

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ  
СПЕКТРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕБАНИЙ ПОДЪЕМНЫХ  
СОСУДОВ ШАХТНЫХ МНОГОКАНАТНЫХ УСТАНОВОК  
В РЕЖИМЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ**

У роботі приведені результати експериментальних і теоретичних досліджень спектральних характеристик власних коливань системи "головні канати - судини - канати, що врівноважують" багатоканатних піднімальних установок у процесі запобіжного гальмування. Аналізується вплив скривлення каната у виді петлі в зумпфі шахтного стовбура на динаміку підйому та спуску канатів, що врівноважують. Приведено результати порівняння даних розрахунків з даними апаратурних вимірів коливань судин діючої піднімальної установки.

**EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL INVESTIGATIONS OF SPECTRAL  
REFLECTANCE OF OSCILLATIONS OF VESSELS OF MULTICABLE  
WINDING PLANTS IN REGIME OF SAFETY INHIBITION**

The results experimental and analytical investigations of system's «head ropes - vessels - balancing ropes» spectral reflectance of natural oscillations of multiropes winding plants during safety inhibition are adduced in the work. The influence of a cable rope's bending as a closed loops in a sump of a mine fulcrum on dynamics of raising and lowering branches of balancing ropes is analyzed. The results of the calculation data's with the data's of hardware measurements of oscillations of vessels of the operational winding plant matching are adduced.

Расчет собственных частот вертикальных колебаний сосудов и проведение спектрального анализа колебаний полной системы подъемной установки является одним из самых важных этапов решения различных задач динамики шахтного подъема. Наиболее сильно собственные колебания поднимающейся и опускающейся ветвей установки проявляются в режиме аварийного торможения. В задачах динамики шахтного подъема вопрос об учете распределенных масс и жесткостей поднимающейся и опускающейся ветвей уравнивающего каната до сих пор является не достаточно изученным, а среди исследователей в этом отношении используются различные трактовки этого физического фактора.

После стопорения подъемной машины каждая ветвь многоканатной установки совершает вертикальные колебания не независимо одна от другой и в этом движении наиболее сильно проявляются динамические свойства системы «*головной канат поднимающейся ветви - поднимающийся сосуд – вертикальный отрезок уравнивающего каната поднимающейся ветви – петля - вертикальный отрезок уравнивающего каната опускающейся ветви - опускающийся сосуд - головной канат опускающейся ветви*». Взаимовлияние ветвей осуществляется только через петлю уравнивающего каната из-за наличия у нее определенной продольной жесткости, величина которой, вообще говоря, на этом коротком отрезке свободно изогнутого и натянутого только собственным весом, для волновых процессов (распространения бегущих и формирования стоячих волн) может быть отличной от значения для вертикальных отрезков на-

тянутых рабочих ветвей установки. Можно предполагать, что в этом режиме наиболее ярко проявляются динамические свойства влияния участка петли на динамику обеих ветвей, которые, к тому же, легче всего зарегистрировать в шахтном эксперименте.

В данной статье приведены данные теоретического и экспериментального исследований спектральных свойств механических подъемной системы в рамках модели «разрезанного в нижней точке петли» уравнивающего каната при условии равенства нулю динамических усилий в его нижних концах рис. 1. Полученные результаты являются исходными предпосылками для дальнейших исследований спектральных характеристик всей дискретно-континуальной системы подъемной установки с учетом контурного движения канатов, условий их неразрывности на канатоведущем шкиве и в зоне петли.

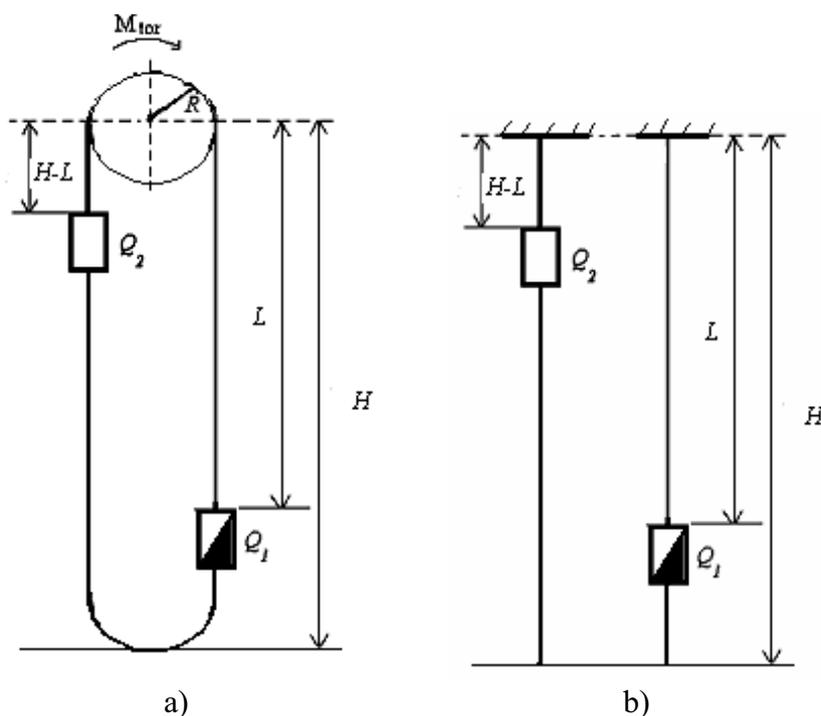


Рис. 1. Схематизации шахтной подъемной установки при заторможенной машине в связи с учетом распределенных масс уравнивающих канатов

Для каждой из ветвей одноканатной канатов подъемной установки без уравнивающих канатов частотное уравнение имеет общеизвестный вид [1]:

$$\frac{\lambda}{c} \cdot L \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\lambda}{c} \cdot L\right) = \frac{q \cdot L}{Q}, \quad (1)$$

В многоканатной подъемной установке (рис. 1а) под сосудами подвешивается дополнительно уравнивающий канат, имеющий перегиб в нижней части ствола в виде петли, через которую его сечения переходят из одной ветви в другую при движении сосудов. В связи с этим возникает вопрос о выборе корректной математической модели «сшивки» динамических параметров каната в ок-

рестности петли при рассмотрении его вертикальных колебаний на всей стадии процесса торможения, и критериях адекватности модели реальному объекту.

После стопорения машины исчезает взаимное влияние поднимающейся и опускающейся ветвей установки через шкив и в канатах устанавливаются чисто собственные затухающие колебания, «впитавшие» в себя все влияние распределенной массы и упругости уравнивающих канатов на вертикальных отрезках и в петле. Вопрос о том, влияет ли на колебания сосуда только часть уравнивающего каната, расположенная в его одной вертикальной ветви (модель «разрезанного каната»), или же на амплитудо-частотную характеристику существует еще влияние другой части уравнивающего каната во второй вертикальной ветви, (модели фиктивного шкива с одной степенью свободы, криволинейного стержня с конечной изгибной жесткостью и т.п.) требует своего более детального исследования.

В работе [2] в рамках модели, рассматривающей головной и уравнивающий канаты как континуальные объекты с равномерно распределенными по их длине погонной массой и продольной жесткостью, содержащих дискретное включение в виде подъемного сосуда, представлено решение задачи об исследовании одного из типов параметрических резонансов, реализующихся при работе многоканатной подъемной установки. При исследовании собственных частот колебаний ветвей в петле уравнивающий канат считался «разрезанным». В рамках данной модели это означает равенство нулю динамических усилий в зоне петли в обеих ветвях уравнивающих канатов и отсутствие влияния распределенной массы канатов одной ветви подъемной установки через участок петли на частоты и амплитуды колебаний канатов противоположной ветви. В частности, было получено трансцендентное частотное уравнение колебаний системы «головной канат – груз – уравнивающий канат» для каждой ветви в следующей форме:

$$\cos\left(\frac{\lambda}{c} \cdot H\right) - \frac{\lambda}{c} \cdot \frac{Q}{q} \cdot \sin\left(\frac{\lambda}{c} \cdot L\right) \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{c} \cdot (H - L)\right) = 0, \quad (3)$$

где  $H$  – высота подъема, м (полная длина головного и уравнивающего канатов);  $L$  – длина головного каната поднимающегося сосуда в момент торможения, м;  $\alpha$  – круговая частота вертикальных колебаний сосуда на канате, рад/с;  $c$  – скорость распространения продольной волны в канате, м/с,

$$c = \sqrt{\frac{EF}{q}} \quad (2)$$

$Q$  – конечная масса сосуда, кг,  $EF$  – жесткость канатов на растяжение, Н;  $q$  – масса одного метра обобщенного головного и уравнивающего каната, кг/м.

Если в уравнении (2) положить  $L=H$ , что соответствует положению сосуда в крайней нижней точке ствола, где длина уравнивающего каната в ветви

равна нулю, то после умножения правой и левой частей (2) на  $L$ , мы в точности приходим к уравнению (1). Если положить  $L=0$ , что соответствует крайнему верхнему положению сосуда у шкива, то мы получим классическое частотное уравнение свободно висящего каната.

В работе [3] приведено одно из наиболее подробных описаний специально поставленного автором данной статьи эксперимента по измерению динамических параметров колебаний системы «подъемный канат-сосуд-уравновешивающий канат» в режиме предохранительного торможения. Полнота приведенных в ней данных дает возможность и в настоящее время использовать их для верификации различных математических моделей по динамике ШПУ. Поэтому целесообразно в качестве базы тестирования математических моделей выбрать описанную там четырехканатную уравновешенную подъемную установку ствола № 4 Мечекского рудника (г. Печ, Венгрия), на которой с использованием портативной виброизмерительной и обрабатывающей аппаратуры производства фирмы «Брюль-и-Кьер» (Дания) проводились указанные промышленные эксперименты. Торможение проводилось с интервалом около 100 м на протяжении всей глубины ствола. Параметры подъемной установки приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры подъемной установки ствола №4 Мечекского рудника (г.Печ, Венгрия)

Параметры подъема	Значения
длина головных канатов, м	1180
длина уравновешивающих канатов, м	1160
число головных канатов	4
число уравновешивающих канатов	2
вес клетки с подвесными устройствами, Н	103500
вес вагонетки с грузом, Н	18300
вес уравновешивающего груза, Н	187000
вес одного метра головного каната, Н/м	44.7
вес одного метра уравновешивающего каната, Н/м	87
эквивалентная жесткость обобщенного каната на растяжение (EF), Н	$2.95 \cdot 10^8$ Н
диаметр канатопроводящего шкива, м	3.75

В состав измерительной аппаратуры входили: портативный четырехканальный магнитограф типа 7003, комплект из 4-х усилителей-интеграторов типа 2636, комплект из 4-х пьезоэлектрических акселерометров типа 4370. Датчики крепились на канатах в точках, расположенных на 2,5 м выше коушей, регистрирующие блоки располагались на смотровой площадке клетки. Измерения проводились при вариации полной массы клетки путем установки в нее необходимого числа вагонеток, заполненных рудой.

При экспериментах одноосно-ориентированные датчики-акселерометры закреплялись на головных канатах с ориентацией их измерительных осей в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Их показания, после двукратного аппаратного интегрирования в режиме реального времени, регистрировались на

портативный многоканальный магнитограф в виде амплитуд вертикальных и горизонтальных колебаний системы «канаты-клеть» синхронно с вербальными аудио-отметками на магнитной ленте о координатах точек торможения и режимах движения клетки, считываемых машинистом подъемной машины с датчиков на пульте управления и передаваемых в клеть по каналу высокочастотной радиосвязи.

В лаборатории данные с магнитографа передавались по кабелю в специальный обрабатывающий комплекс аппаратуры. В состав комплекса входил блок выделения сигнала, многоканальный спектроанализатор, монитор, самописцы. В результате программно-аппаратной обработки в заданные моменты времени торможения строились спектры колебаний сосуда, которые выводились на монитор и самописцы (рис. 2, 3).



Рис. 2 – Аппаратурный комплекс фирмы «Брюль-Кьер» для обработки данных, записанных на магнитограф, при работе в режиме спектрального анализа вертикальных колебаний клетки

На рис. 4 приведены данные аппаратного спектрального анализа колебаний сосуда при торможении через 0.1 сек срабатывания тормоза, через 5 сек и через 9,5 сек. На них видно, что в начале торможения значительный вклад имеют первые четыре гармоники колебаний. Видно, что первая гармоника за 9.5

сек снизила свою амплитуду на 17% (т.е. на 1.8% в секунду). За это время вклад высших гармоник в общую картину колебаний сосуда практически полностью прекратился. Это говорит о том, что в практических расчетах достаточно ограничиться учетом первых пяти гармоник для определения амплитуд и колебаний и усилий в канатах.

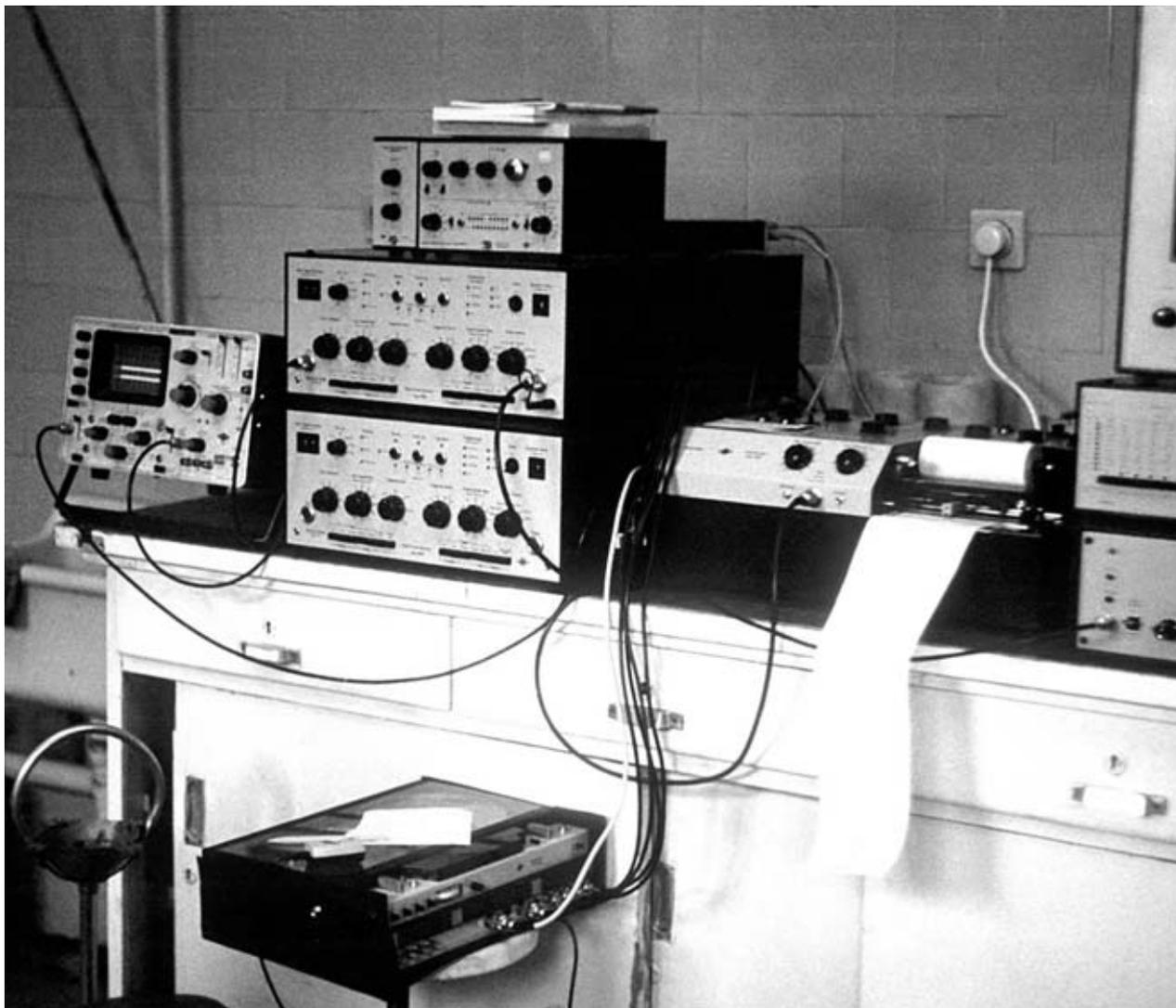


Рис. 3 – Аппаратурный комплекс и портативный многоканальный магнитограф (в нижней части фото), при работе в режиме спектрального анализа вертикальных колебаний клетки

На графиках рис. 5 приведены зависимости первых частот вертикальных колебаний клетки от ее положения в стволе с указанными ниже параметрами для различной загрузки, рассчитанные по модели (2), с нанесенными на них точками маркеров данными эксперимента, описанного в работе [3]. Из графика видно, что по мере подъема клетки от отметки -1200 м до отметки -100 м первая частота вертикальных колебаний возрастает от значений 0,47...0,54 Гц (в зависимости от загрузки клетки) до значения 0,80 Гц (по эксперименту и 0.84 по расчету), то есть приблизительно в 1,5...1.7 раза.

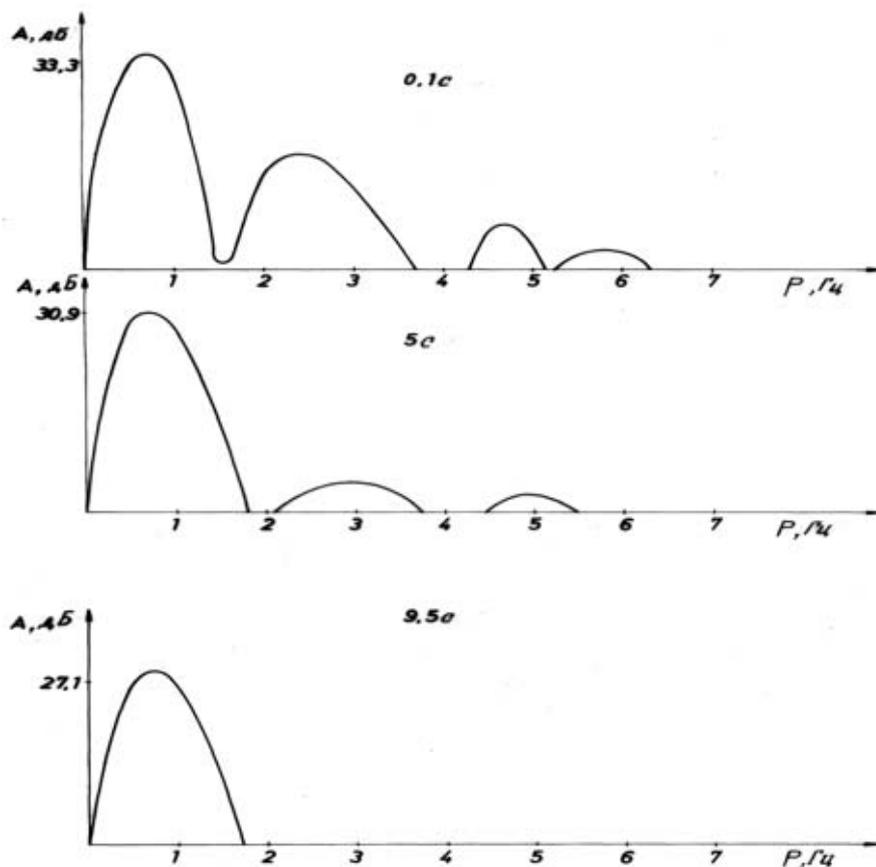


Рис. 4 – Спектр вертикальных колебаний сосуда в режиме торможения после стопорения подъемной машины

Следует иметь в виду, что достаточно точное значение эквивалентной жесткости канатов, принимаемое для динамических расчетов при моделировании, в том числе и по модели «обобщенного каната» (включающего в себя 4 головных и 2 уравнивающих свитых из проволок, трущихся при колебаниях друг о друга), определить априори (по имеющимся на шахте документам) практически не возможно. Поэтому, при верификации моделей эквивалентная жесткость канатов определялась путем специального комплекса натуральных экспериментов и численных расчетов при нижнем положении сосуда в стволе.

В нижнем положении сосуда вес уравнивающего каната со стороны тестируемой клетки, по сравнению с весом ее головного каната практически равен нулю. Для этой конфигурации системы значение первой частоты, полученное из расчета по известной, протестированной эталонной модели должно быть равно значению этой же частоты, полученному в ходе натурального эксперимента для клетки (выбран случай загрузки клетки минимальным грузом - 2 полные вагонетки). Для других положений клетки по мере ее подъема по стволу и с другим количеством груженых вагонеток все расчеты частот проводятся с найденным по этому принципу значением эквивалентной динамической жесткости каната, указанному в табл. 1.

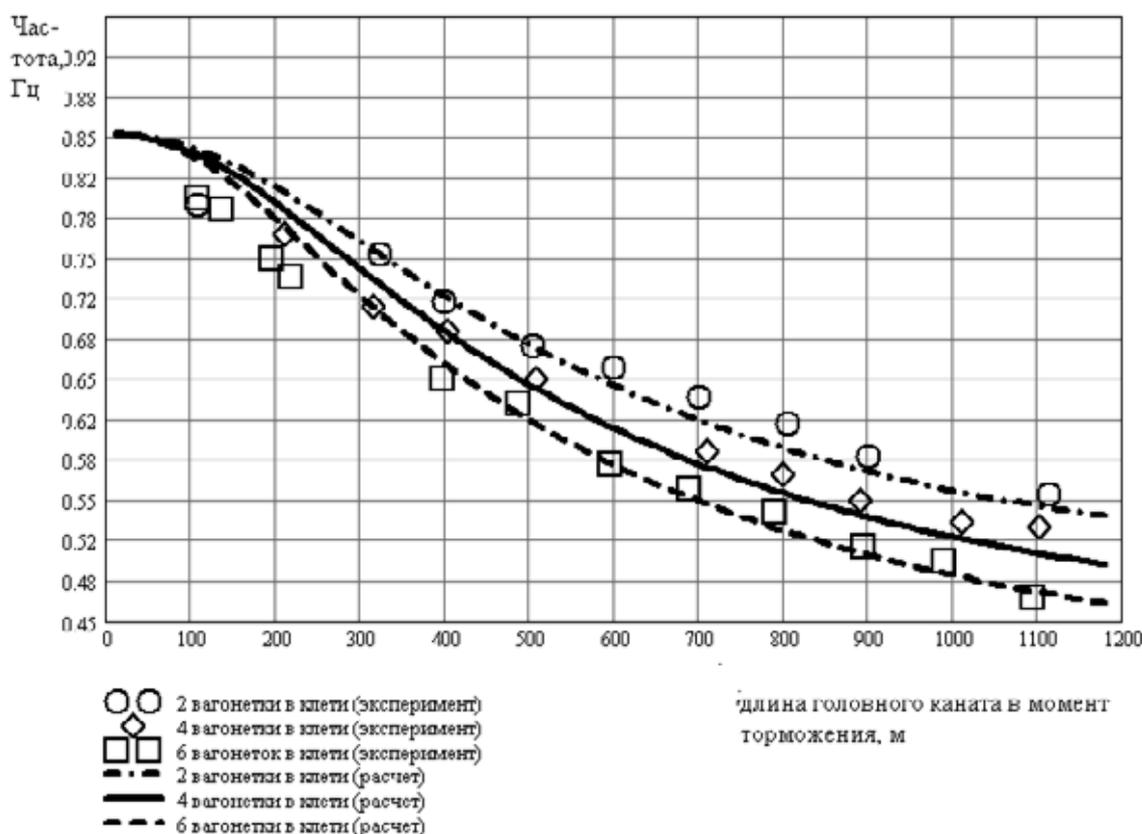


Рис. 5 – Первые частоты колебаний клетки по формуле (2) и данным эксперимента

При выбранном для тестирования нижнем положении клетки схема поднимающейся ветви уравновешенной установки по своим динамическим характеристикам практически полностью совпадает со схемой системы "головной канат-груз" одноканатной установки, для которой соответствующие модели расчета частот вертикальных колебаний уже давно и достаточно хорошо протестированы (1).

При анализе данных расчетов и измерений, приведенных на рис. 5, необходимо также учитывать, что реальная жесткость уравновешивающих канатов и их погонная масса несколько отличаются от соответствующих параметров головных, поэтому, по мере подъема сосуда эти отличия также будут вносить тем большие расхождения между данными расчета и экспериментов, чем выше поднимается сосуд по стволу (в данном случае около 4-5%). Однако, не смотря на это, общий характер зависимости первой частоты вертикальных колебаний сосуда от его положения в стволе останется неизменным - первая частота вертикальных колебаний сосуда после стопорения подъемной машины в режиме аварийного торможения возрастает по мере его подъема по стволу. Это необходимо учитывать при синтезе закона управления, реализуемого системами АРПТ, при их разработке, а также при диагностике динамического состояния системы «канат-сосуд-армировка» уравновешенных установок на стадии эксплуатации.

Как следует из анализа характера изменения соотношения масс головных и

уравновешивающих канатов по мере подъема сосуда (его приближении к шкиву трения), каждая из частот колебаний должна стремиться к своему верхнему значению, которое определяется только параметрами свободно висящего уравновешивающего каната. А по мере движения вниз – к нижнему значению, определяемому только физическими параметрами головного каната и массой сосуда. Это подтверждается данными эксперимента и расчетов по приведенным выше формулам.

Аналогичный по виду рис. 5 график зависимости первой частоты колебаний сосуда от его положения в стволе, полученный путем осциллографирования динамических усилий в головных канатах в точке подвеса сосуда на шахте «Горловская-Глубокая» и аналитических расчетов в рамках указанной выше схематизации петли, приведен так же в работе [4]. Это говорит о достаточной достоверности полученных различными способами данных и о том, что данный подход в целом может быть так же применен и для исследования общих спектральных характеристик полной механической системы многоканатной установки с учетом взаимовлияния ветвей через канатоведущий шкив при его движении.

Графики на рис. 6 показывают, что количество локальных максимумов на графике каждой из высших частот при полном проходе сосуда по стволу совпадает с номером частоты. Максимальные значения частот в точках локальных максимумов (минимумов) отдельно по каждой из частот для разных точек ствола практически одинаковы (для 2-й, 3-й и 4-й). То есть высшие собственные частоты системы по мере движения сосуда по стволу не выходят за одни и те же (для каждой частоты свои) пределы.

Таким образом, проведенный анализ показывает, что после остановки подъемной машины, когда колебания обеих ветвей канатов перестают взаимодействовать между собой через шкив подъемной машины, а уравновешивающий канат перестает совершать контурное движение по дуге петли, спектр колебаний подъемного сосуда многоканатной установки в зависимости от положения в стволе точки торможения с достаточной для практики точностью описывается частотным уравнением (2), основанным на модели «разрезанной петли со свободными концами» при равенстве нулю динамических усилий в «свободных сечениях».

На стадии, когда канат еще совершает контурное движение при незаторможенной подъемной машине, для уточнения представлений о поведении петли уравновешивающего каната целесообразно провести специальные комплексные экспериментальные и теоретические исследования для сравнения результатов расчета спектральных характеристик, полученных по различным моделям с экспериментальными данными. В частности, для моделирования поведения участка петли кроме его непрерывности в контурном движении целесообразно учесть так же возможность его свободных вертикальных перемещений как системы с двумя степенями свободы. При этом, для проведения таких экспериментальных измерений необходимо использовать наиболее современную цифро-

вую высокоскоростную регистрирующую аппаратуру и соответствующие динамические датчики, позволяющие оперативно проводить компьютерный спектральный анализ данных измерений.

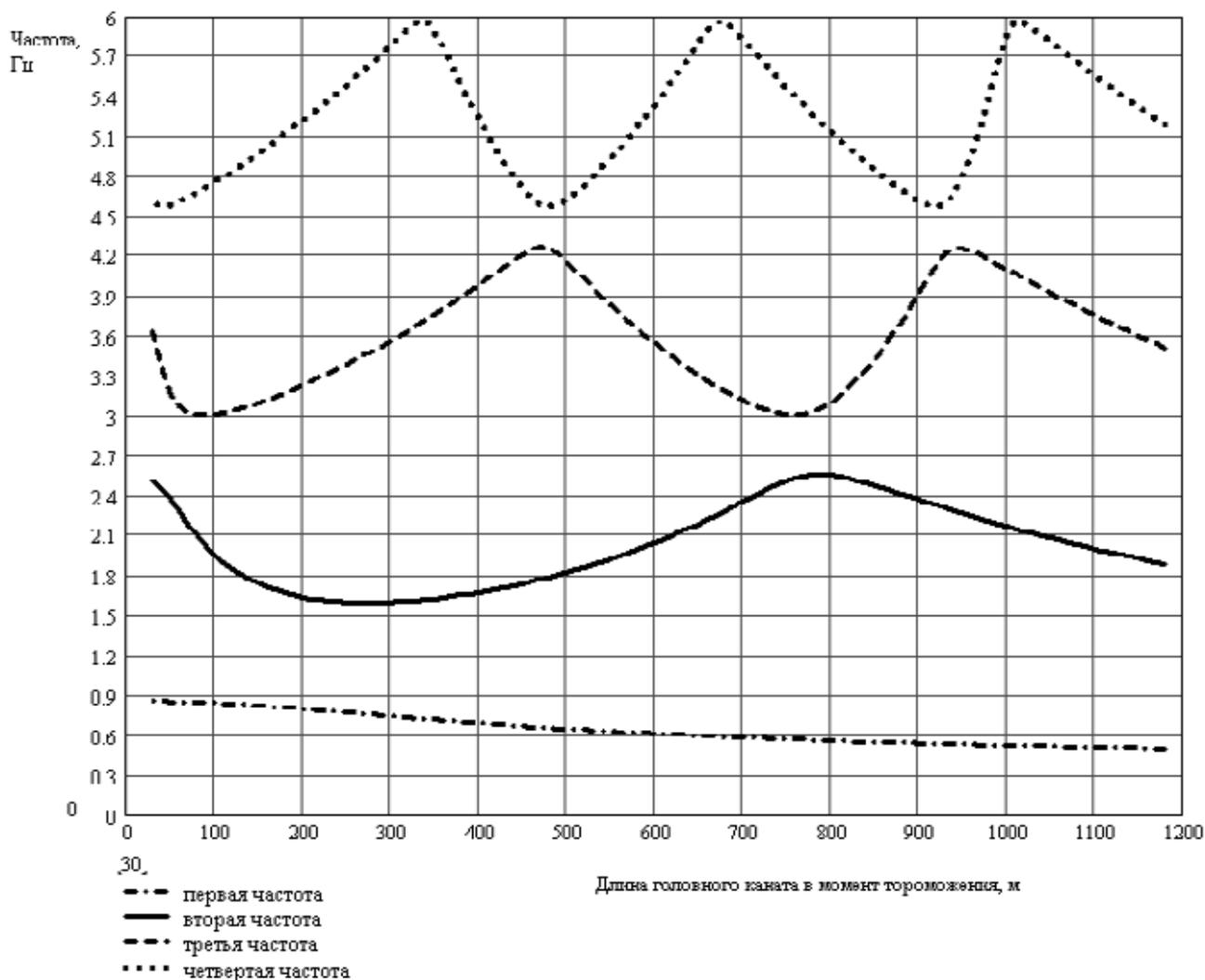


Рис. 6 – Высшие частоты колебаний сосуда многоканатной установки, рассчитанные по модели «разрезанной петли»

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного каната. Углетехиздат. М. 1955. -238С.
2. Ильин С.Р. Параметрический резонанс в уравновешенной подъемной установке с упругими приводными устройствами. //Изв. вузов Горный журнал. №8. 1988. с.71-75.
3. Ильин С.Р. Исследование динамики шахтной многоканатной подъемной установки как упругой разветвленной механической системы. Деп. ВИНТИ. М. №2966-80Деп. Днепропетровск. 1980. – 170С.
4. Погураев В.Н., Червоненко А.Г., Колосов Л.В. Вертикальный транспорт на горных предприятиях. М. НЕДРА. 1975 -351С.