

**Алехин Алексей Сергеевич**

канд. техн. наук, доцент

**Алехин Сергей Николаевич**

канд. техн. наук, доцент, профессор

**Шомирзаев Шоакбар Шоазиз угли**

магистрант

Институт сферы обслуживания и предпринимательства

(филиал) ФГБОУ ВО «Донской государственный

технический университет»

г. Шахты, Ростовская область

DOI 10.21661/r-464946

## **КАЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСНОЙ ЧАСТИ СТИРАЛЬНЫХ МАШИН С УЧЕТОМ ИХ СВЯЗАННОСТИ БЕЗ ДЕМПФИРОВАНИЯ**

***Аннотация:** в данной работе рассматривается вопрос, связанный с необходимостью совершенствования математической модели динамики стиральных машин на основе учета связанности колебаний подвесной части при отжиме. Приводятся уравнения колебаний подвесной части стиральных машин вдоль горизонтальной поперечной оси, полученные с учетом и без учета связанности колебаний, их решения и результаты качественного сравнения зависимостей амплитуд колебаний подвесной части.*

***Ключевые слова:** стиральная машина, колебания, математическая модель, связанные колебания, подвесная часть, уравнения колебаний.*

В настоящее время вопрос снижения виброактивности современных стиральных машин барабанного типа при центробежном отжиме является одним из наиболее важных направлений их совершенствования.

Основным способом виброзащиты в стиральных машинах с центробежным отжимом является использование системы виброизоляции, состоящей, как правило, из упругих и диссипативных элементов (демпферов) и выполненной либо в подвесном, либо в опорном варианте.

Исследованию динамики и совершенствованию системы виброизоляции стиральных машин посвящен ряд отечественных и зарубежных научных работ, в частности, [1–6].

Однако, следует заметить, что вопросам исследования вибрационных характеристик подвесной части стиральных машин с учетом связанности колебаний в научных публикациях уделено недостаточное внимание. Вместе с тем, современные подходы к изучению динамики машин показывают, что учет связанности колебаний необходим при анализе многих систем, так как это характеризует усовершенствование расчетной схемы по сравнению со схемой, при которой колебания частей рассматриваются отдельно, независимо [7]. Отсюда очевидно, что для более детального анализа влияния параметров упруго-диссипативной системы виброизоляции на колебания подвесной части стиральных машин необходимо учитывать связанность колебаний.

В стиральных машинах с упругой подвеской (рис. 1) связанность колебаний проявляется в наличии двух форм колебаний двух парциальных систем подвесной части в поперечной плоскости: горизонтальных линейных колебаний  $y$  вдоль оси  $Y$  и вращательных  $\varphi$  вокруг центральной оси  $X$ , перпендикулярной плоскости колебаний  $YZ$ .

В том случае, если колебания данной системы рассматриваются как несвязанные колебания, то поперечные горизонтальные перемещения  $y$  подвесной части без демпфирования будут описываться известным дифференциальным уравнением, приведенным, в частности, в работах [8; 9]:

$$M \ddot{y} + k_y y = F_y ,$$

где  $M$  – масса подвесной части;  $k_y$  – приведенная к оси  $Y$  сумма коэффициентов жесткости упругих элементов;  $F_y$  – возмущающая сила, вызывающая горизонтальные колебания.

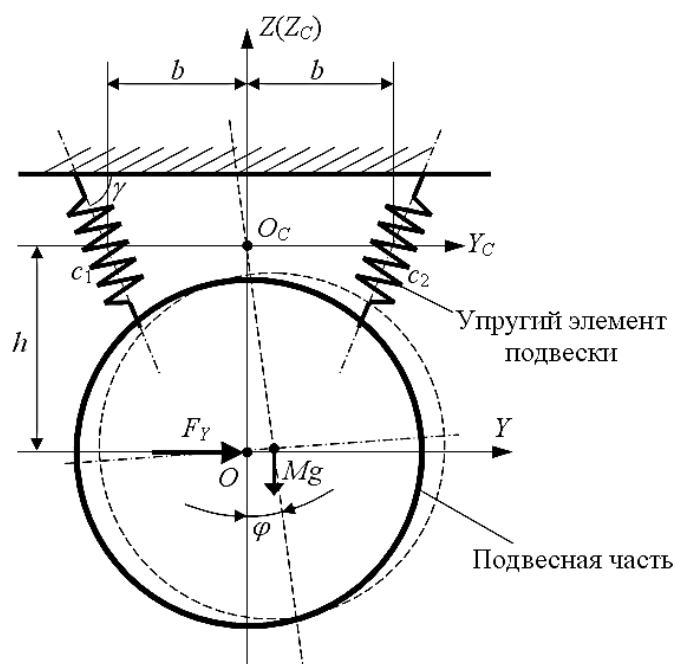


Рис. 1. Упругий маятниковый подвес моечного узла (подвесной части)

Как известно, решение данного неоднородного дифференциального уравнения дает формулу для определения амплитуды поступательных горизонтальных колебаний:

$$y = \frac{F_y}{k_y - M\omega^2}, \quad (1)$$

где  $\omega$  – частота вынужденных колебаний подвесной части.

Очевидно, что уравнение горизонтальных колебаний с учетом связанности форм колебаний будет иметь другой вид, так как в этом случае следует учитывать частотные характеристики отдельных парциальных систем.

Следует отметить, что в некоторых научных работах авторы рассматривали отдельные вопросы, связанные с влиянием связанности колебаний на динамику стиральных машин.

Так, в работе А.В. Малыгина [1] автор рассматривает общий случай колебаний, когда бак бытовой стиральной машины имеет 6 степеней свободы и связанность колебаний по всем обобщенным координатам.

Исследованию и совершенствованию системы виброизоляции стирально-отжимных машин посвящена работа Л.М. Рябинького [3], в которой, в том числе,

рассматриваются вертикальные, горизонтальные и вращательные колебания, реализуемые в поперечной плоскости, с учетом связанности форм колебаний.

Так, Л.М. Рябинский в своей работе приводит следующую формулу для определения поступательных горизонтальных колебаний центра масс подвесной части:

$$y = \frac{F_y}{k_y} \cdot \frac{1 + (1 + \gamma) \frac{\omega_y^2}{\omega_\phi^2} - \gamma \frac{\omega^2}{\omega_\phi^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right)}, \quad (2)$$

где  $\omega_y$  – частота колебаний системы, образованной из подвесной части путем введения дополнительных связей, препятствующих ее повороту  $\phi$  (то есть, для условий  $\phi=0$  при  $k_\phi \rightarrow \infty$ , где  $k_\phi$  – коэффициент жесткости подвески при повороте вокруг оси  $X$ );  $\omega_\phi$  – частота колебаний системы, образованной из подвесной части путем введения дополнительных связей, препятствующих ее сдвигу  $y$  (то есть, для условий  $y=0$  при  $k_y \rightarrow \infty$ , где  $k_y$  – коэффициент жесткости подвески при сдвиге вдоль оси  $Y$ );  $\omega_1, \omega_2$  – частоты свободных колебаний подвесной части;  $\gamma = \frac{J_o}{J_c}$  – отношение моментов инерции подвесной части относительно оси  $X$  и относительно оси, проходящей через центр упругих сил подвески.

Рассмотрим степень расхождения между формулами (1) и (2).

Представим формулу (2) в виде  $y = \frac{F_y}{k_y} \cdot A$ , где  $A$  равно второму сомножителю в формуле (2):

$$A = \frac{1 + (1 + \gamma) \frac{\omega_y^2}{\omega_\phi^2} - \gamma \frac{\omega^2}{\omega_\phi^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right)}. \quad (3)$$

Далее приведем формулу (1) к виду  $y = \frac{F_y}{k_y} \cdot B$ :

$$y = \frac{F_y}{k_y - M\omega^2} = \frac{F_y}{k_y} \cdot B. \quad (4)$$

Откуда сомножитель  $B$  будет равен:

$$B = \frac{k_y}{k_y - M\omega^2}. \quad (5)$$

Преобразуем выражение (5) с учетом  $M = \frac{k_y}{\omega_y^2}$ :

$$B = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_y^2}}. \quad (5)$$

Используя известные из практики, а также из работы [3] соотношения между собственными частотами и частотами возмущающей силы стиральных машин барабанного типа, а также соотношения моментов инерции и конструктивных параметров, были получены графики зависимостей (рис. 2) для диапазона частот возмущающей силы от 15 до 40 мин<sup>-1</sup>, выражающие качественное сравнение между сомножителями  $A$  и  $B$ .

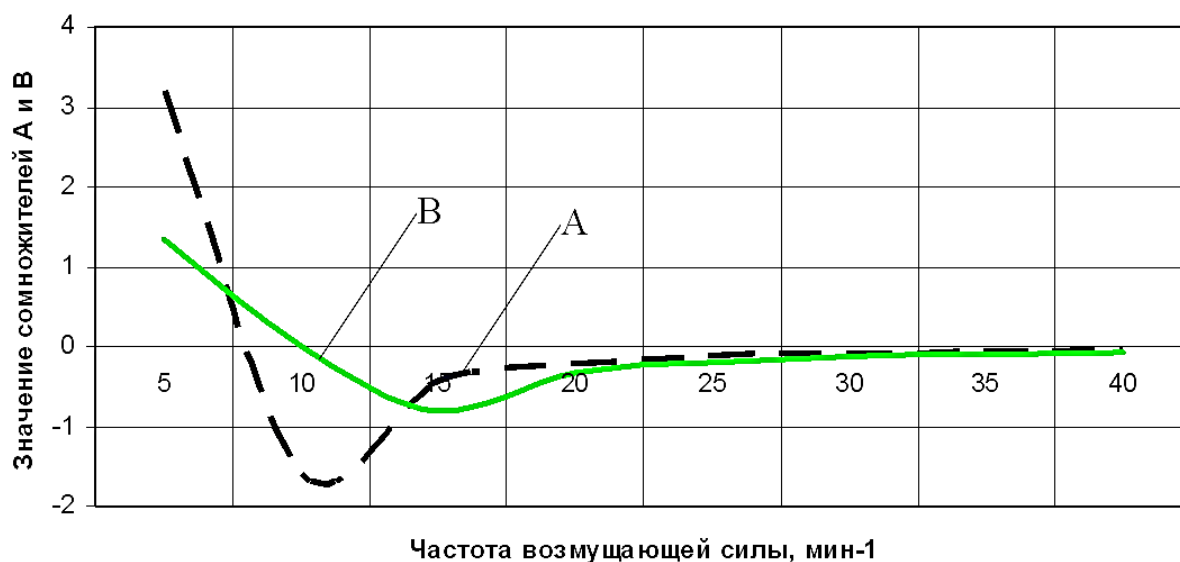


Рис. 2. Графики зависимостей сомножителей  $A$  и  $B$  от частоты возмущающей силы

Анализ полученных зависимостей показывает, что разница между резонансными частотами составляет 30%, а максимальные отклонения значений  $A$  и  $B$  отличаются на 85%. Вместе с тем, при установившемся режиме отжима отклонения между  $A$  и  $B$  незначительны и находятся в допустимых пределах.

Результаты работы позволяют сделать вывод о том, что учет влияния связанности колебаний подвесной части необходимо делать при исследовании резонансных колебаний системы.

Полученные в данной работе формулы могут быть использованы для более детального исследования динамики стиральных машин при центробежном отжиме с учетом влияния связанности колебаний.

### ***Список литературы***

1. Малыгин А.В. Снижение виброактивности стирально-отжимных машин бытового назначения: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / А.В. Малыгин. – М., 1991. – 127 с.
2. Махов Д.П. Разработка и исследование способа снижения виброактивности стиральных машин барабанного типа при отжиме: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Д.П. Махов. – Шахты, 2009. – 200 с.
3. Рябинький Л.М. Исследование виброизоляции стирально-отжимных машин для текстильных материалов: Дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1972. – 153 с.
4. Nygård T. Pareto optimization of a washing machine suspension system / Thomas Nygård, Viktor Berbyuk // 2nd International Conference on Engineering Optimization. September 6–9. – Portugal, Lisbon, 2010.
5. Nygård T. Modeling and Optimization of Washing Machine Vibration Dynamics / T. Nygård, V. Berbyuk, A. Sahlén // Proceedings of the 9th International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC 2008), September 15–18. Technische Universität München. – Germany, Munich, 2008.
6. Galavotti T.V. Hardware in the loop as a tool for the development of wash machine suspension / Thiago Vianna Galavotti, Jose Paulo Sanchez, Leopoldo P. R. de Oliveira // 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013) November 3–7. – Brazil, Ribeirão Preto, SP, 2013.

7. Большая энциклопедия нефти и газа [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ngpedia.ru/id34255p2.html>

8. Алехин С.Н. Теоретические и экспериментальные исследования динамики стиральных машин барабанного типа: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / С.Н. Алехин. – М., 2000. – 290 с.

9. Алехин А.С. Исследование и выбор рациональных параметров системы виброизоляции стиральных машин с учётом динамической неуравновешенности барабана: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / А.С. Алехин. – Шахты, 2012. – 184 с.