

УДК 534.1:539.3

В.А. ЦИМБАЛЮК

*Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина***ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ КОЛЕБЛЮЩИХСЯ МОДЕЛЕЙ ЛОПАТОК ПРИ ИЗМЕРЕНИИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК И ФЛАТТЕРНЫХ ИСПЫТАНИЯХ**

При измерении нестационарных аэродинамических нагрузок на колеблющихся профилях решетки каждый такой профиль закреплен на упругой подвеске, которая вместе с электродинамическими вибраторами, основанием и упругими элементами образует виброузел. Виброузлы с профилями смонтированы на общей поворотной раме. Для повышения точности таких измерений необходимо улучшить виброизоляцию виброузлов от конструкции стенда и друг от друга. Разработанная математическая модель связанных колебаний виброузлов на общей раме позволила выявить и устранить причины повышенной механической связи между ними путем сближения центров масс упругой подвески и основания и уменьшением продольной жесткости упругих элементов основания. Получено пятикратное снижение металлоемкости рамы с виброузлами.

аэродинамический стенд, решетка колеблющихся профилей, механическая связь колебаний профилей**Введение**

Флаттер лопаточного венца в основном определяется взаимодействием колеблющихся лопаток через поток. Для изучения особенностей аэродинамического взаимодействия колеблющихся лопаток (профилей) решетки необходима минимизация их взаимовлияния через конструкцию стенда. Кроме этого, вибрация стенок вызывает нежелательные пульсации потока, что снижает точность измерений [1]. Поэтому при создании методики измерения аэродемпфирования (аэровозбуждения) [2] или методики измерения аэродинамических сил [3] необходимо решать задачу виброизоляции колеблющихся лопаток (профилей) друг от друга и от конструкций аэродинамической трубы.

1. Формулирование проблемы

В методиках [2] и [3] для виброизоляции колеблющихся профилей упругая подвеска каждого профиля закреплялась на своем основании (массой около 100 кг). Основания, в свою очередь, крепились на стальных нитях и растяжках к поворотной раме, которая позволяла изменять угол атаки решетки профилей. Использовались сложные устройства для

поворота более чем полутонной конструкции.

В методике [1, 4] автором настоящей статьи была предпринята попытка уменьшить габариты и металлоемкость конструкции. Согласно этой методике каждый профиль закреплен на своей упругой подвеске, которая показана на рис. 1. Данная упругая подвеска при своих колебаниях по первой и второй формам обеспечивает поступательное и угловое перемещение профиля.

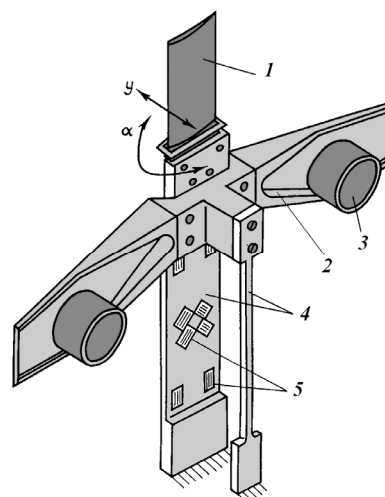


Рис. 1. Упругая подвеска профиля:
1 – профиль; 2 – коромысло; 3 – подвижная катушка электродинамического вибратора; 4 – основной и вспомогательный упругие элементы; 5 – тензорезисторы

Каждая упругая подвеска закреплена на своем основании, которое посредством упругого параллелограмма связано с поворотной рамой F (упругую подвеску профиля в совокупности с основанием и упругим параллелограммом основания будем называть виброузлом). Схема виброузла показана на рис. 2.

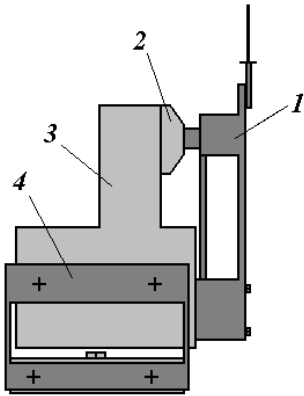


Рис. 2. Схема виброузла:

1 – упругая подвеска; 2 – магнит электродинамического вибратора; 3 – основание; 4 – упругий параллелограмм основания

Рама в свою очередь через упругие элементы соединена с остальной конструкцией стенда и с системой компенсации статического смещения профилей, вызванного постоянной составляющей аэродинамической нагрузки. На рис. 3 показана схема размещения на поворотной раме четырех колеблющихся профилей решетки в рабочей части аэродинамической трубы.

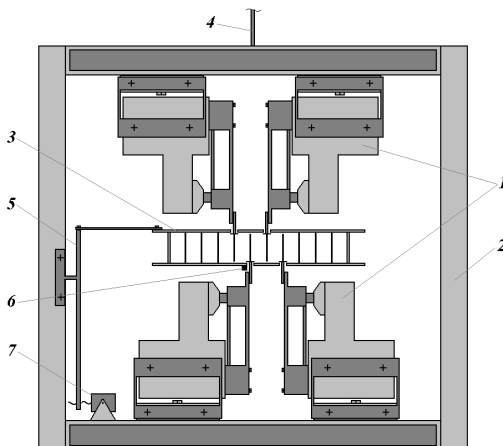


Рис. 3. Схема размещения колеблющихся профилей:

1 – виброузлы; 2 – поворотная рама; 3 – рабочая часть аэродинамической трубы; 4, 5 – упругие элементы рамы; 6 – оптический датчик положения; 7 – электромотор

Для оценки взаимовлияния колебательных систем друг на друга через общую поворотную раму ранее была принята расчетная схема, которая включала часть рамы с двумя виброузлами (рис. 4). Здесь упругие подвески обозначены $B1$ и $B2$, а основания обозначены $W1$ и $W2$.

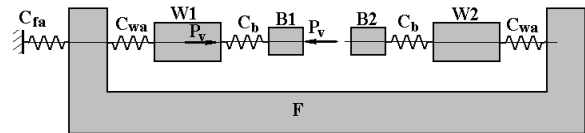


Рис. 4. Расчетная схема рамы с виброузлами

Анализ показал, что возможно пятикратное уменьшение массы оснований при сохранении хорошей виброизоляции виброузлов. На практике виброизоляция оказалась приемлемой лишь при малых частотах колебаний упругой подвески профиля.

Цель данной работы состоит в разработке более адекватной расчетной модели колебаний рамы с виброузлами и в снижении механической связи упругих подвесок друг с другом и с конструкцией стенда при небольшой металлоемкости.

2. Расчет виброизоляции виброузлов

Из опыта известно, что при крутильных колебаниях механическое взаимовлияние виброузлов мало. Согласно методике [1, 4] центр масс упругой подвески находится на оси кручения, поэтому изгибная и крутильная формы ее колебаний не связаны друг с другом. Поэтому можно ограничиться рассмотрением изгибных колебаний упругих подвесок. Кроме того, собственные частоты профиля и коромысла достаточно большие, чтобы считать перемещения профиля и коромысла равными перемещениям упругой подвески и упругую подвеску колебательную систему с коромыслом и профилем рассматривать как систему с одной степенью свободы.

Предварительный анализ с помощью расчетной схемы (рис. 4) показал, что под действием гармонической силы вибратора P_v на резонансе упругой

подвески $B1$ последняя колеблется в противофазе с основанием $W1$ с амплитудами обратно пропорциональными их массам. Т.е. инерционные силы упругой подвески и основания практически уравновешены. Однако в реальной конструкции центр масс упругой подвески выше центра масс основания, поэтому, несмотря на то, что инерционные силы упругой подвески и основания уравновешены, возникает момент от этих сил. Из-за большой продольной жесткости стержней упругого параллелограмма основания этот момент сообщает значительные угловые перемещения раме и, следовательно, другим виброузлам.

Таким образом, новая расчетная схема должна учитывать также продольные жесткости упругих элементов и положения центров колеблющихся масс.

Расчетная схема, учитывающая вышесказанное, приведена на рис. 5. На середине длины упругих элементов параллелограммов изгибающий момент равен нулю. Поэтому в этом месте упругие элементы параллелограммов можно заменить пружинами растяжения-сжатия, жесткость которых равна изгибным (C_{wa}, C_{fa}) жесткостям параллелограммов в целом и продольным ($C_{wb}, C_{wc}, C_{fd}, C_{fc}$) жесткостям упругих элементов.

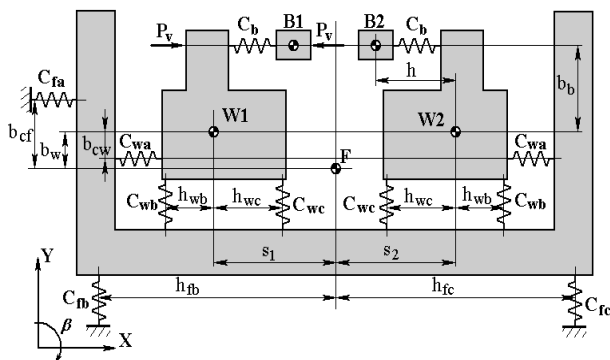


Рис. 5. Уточненная расчетная схема рамы с виброузлами

Из-за большой продольной жесткости упругих элементов подвески профиля вертикальные перемещения основания и упругой подвески будут оди-

наковы, поэтому при рассмотрении вертикальных и угловых перемещений основания его масса будет $m_{W1} + m_{B1}$, а момент инерции – $I_{w1} + m_{B1} \cdot h^2$.

Считаем, что колебательные системы $B1, B2$ могут совершать перемещения только в направлении оси $X (x_{b1}, x_{b2})$, а основания $W1, W2$ и рама F могут перемещаться вдоль осей $X (x_{w1}, x_{w2}, x_f)$ и $Y (y_{w1}, y_{w2}, y_f)$ и поворачиваться относительно своих центров масс ($\beta_{w1}, \beta_{w2}, \beta_f$). Положительные направления перемещений, сил и моментов совпадают с положительными направлениями осей координат (см. рис. 5). Оба виброузла одинаковы.

Необходимо рассчитать амплитуды колебаний всех масс под действием приложенного к упругой подвеске $B1$ усилия P_v , электродинамического вибратора с частотой ω .

Запишем суммы сил и моментов, действующих на каждую из масс в виде системы уравнений:

$$[A]^* \{q\} = \{p\}, \quad (1)$$

где $\{p\}^T = \{p_v, 0, -p_v, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0\}$;

$$\{q\}^T = \{x_{b1}, x_{b2}, x_{w1}, y_{w1}, \beta_{w1}, x_{w2}, y_{w2}, \beta_{w2}, x_f, y_f, \beta_f\}.$$

Первые два уравнения системы – суммы сил, действующих на каждую из масс $B1$ и $B2$ вдоль оси X . Уравнения 3 – 5 – сумма сил вдоль оси X , сумма сил вдоль оси Y и сумма моментов, соответственно, действующих на $W1$. Аналогично уравнения 6 – 8 – для $W2$ и 9 – 11 – для F .

Обозначим собственную частоту изолированной упругой подвески $\Omega = \sqrt{C_b / m_{B1}}$.

Ниже даны ненулевые элементы матрицы $[A]$:

$$\begin{aligned} a_{1,1} &= m_{B1} \cdot \omega^2 - C_b; \quad a_{1,3} = C_b, \quad a_{1,5} = C_b b_b; \\ a_{2,2} &= a_{1,1}; \quad a_{2,3} = a_{1,3}; \quad a_{2,5} = a_{1,5}; \quad a_{3,1} = C_b; \\ a_{3,3} &= m_{W1} \cdot \omega^2 - C_{wa} - C_b; \quad a_{3,5} = C_{wa} b_c - C_b b_b; \\ a_{3,9} &= C_{wa}; \quad a_{3,11} = -C_{wa} (b_w + b_c); \\ a_{4,4} &= (m_{W1} + m_{B1}) \cdot \omega^2 - C_{wb} - C_{wc}; \\ a_{4,5} &= -C_{wb} h_{wb} + C_{wc} h_{wc}; \quad a_{4,10} = C_{wb} + C_{wc}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a_{4,11} &= C_{wb}(h_{fb} + h_{wb}) - C_{wc}(h_{fb} - h_{wc}); \quad a_{5,1} = C_b b_b; \\
a_{5,3} &= C_{wa} b_c - C_b b_b; \quad a_{5,4} = -C_{wb} h_{wb} + C_{wc} h_{wc}; \\
a_{5,5} &= (I_{W1} + m_{B1} \cdot h^2) \cdot \omega^2 - \\
&\quad - C_b b_b - C_{wc} b_c - C_{wb} h_{wb} - C_{wc} h_{wc}; \\
a_{5,9} &= -C_{wa} b_c; \quad a_{5,10} = -a_{5,4}; \\
a_{5,11} &= C_{wa}(b_w + b_c) + C_{wb}(h_{fb} + h_{wb}) - C_{wc}(h_{fb} - h_{wc}); \\
a_{6,2} &= a_{3,1}; \quad a_{6,6} = a_{3,3}; \quad a_{6,8} = a_{3,5}; \quad a_{6,9} = a_{3,9}; \\
a_{6,11} &= a_{3,11}; \quad a_{7,7} = a_{4,4}; \quad a_{7,8} = -a_{4,5}; \quad a_{7,10} = a_{4,10}; \\
a_{7,11} &= a_{4,11}; \quad a_{8,2} = a_{5,1}; \quad a_{8,6} = a_{5,3}; \quad a_{8,7} = -a_{5,4}; \\
a_{8,8} &= a_{5,5}; \quad a_{8,9} = a_{5,9}; \quad a_{8,10} = a_{5,4}; \quad a_{8,11} = a_{5,11}; \\
a_{9,3} &= a_{3,9}; \quad a_{9,5} = a_{5,9}; \quad a_{9,6} = a_{3,9}; \quad a_{9,8} = a_{5,9}; \\
a_{9,9} &= m_F \cdot \omega^2 - 4C_{wa} - C_{fa}; \quad a_{10,4} = a_{4,10}; \\
a_{10,5} &= -a_{4,5}; \quad a_{10,7} = a_{4,10}; \quad a_{10,8} = a_{4,5}; \\
a_{10,10} &= m_F \cdot \omega^2 - 4C_{wb} - 4C_{wc} - C_{fb} - C_{fc}; \\
a_{10,11} &= -C_{fb} h_{fb} + C_{fc} h_{fc}; \quad a_{11,3} = a_{3,11}; \\
a_{11,4} &= C_{wb}(h_{fb} + h_{wb}) + C_{wc}(h_{fb} - h_{wc}); \\
a_{11,5} &= a_{5,11}; \quad a_{11,6} = a_{3,11}; \quad a_{11,7} = -a_{11,4}; \\
a_{11,8} &= a_{5,11}; \quad a_{11,10} = a_{10,11}; \\
a_{11,11} &= I_F \cdot \omega^2 - 4[C_{wa}(b_w + b_c) + a_{11,4}] - C_{fb} h_{fb} - C_{fc} h_{fc}.
\end{aligned}$$

Для краткости записи жесткости пружин подразумеваются комплексными, т.е. действительная часть представляет собственно жесткость пружины, а мнимая - коэффициент демпфирования.

Система уравнений решалась методом обращения матриц. В результате решения системы уравнений получаются комплексные амплитуды перемещений, модули которых представляют амплитуды перемещений, а аргументы - сдвиги фаз этих перемещений относительно силы вибратора.

Сначала был проведен расчет исходной конструкции, изображенной на рис. 2 и 3.

Результаты расчета приведены на рис. 6 в виде зависимости амплитуд колебаний упругих подвесок от отношения частоты силы вибратора к собственной частоте изолированной упругой подвески. Видно, что вблизи собственной частоты изолированной упругой подвески имеется два резонансных пика и на обоих пиках вынужденные колебания упругой подвески второго виброузла превышают колебания

упругой подвески первого виброузла, к которой периодическая сила приложена. Это объясняется тем, что связь через угловые колебания рамы довольно жесткая а момент инерционных сил большой.

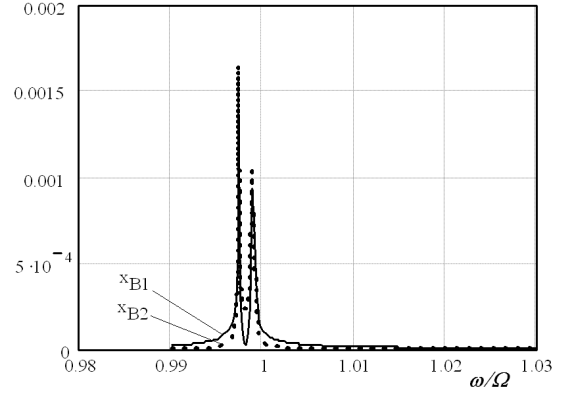


Рис. 6. Амплитуды колебаний основных колебательных систем виброузлов исходной конструкции

Изменим взаимное расположение центров масс $B1$ и $W1$ с целью уменьшения плеча инерционных сил. Остальные исходные данные остаются прежними. Рис. 7 показывает, что остался один резонансный пик, однако существенно уменьшить связь между виброузлами не удалось, так как трудно разместить массы B и W так, чтобы момент инерционных сил был равен нулю.

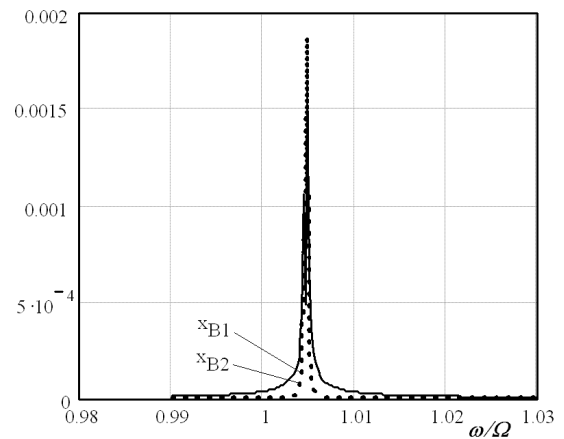


Рис. 7. Амплитуды колебаний основных колебательных систем виброузлов со сближенными массами

На следующем этапе уменьшим еще и продольные жесткости C_{wb} , C_{wc} стержней. Из рис. 8 видно, что после такой модификации при той же внешней силе амплитуды колебаний упругой подвески пер-

вого виброузла возросли более чем в 2 раза (увеличилась добротность), а колебания упругой подвески второго виброузла практически отсутствуют. Отсутствует двойной резонансный пик, что упростит на практике точную настройку виброузлов на резонанс.

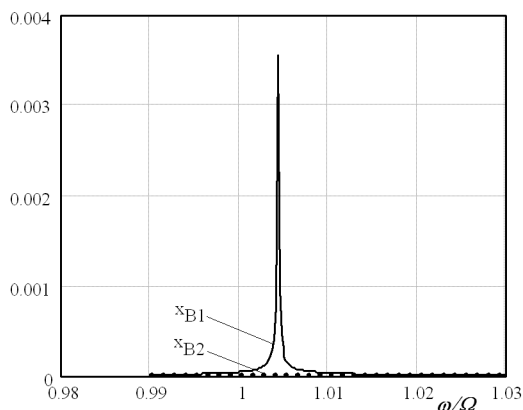


Рис. 8. Амплитуды колебаний основных колебательных систем модифицированных виброузлов

Справедливость расчетов подтвердились при испытаниях модернизированных виброузлов.

Модифицированный виброузел имеет вид, как показано схематически на рис. 9.

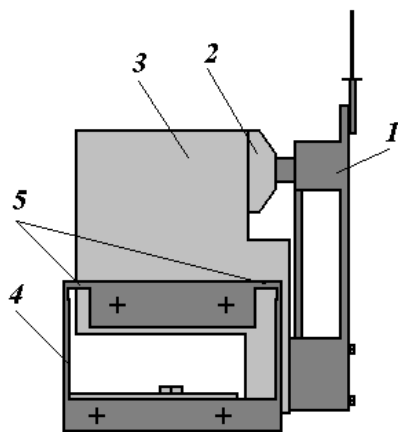


Рис. 9. Схема модифицированного виброузла: 1 — упругая подвеска; 2 — магнит электродинамического вибратора; 3 — основание; 4 — упругий параллелограмм основания; 5 — горизонтальные упругие элементы

Центр масс основания стал ближе по высоте к центру масс упругой подвески и дополнительно введены горизонтальные упругие элементы 5 крепления основания, которые уменьшают жесткость упругого параллелограмма в вертикальном направлении.

Выводы

Разработанная математическая модель связанных колебаний виброузлов на общей раме позволила найти и устранить причины повышенной механической связи между ними и тем самым повысить точность измерений нестационарных аэродинамических нагрузок на колеблющихся профилях решетки. Получено пятикратное снижение металлоемкости рамы с виброузлами.

Литература

1. Каминер А.А., Цимбалюк В.А., Коваленко А.А. Экспериментальное определение аэродинамических сил и моментов на лопатках решетки, вызванных их изгибно-крутильными колебаниями. — К.: АН УССР, Ин-т пробл. прочности НАН Украины, 1989. — 34 с. (Препринт / НАН Украины, Ин-т пробл. прочности 1989).
2. Экспериментальный стенд для исследования нестационарных явлений в аэродинамических решетках турбомашин / А.Л. Стельмах, А.Д. Лен, О.В. Ивашкевич, А.А. Каминер // Проблемы прочности. — 1983. — № 1. — С. 116-122.
3. Каминер А.А., Червоненко А.Г., Цимбалюк В.А. Методика исследования нестационарных аэродинамических характеристик решеток профилей, вибрирующих в пространственном потоке. — К.: АН УССР, Ин-т пробл. прочности НАН Украины, 1988. — 47 с. — (Препринт / НАН Украины, Ин-т пробл. прочности 1988).
4. Цимбалюк В.А. Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки // Проблемы прочности. — 1996. — № 2. — С. 100-109.

Поступила в редакцию 23.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.П. Зиньковский, Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев.