны подвески.

Объектом исследования служило коромысло в виде симметричного относительно оси двуплечего рычага, которое представляет конструктивный элемент кормоуборочного комбайна. Для крепления коромысла к столу ЭДВ использовалась следующая схема. С помощью двух кронштейнов, установленных с обеих его сторон, оно жестко крепилось к балке, также имеющей вид симметричного двуплечего рычага, которая посредством упругого элемента соединялась со столом ЭДВ.

Предложенная схема крепления объекта исследования позволяет задать его нагружение в виде симметричного изгиба, характерного для реальных условий эксплуатации. Для реализации такого нагружения предварительно обеспечивалась симметрия рассматриваемой колебательной системы относительно ее вертикальной оси путем крепления дополнительных грузов в области концевых сечений коромысла и балки. Затем по сигналам тензорезисторов, наклеенных симметрично в корневых сечениях обеих частей коромысла и балки, записывались амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), соответствующие первой изгибной форме их колебаний. Одновременно измерялся сдвиг фаз колебаний частей коромысла и балки. В качестве примера на рис. 6 приведены указанные характеристики для коромысла. Как видно, АЧХ для обеих его частей практически совпадают. При этом они колеблются синфазно. Аналогичные данные получены также для балки. Отсюда следует, что при выборе расчетной модели исследуемой колебательной системы достаточно рассматривать только одну часть как коромысла, так и балки.

Как и при анализе колебательных систем, соответствующих испытаниям на усталость рабочих лопаток, для выбора представленной на рис. 5 расчетной модели системы также используется дискретное моделирование. Учитывая приведенные выше результаты испытаний, а также то, что коромысло и балка колеблются по первой изгибной форме, можно заключить, что исследуемая колебательная система по конструкции и динамическим свойствам соответствует схеме, показанной на рис. 3.

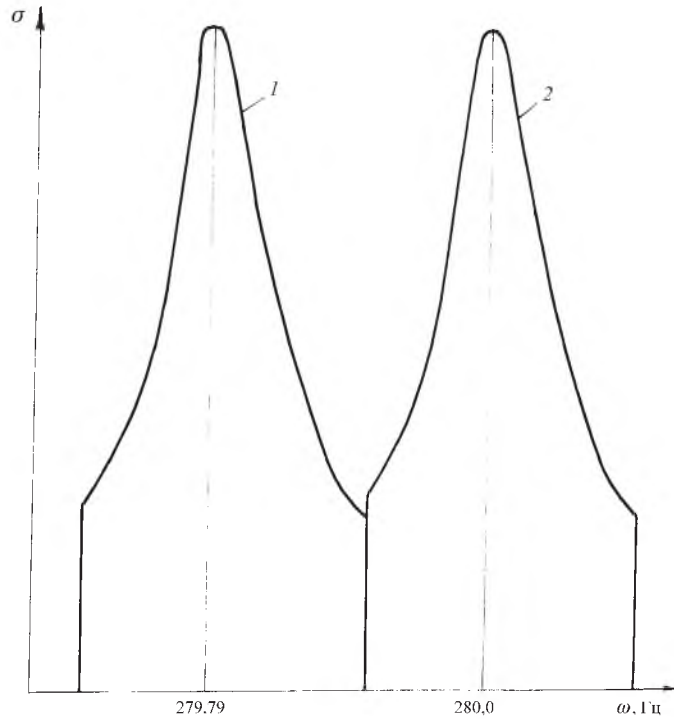
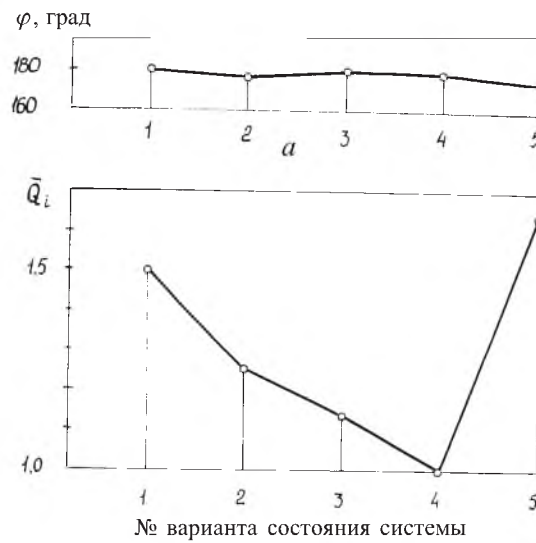


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики для левой (1) и правой (2) частей коромысла.



б

Рис. 7. Диаграммы значений сдвига фаз (а) и относительной мощности возбуждения колебаний (б) системы коромысло-балка.

Выше отмечалось, что изменение упругоинерционных параметров траверсы, в данном случае балки, обуславливает возбуждение таких резонансных колебаний исследуемой системы, при которых обеспечивается максимальная амплитуда колебаний объекта исследования при минимальных

энергетических затратах на их возбуждение. Одним из способов выполнения этих условий, как следует из результатов исследований резонансных колебаний образцов камертонного типа [5], является расстройка частот стержней (подсистем). Было установлено, что при определенной величине расстройки частот стержней последние имеют примерно одинаковые амплитуды антифазных колебаний. Поэтому с целью установления оптимальных по критерию минимизации энергетических затрат для возбуждения необходимых форм колебаний исследуемой системы были проведены испытания при различных значениях расстройки частот колебаний подсистем (коромысло и балка) $\Delta p = p_6 - p_k$, которая создавалась путем присоединения дополнительных грузов к балке. Здесь p_6, p_k – собственные частоты колебаний балки и коромысла соответственно. При выбранных упругоинерционных параметрах системы собственные частоты второй и третьей ее форм колебаний приближаются к соответствующим собственным частотам подсистем. Поэтому в работе абсолютная величина расстройки частот подсистем Δp принималась равной разнице частот указанных собственных форм колебаний системы.

Рассмотрим результаты испытаний, полученные для пяти вариантов состояний системы, отличающихся расстройкой частот подсистем, относительные значения Δp которой представлены ниже:

№ варианта состояния системы	1	2	3	4	5
$\overline{\Delta p}, \%$	25	14	1,43	0,223	-6,93

По результатам проведенных испытаний для принятых состояний системы определялись сдвиг фаз изгибных колебаний коромысла и балки при возбуждаемых формах колебаний системы и потребляемая мощность Q ЭДВ, необходимая для их возбуждения. В качестве примера приведены результаты, полученные для формы колебаний, частота которой при рассматриваемом состоянии системы близка к собственной частоте коромысла. Анализ данных испытаний показал, что для всех состояний системы сдвиг фаз колебаний коромысла и балки (рис. 7,а) примерно равен 180° , т.е. их колебания, как и предполагалось, близки к антифазным. На рис. 7,б приведена диаграмма значений относительной мощности $\overline{Q}_i = Q_i / Q_{\min}$, где Q_i – потребляемая мощность ЭДВ для возбуждения резонансных колебаний i -го состояния системы; $Q_{\min} = \min(Q_i)$. Из представленных данных следует, что благодаря соответствующему выбору величины расстройки частот колебаний объекта исследования и траверсы при возбуждении антифазных колебаний можно существенно снизить потребляемую мощность ЭДВ, что является критерием повышения эффективности электродинамического возбуждения в случае испытаний на усталость конструктивных элементов машин, о чем свидетельствуют также результаты исследований сопротивления усталости трубчатых конструктивных элементов [6]. Как видно из рис. 8, испытания осуществлялись по схеме крепления, изображенной на рис. 3. Для проведения экспериментов из исследуемого трубчатого элемента изготавливали образец в виде U-образного камертона, одна из ветвей которого представляет траверсу.

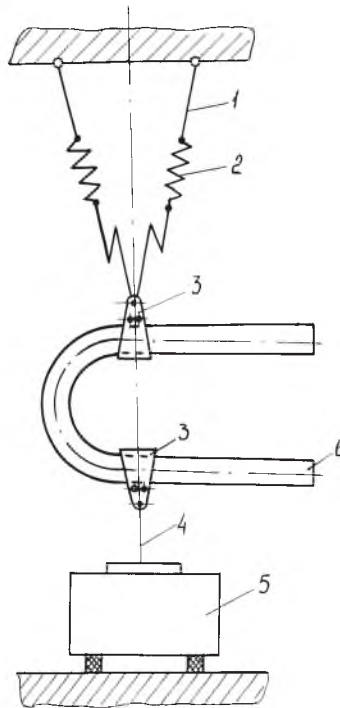


Рис. 8. Конструктивная схема крепления трубчатого образца к столу ЭДВ: 1 – трос; 2, 4 – упругие элементы; 3 – хомуты; 5 – ЭДВ; 6 – образец.

Заклучение. Проанализированы известные схемы крепления конструктивных элементов машин на подвижном столе электродинамического возбудителя механических колебаний при проведении испытаний на усталость и возможные формы колебаний соответствующих им колебательных систем. Показано, что критерием повышения эффективности электродинамического возбуждения при испытаниях на усталость является обеспечение возможности возбуждения антифазных колебаний объекта исследования с одним из элементов системы его крепления при одновременной оптимизации расстройки частот их собственных колебаний.

Резюме

Представлено результати досліджень щодо обґрунтування вибору схеми кріплення на рухомому столі електродинамічного збуджувача коливань конструктивних елементів при випробуваннях на втому. Показано, що підвищення ефективності електродинамічного збудження коливань досягається при антифазних коливаннях об'єкта дослідження й одного з елементів коливальної системи його кріплення та одночасному оптимальному розладу їх власних частот коливань.

1. Грязнов Б. А., Городецкий С. С., Налимов Ю. С. и др. Усталость жаропрочных сплавов и рабочих лопаток. – Киев: Наук. думка, 1992. – 264 с.

2. *Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара* / Под ред. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 2. – 440 с.
3. *А. с. 1057806 СССР, МКИ С 01 М3/38. Вибростенд для усталостных испытаний* / В. А. Ровков, Н. И. Жабко, Ю. А. Коломиец. – Оpubл. 30. 11. 83, Бюл. № 44.
4. *Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле.* – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
5. *Адаменко А. Я., Токарь И. Г., Зиньковский А. П., Матвеев В. В. К исследованию демпфирующей способности стержней в поле центробежных сил* // Пробл. прочности. – 1983. – № 8. – С. 89 – 93.
6. *Герасимчук О. Н., Грязнов Б. А., Городецкий С. С., Налимов Ю. С. Сопротивление усталости трубчатых конструктивных элементов при изгибных колебаниях. Сообщ. 1. Оценка напряженного состояния ТКЭ и сопротивление усталости при регулярном нагружении* // Там же. – 1994. – № 3. – С. 82 – 86.

Поступила 19. 02. 2003