

Приходченко С. Д.
ГВУЗ «НГУ»

Моделирование системы гидротранспортирования пульпы в шламохранилища

В статье рассмотрены вопросы моделирования системы гидротранспортирования пульпы. В основе модели лежит многомассовая система роторов Джеффкотта-Лавала, которая более точно отражает колебания системы, нежели применявшаяся ранее модель в виде единого ротора. Моделирование показало большую точность в сравнении с ранее применявшимися моделями. Ил. 4. Библиогр.: 5 назв.

Ключевые слова: гидротранспорт, моделирование, шламохранилище, шламовый насос, трубопровод, ротор Джеффкотта-Лавала

The article describes questions concerning modeling the system of pulp hydrotransportation. The model is based on multibody system of Jeffcott-Laval rotors, which reflects more precisely the vibrations of the system, rather than the previously used model, presented in a single rotor. The modeling showed greater accuracy as compared with earlier used models.

Keywords: hydrotransportation, modeling, sludge depository, sludger, pipeline, Jeffcott-Laval rotor

Обогащение конечных продуктов сопровождается перекачкой больших объемов пульпы внутризаводской гидротранспортной системой (ВГТС), основными элементами которой являются шламовые насосы. Управление и контроль за данными системами в целом и насосными агрегатами в частности крайне актуальны для снижения энергозатрат предприятия, а также для уменьшения риска аварийных ситуаций и поломок ВГТС.

Для построения модели гидротранспортной системы или отдельных ее линий, не охваченных дорогостоящими импортными системами контроля, в условиях Полтавского ГОКа проведены опытно-промышленные эксперименты по определению текущих показателей работы двигателей шламовых насосов в разных режимах работы [1]. Полученные в результате серии экспериментов данные положены в основу создания адекватной модели внутризаводского гидротранспорта.

Функционирование рабочего колеса шламового насоса можно представить в виде ротора Джеффкотта-Лавала [2]. Применяв данную концепцию к шламовым насосам, а также основываясь на модели [3], предложено считать шламовый насос многомассовой системой роторов Джеффкотта-Лавала.

Для описания смещения центра ротора, т. е. элемента агрегата насоса, в декартовых координатах, возможно использовать комплексную переменную.

$$\begin{aligned} y_x &= \operatorname{Re}(r) \\ y_y &= \operatorname{Im}(r), \end{aligned} \quad (1)$$

где r – комплексная переменная для описания смещения диска в плоскости XY. Уравнение движения на постоянной скорости вращения будет

$$mr'' + cr' + kr = m_u r_u \omega^2 e^{i\omega t}, \quad (2)$$

где m – масса диска, c – коэффициент демпфирования, k – коэффициент жесткости, r'' и r' – первая и вторая производные по времени радиального положения, m_u – несбалансированная масса, r_u – расстояние от центра диска до центра масс, ω – угловая скорость вращения, $i = \sqrt{-1}$, t – переменная времени.

Примем, что управление будет проводиться на ограничение критической скорости вращения. Тогда недемпфированная критическая скорость ω_k и относительное демпфирование ε будут выражены как

$$\begin{aligned} \omega_k &= \sqrt{\frac{k}{m} \left[\frac{pad}{c} \right]}, \quad \zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}, \quad (3) \\ \varepsilon &= \frac{m_u r_u}{m}. \end{aligned}$$

Для единичного ротора ответ несбалансированной системы может быть сформулирован как функция частоты вращения

$$G(i\omega) = \frac{\varepsilon\omega^2}{\omega_k^2 - \omega^2 + i2\zeta\omega\omega_k}, \quad (4)$$

или в области Лапласа

$$G(s) = \frac{\varepsilon\omega^2}{s^2 + 2\zeta\omega_k s + \omega_k^2}, \quad (5)$$

где ω_k – критическая угловая скорость.

Примем, что $\varepsilon = 1$, коэффициент демпфирования $\zeta = 0,05$, а критическая угловая скорость ω_k рассматриваемой модели равна 25 оборотов в секунду, что соответствует модели приводного двигателя шламового насоса 5-ГрК8, на котором были проведены эксперименты на Полтавском ГОКе

$$\omega_k = 2\pi \cdot 25 [\text{rad} / \text{c}]. \quad (6)$$

Знание ступенчатой реакции модели ротора Джеффкотта-Лавала дает информацию об устойчивости модели и ее способности достигать стационарного состояния. Реакция системы высоко колебательная, как и ожидалось при коэффициенте затухания = 0,05.

Для представления шламового насоса в виде системы роторов Джеффкотта-Лавала предложено считать, что каждая движущаяся деталь механизма представлена в виде ротора Джеффкотта-Лавала, соединенного с соседними элементами упругим соединением. Тогда структурную схему шламового насоса, представленного в виде многомассовой системы роторов, можно представить как схему, представленную на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема модели шламового насоса

Передаточная функция системы, приведенной на рис. 1, представляет собой выражение (7)

$$G(s) = \frac{N(s)}{D(s)},$$

$$\text{где } N(s) = 6.1 \cdot 10^{10} s^6 + 1.7 \cdot 10^{12} s^5 + 1.1 \cdot 10^{17} s^4 + 2.1 \cdot 10^{18} s^3 + 6.91 \cdot 10^{22} s^2 + 6.5 \cdot 10^{23} s + 1.4 \cdot 10^{28}, \quad (7)$$

$$D(s) = s^{10} + 47.12 s^9 + 2.5 \cdot 10^6 s^8 + 9.4 \cdot 10^7 s^7 + 2.3 \cdot 10^{12} s^6 + 6.6 \cdot 10^{23} s^5 + 9.9 \cdot 10^{17} s^4 + 1.9 \cdot 10^{19} s^3 + 1.6 \cdot 10^{24} s + 3.6 \cdot 10^{27}$$

На рис. 2 представлена реакция модели шламового насоса на единичное ступенчатое воздействие.

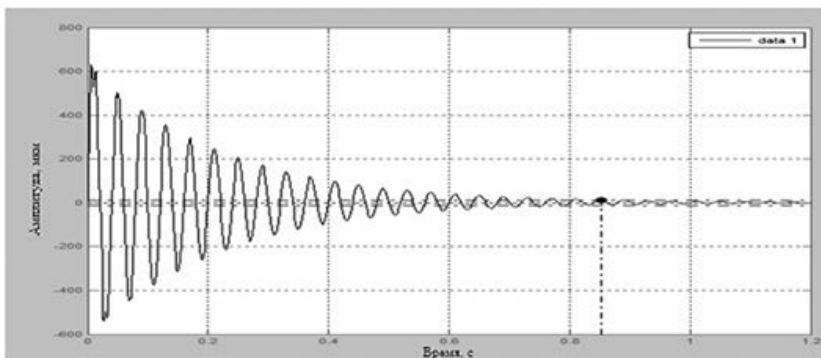


Рис. 2. Реакция модели шламового насоса на единичное ступенчатое воздействие

Реакция системы высоко колебательная, как и ожидалось при коэффициенте затухания = 0,001.

Добавив в систему звено, моделирующее взаимо-

действие насоса с пульпой, а также внеся в полученную систему звено, моделирующее взаимодействие насоса с трубопроводом, по которому транспортируется пульпа, получим следующие данные по логарифмической амплитудно-фазовой частотной характеристике (ЛАФЧХ, или диаграмма Боде) для гидротранспортных систем (рис. 3).

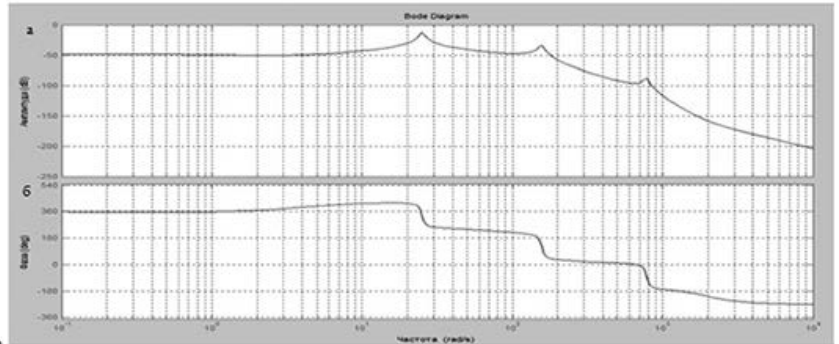


Рис. 3. Диаграмма Боде (ЛАФЧХ) для гидротранспортной системы в целом (для двигателя, насоса с пульпой и трубопровода с пульпой): а – амплитудные характеристики; б – фазочастотные характеристики

Для анализа спектральных характеристик активной мгновенной потребляемой мощности приводного двигателя шламового насоса за критерий принимается максимальное подобие спектра активной мгновенной потребляемой мощности приводного двигателя шламового насоса 5-ГрК8 и спектра, являющегося эталонным для того или иного режима его работы.

Для определения максимального подобия двух спектров активной мгновенной потребляемой мощности приводного двигателя шламового насоса в качестве целевой функции используем взвешенное евклидово расстояние, в котором весами являются амплитуды спектра эталонной модели

$$P = \sqrt{\sum_{i=1}^n w_i \cdot (A_i - B_i)^2}, \quad (8)$$

где w_i – вес i -го элемента спектра; A_i – значение амплитуды i -го элемента спектра эталонной модели; B_i – значение амплитуды i -го элемента спектра, полученного от реального объекта [4].

Таким образом, критерий оценки можно записать как минимум различия между спектрами

$$F : P \rightarrow \min$$

Анализ подобия спектров активной мгновенной мощности приводного двигателя шламового насоса 5-ГрК8, полученных в результате экспериментальных исследований [1] и на предложенной выше модели, а также на моделях, рассмотренных в работе [5], показал, что взвешенное евклидово расстояние до рассмотренной в данной работе модели в среднем на 2-3 % меньше, нежели расстояние до спектров, полученных другими методами.

На рис. 4 приведены результирующие графики моделирования системы гидротранспортирования и экспериментальных исследований гидротранспорта пульпы, проведенных на Полтавском ГОКе. График 4а иллюстрирует логарифмическую амплитудно-фазовую характеристику модели гидротранспорта, используя логарифмическую шкалу; график 4б – экспериментально полученный спектр активной мгновенной потребляемой мощности приводного электродвигателя шламового насоса с использованием линейной шкалы. На графиках четко выделяются три основных пика – 2-4 Гц, 25 Гц и 125-130 Гц, которые соответствуют вибрации трубопровода с пульпой, приводного двигателя, вала и рабочего колеса насоса, а также – подшипников, соответственно.

пригодной для использования в системах диагностики существующих шламовых насосов, участков гидротранспортирования рудной пульпы на горно-обогатительных фабриках, а также для управления данными подсистемами в рамках общей системы управления горно-обогатительным комплексом.

Библиографический список

1. Приходченко С. Д. Анализ результатов промышленных испытаний двигателей шламовых насосов // Геотехническая механика. Межвед. сб. науч. работ.– Днепропетровск: ИГТМ им. М. С. Полякова НАНУ, 2007. – Вып. 69. – С. 84-90.
2. Enayet B, Halim, Sirish L, Shah, M. A. A. Shoukat Choudhury, Ramesh Kadali. Application of Bicoherence Analysis on Vibration Data for Condition Based Monitoring of Rotating Machinery. Proceedings of the 17th World Congress The International Federation of Automatic Control. Seoul, Korea, July 6-11, 2008.
3. Бреннер В. А. и др. Динамика проходческих комбайнов. - М.: Машиностроение, 1977. – 224 с.
4. Желдак Т. А., Приходченко С. Д. Критерии оценки и статистическая обработка результатов диагностики состояния систем гидротранспортирования // Гірничя електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ, НГУ, 2012. – Вип. 89. – С. 83-87.
5. Приходченко С. Д. Анализ современных моделей гидротранспортных систем // Гірничя електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ, НГУ, 2007. – Вип. 78. – С. 56-62.

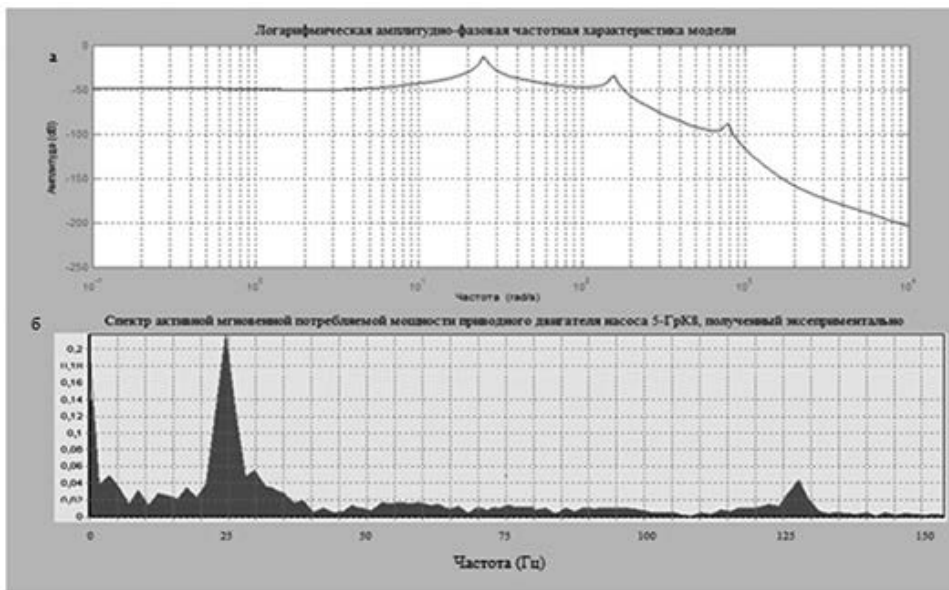


Рис. 4. ЛАФЧХ модели системы гидротранспорта (а) и спектр активной мгновенной потребляемой мощности приводного двигателя насоса 5-ГрК8, полученный экспериментально (б)

Отсюда можно сделать вывод, что данная модель более точно отражает поведение системы внутри-фабричного гидротранспортирования, что делает ее

Поступила 13.01.2014



**В РЕДАКЦИИ ЖУРНАЛА МОЖНО ЗАКАЗАТЬ ЭЛЕКТРОННУЮ
ВЕРСИЮ ЖУРНАЛА**

*стоимость электронного варианта – 288 грн.,
стоимость печатного варианта – 430 грн.*

контактный телефон, факс: 0562-46-12-95