

Таблица 1 - Классификация камер разделения по типу соплового ввода и соплу.

Тип соплового ввода	Сопло	Автор конструкции
Спиральный	Прямоугольное	Ж. Хилш
	Круглое	Р. Ранке
	Прямоугольное	А.П. Меркулов
	Коническое	Б. Пуралейкар
Тангенциальный	Круглое	Г.М. Дубинский
Тангенциально-лотковый		В.С. Мартыновский В.П. Алексеев
многосопловой	Четыре и более круглых сопел	С.Д, Фильтон
	Три, четыре и более прямоугольных сопел	А.В.Мартынов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тер-Ионесян Р.С. Повышение эффективности кондиционеров защитного снаряжения.– Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1979, №296, с 120-109.
2. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике.– М., Машиностроение, 1969. 184 с.
3. Суслов А.Д. и др. Вихревые аппараты.– М., Машиностроение, 1983. 255 с.
4. Гуцол А.Ф. Эффект Ранка.-УФН, том 167, №6, с 665-687. Москва.1997.
5. Халтов А.А. Теория и практика закрученных потоков.– Киев, Наукова думка, 1989. 220с.
6. Гупта А., Лили Д., Сайред Н. Закрученные потоки.– М., Мир, 1987. 360с.
7. Kurosaka M.J. Fluid Mech.–NY.1982.300.
8. Kurosaka M.J., Chu J.Q. Goodman J.R. Effect of the Bend of a Vortex Chamber– AIAA, paper 85-2592.1987.
9. Kurosaka M.J. Study of Vortex Tubes– AIAA, paper 89-0740.1984.

УДК 622.685: 531.8

Асс. С.Д. Приходченко

(Национальный горный университет)

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ШЛАМОВОГО НАСОСА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

У статті описано створення математичної моделі шламового насосу і дослідження її динамічних характеристик. Наведено порівняння із даними експерименту.

CREATING OF SLURRY PUMP MATHEMATICAL MODEL AND RESEARCH OF ITS DYNAMIC CHARACTERISTICS

Slurry pumps mathematical model creating and model dynamics parameters investigations are described in article. Experimental and modeled data comparison is included.

В настоящее время большое внимание уделяется проблемам повышения производительности оборудования горно-обогатительных предприятий, в свете чего на большинстве ГОКов проводятся комплексные мероприятия по повышению КПД оборудования [1]. Такого рода мероприятия включают в себя автоматизацию технологических процессов и агрегатов. Автоматизация по уже существующим схемам приносит определенный эффект, однако совре-

менные условия требуют увеличения производительности одновременно с уменьшением энергопотребления. Для достижения этой цели необходима разработка новых более совершенных методов автоматизации на основе построения более достоверных моделей горного оборудования, за счет применения которых можно достигнуть большего эффекта повышения производительности с одновременным повышением экономии энергии.

В качестве одной из подзадач автоматизации горно-обогачительных предприятий весьма остро на сегодняшний день стоит проблема автоматизации транспортных линий ГОКов, о чем свидетельствуют работы [2,3]. Следовательно, построение модели гидротранспортной сети горно-обогачительного предприятия, учитывающей ранее не рассмотренные аспекты, является актуальной задачей.

Как было показано в работе [4], можно с высоким уровнем достоверности говорить об информативности энергетических сигналов горных машин. В то же время нерассмотренными являются вопросы управления гидротранспортными системами в условиях неустановившегося течения пульпы, динамических изменений ее плотности технологических режимов течения пульпы [5]. Исходя из этих предпосылок, разработка модели, построенной на принципах анализа энергетических сигналов насосов, учитывающей вопросы неравномерности и неустановившегося течения пульпы, крайне важна для данных исследований.

Для решения подобной задачи необходимо совместить и развить известные методы моделирования течения потоков пульпы и работы горных машин, в частности - насосов. Для решения задачи определения амплитудно-частотных характеристик горной машин в целом, и шламовых насосов, как частного их случая, целесообразно применить метод моделирования, описанный в [6].

В рассматриваемой проблеме примем несколько допущений относительно модели агрегата, а именно: все элементы этой машины разделим на сосредоточенные массы и безинертные упругие соединения. Кроме того, предположим, что все соединения в создаваемой математической модели механизма имеют одну степень свободы по аналогии с известными моделями [6].

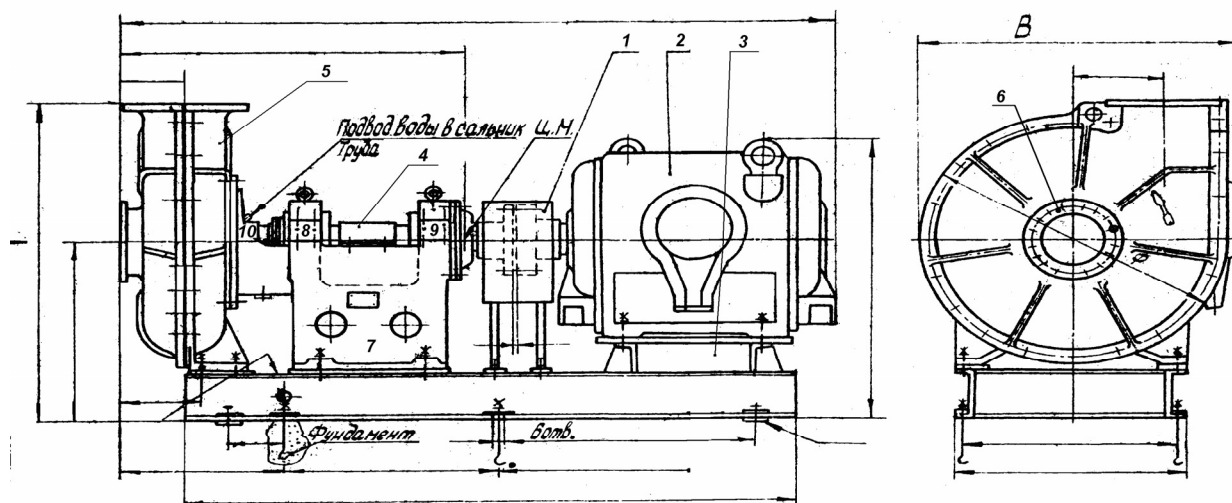
В этом случае динамическую математическую модель механической системы можно назвать эквивалентной схемой. Структурно она состоит из идеализированных элементов, таких как:

- сосредоточенных масс;
- безинертных упругих соединений.

Значение параметров этих элементов и схема их соединений однозначно определяет динамические свойства модели.

Для составления эквивалентной схемы механической системы необходимо знать размеры и массы всех ее элементов. Все данные такого рода содержатся в документации на конкретный агрегат или систему, предоставляемый заводом-производителем. Так, на рис. 1 представлен чертеж шламового насоса 8-ГРк5, применяемый в условиях Полтавского ГОКа в системе флотации.

Исследовав документацию шламового насоса 5-ГРк8, чертеж которого представлен на рис. 1, составим схему взаимодействия движущихся частей данного агрегата вышеназванным методом, которая изображена на рис. 2.



(1 – муфта; 2 – двигатель; 3 – опора двигателя; 4- вал; 5 – корпус насоса; 6- рабочее колесо насоса; 7 – опора вала; 8, 9 – подшипники вала; 10 - сальник)

Рис. 1 – Установочный чертеж шламового насоса 5-ГРк8

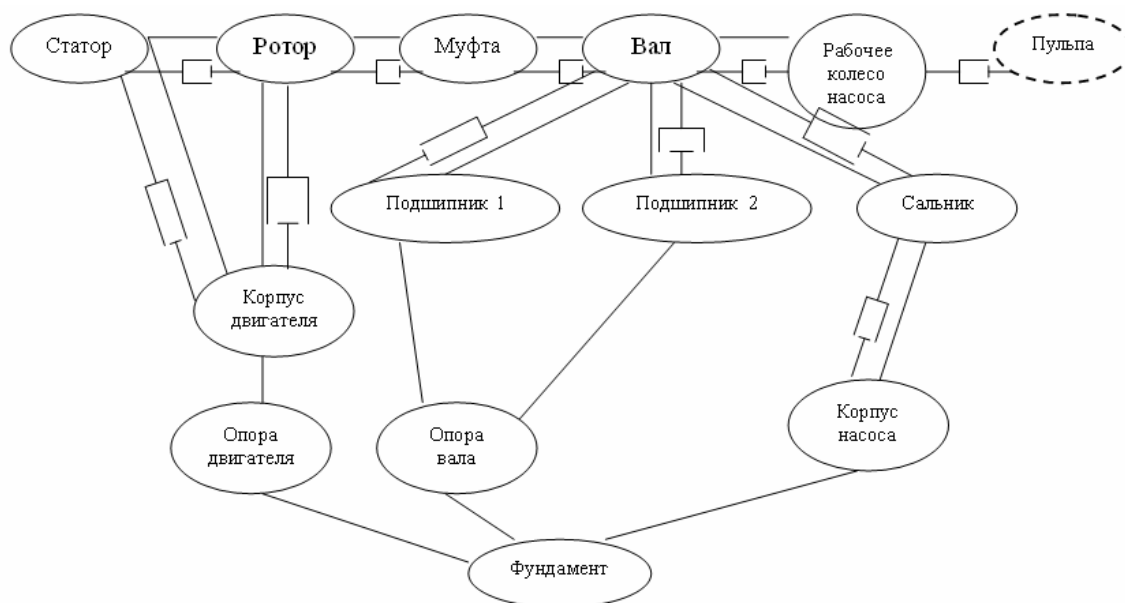


Рис. 2 – Схема динамической модели насоса 5-ГРк8

Упростив схему, изображенную на рис. 2, используя суммирование масс, получим схему модели шламового насоса 5-ГРк8, приведенную ниже на рис. 3.

Приняв модель, изображенную на рис. 3, в качестве базовой, исследуем ее динамические характеристики. Как показано в работе [6], параметры динамической модели приводного двигателя можно определить по паспортным данным горного агрегата; механические детали механизма в схеме принимаются

как однородные конструктивные цилиндрические элементы соосные с осями вращения. Если деталь имеет сложную конфигурацию, то ее необходимо разделить на такие части, в пределах которых эту деталь можно рассматривать как однородный цилиндрический элемент. При этом моменты инерции вращающихся участков рассматриваются как алгебраические суммы [6]. Основной расчетной формулой для определенных моментов инерции является следующее выражение:

$$J_k = \sum_{i=1}^N J_i = \sum_{i=1}^N \left(\frac{n_i}{n_\sigma} \right)^2 J_i^0 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{n_i}{n_\sigma} \right)^2 \frac{\pi \rho}{32g} \sum_{j=1}^{m_i} D_j^4 l_j, \quad (1)$$

где J_k – приведенный момент инерции k -го участка; N – число ступеней скорости на k -м участке; n_i – частота вращения i -й ступени; n_σ – частота вращения базового вала (вала двигателя); m_i – число элементов участка, вращающегося с одинаковой скоростью; J_i^0 – момент инерции i -й группы m_i элементов относительно собственной оси вращения; J_i – момент инерции той же i -й группы; D_j и l_j – соответственно диаметр и длина j -го элемента; g – ускорение свободного падения; ρ – плотность материала.

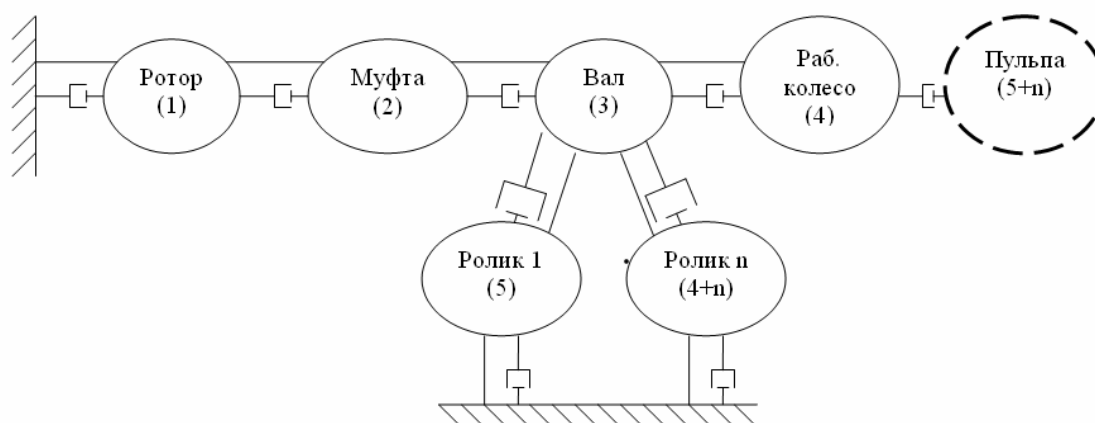


Рис. 3 – Упрощенная схема динамической модели насоса 5-ГРк8
(n – общее количество роликов в подшипниках вала)

Для вычисления приведенной податливости участка валопровода между сосредоточенными массами необходимо вычислить алгебраическую сумму податливости элементов, т.е. расположенные последовательно детали механизма, передающие крутящий момент от одной массы к другой. Податливость соединений вычисляется по формуле

$$e_k = \sum_{i=1}^N e_i = \sum_{i=1}^N \left(\frac{n_\sigma}{n_i} \right) \cdot e_i^0 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{n_\sigma}{n_i} \right)^2 \frac{32}{\pi G} \sum_{j=1}^{m_i} \frac{l_j}{D_j^4 - d_j^4}, \quad (2)$$

где e_k – приведенная податливость k -го участка; e_i^0 – податливость группы, со-

стоящей из m_i элементов; e_i – податливость той же группы, приведенная к базовому валу; D_j и d_j – соответственно наружный и внутренний диаметры j -го элемента; G – модуль упругости при сдвиге.

В таблице 1 приведены параметры динамической модели шламового насоса 5-ГРк8, изображенной на рис. 3, которые были рассчитаны по формулам (1) и (2). Исходные данные технического паспорта по насосу ранее приведены в работе [7].

Таблица 1 - Параметры динамической модели шламового насоса

Номер массы Номер на рисунке массы согласно обозначению на рисунке	Коэффициент инерции коэффициент инерции	Податливость E	Жесткость жесткость	Примечание (обозначение детали) примечание
1	0.688	1	980	Ротор
2	1.455	3.586	0.5	Муфта
3	0.126	2.367	52	Вал
4	28.531	9.467	0.24	Рабочее колесо
5 – 24	1.644	2.879	0.1	Ролики подшипников
25	23.34	0.023	0.021	Пульпа

При использовании всех вышеописанных данных математическая модель системы гидротранспорта будет выглядеть как

$$B5(S) := \frac{1}{H5(S) + \frac{1}{E54(S) + \frac{1}{H4(S) + \frac{1}{E43(S) + \frac{1}{H3(S) + \frac{1}{E32(S) + \frac{1}{H2(S) + \frac{1}{E21(S) + \frac{1}{H1(S)}}}}}}}}}}}} \quad (3)$$

$$B54(S) := \frac{1}{E54(S) + \frac{1}{H4(S) + \frac{1}{E43(S) + \frac{1}{H3(S) + \frac{1}{E32(S) + \frac{1}{H2(S) + \frac{1}{E21(S) + \frac{1}{H1(S)}}}}}}}} \quad (4)$$

где (3) – уравнение колебаний последней массы (роликов подшипников), а (4) – уравнение колебаний упругого безинертного соединения между роликами

подшипника и валом насоса.

Аналогично вычисляется модель колебаний для предыдущих звеньев цепи. Для первого звена колебательной системы модель будет выглядеть

$$B_{21}(S) := \frac{1}{E_{21}(S) + \frac{1}{H_1(S)}} \tag{5}$$

$$B_1(S) := \frac{1}{H_1(S)} \tag{6}$$

где (6) – уравнение колебаний первого звена – приводного двигателя, а (5) – упругого соединения двигатель – муфта.

А модель всей системы будет выражены как система уравнений

$$\left. \begin{aligned} P_0(S) &:= B_1(S) \cdot B_{10}(S) \\ P_1(S) &:= B_1(S) \\ P_2(S) &:= B_1(S) \cdot B_{21}(S) \cdot B_2(S) \\ P_3(S) &:= B_1(S) \cdot B_{21}(S) \cdot B_2(S) \cdot B_{32}(S) \cdot B_3(S) \\ P_4(S) &:= B_1(S) \cdot B_{21}(S) \cdot B_2(S) \cdot B_{32}(S) \cdot B_3(S) \cdot B_{43}(S) \cdot B_4(S) \\ P_5(S) &:= B_{10}(S) \cdot B_1(S) \cdot B_{21}(S) \cdot B_2(S) \cdot B_{32}(S) \cdot B_3(S) \cdot B_{43}(S) \cdot B_4(S) \cdot B_{54}(S) \cdot B_5(S) \end{aligned} \right\} \tag{7}$$

где P – передаточные функции, B – входные функции, рассчитанные по методике [6].

При расчете математической модели, учитывающей заданные параметры, в итоге получена амплитудно-частотная характеристика вибрационной активности системы гидротранспорта, представленная на рис. 4.

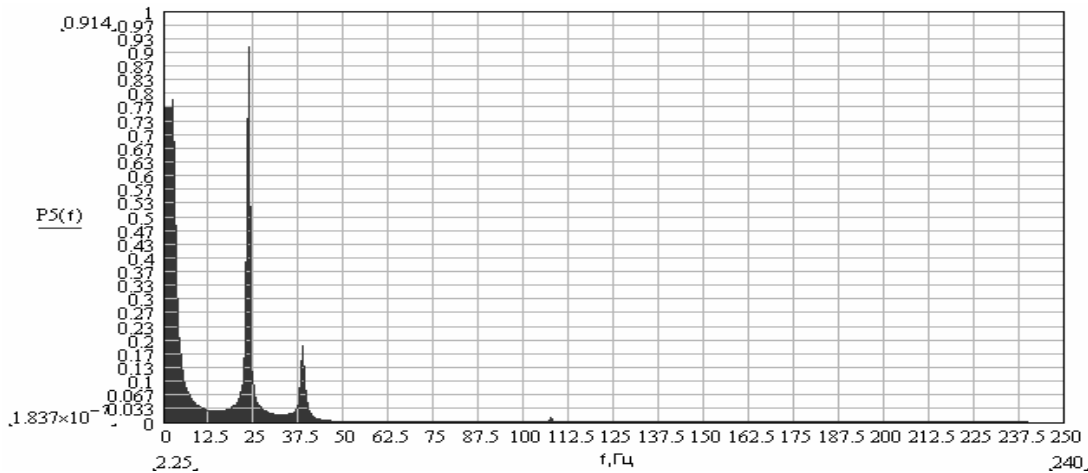


Рис. 4 – Амплитудно-частотная характеристика вибрационной активности системы гидротранспорта

На рисунке 4 по оси X показаны частоты в Гц, а по оси Y – относительный вес данных частот в общем распределении. Так, на приведенном рис. 4, согласно расчетам, выделяются 3 основных пика – 0-5 Гц, 25 Гц, 37-41 Гц и заметен пик, равный 108 Гц. Все эти частоты легко объяснимы и предсказуемы: 25 Гц – частота вращения двигателя и основных деталей; 108 Гц – частота вращения роликов подшипников вала; 38 Гц – частота вибрации муфты и 0-5 Гц – частоты, получаемые от взаимодействия рабочего колеса насоса с пульпой.

При введении в модель данных, имитирующих износ роликов подшипников, амплитудно-частотная характеристика вибраций модели изменяется, а именно: частота, вращения роликов повышается, что согласуется со всеми экспериментальными данными.

Выводы: результатами, проведенного в условиях Полтавского ГОКа эксперимента, большинство из вышеописанных частот были экспериментально подтверждены [8], что дает возможность говорить о достоверности разработанной математической модели и соответствии ее реальным данным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Макаров Н.В., Копачев В.Ф. Регулирование центробежных вентиляторов энергетическим направляющим аппаратом. // Горное оборудование и электромеханика М., 2007 - № 5. - С. 43-46.
2. Глухова Н.В. Интеллектуальные модели системы поддержки принятия решений при автоматизированном управлении процессом гидротранспортирования. Дисс. на соиск. уч. степени к.т.н. – Днепропетровск, 2002. – 156 с.
3. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий. // Баранов Ю.Д., Блюсс Б.А., Семененко В.Д. и др. – Днепропетровск: «Новая идеология», 2006. – 416 с.
4. Приходченко С.Д. Зависимость спектра потребляемой мощности электродвигателя от физических параметров механизма. // Геотехническая механика. Межвед. сб. науч. работ. Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины. – Днепропетровск, 2006. – Вып. 64. – С. 123-129.
5. Приходченко С.Д. Анализ современных моделей гидротранспортных систем // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ, НГУ, 2007 – Вип 78. – С. 56-62
6. Динамика проходческих комбайнов. Бреннер В.А. и др., М.: Машиностроение, 1977. - 224 с.
7. Центробежные грунтовые и фекальные насосы. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1971. - 67 с.
8. Приходченко С.Д. Анализ результатов промышленных испытаний двигателей шламовых насосов. // Геотехническая механика. Межвед. сб. науч. работ. Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины. – Днепропетровск, 2007. – Вып. 69. – С. 84-90.