

**ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СОСУДА
С ПРОВОДНИКАМИ ГИБКОЙ АРМИРОВКИ МНОГОКАНАТНОЙ
ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ**

Розглядається проблема взаємодії підйомної посудини з провідниками гнучкого армування в режимі аварійного гальмування. Приведено математичну модель динаміки системи «головний канат – посудина - армування» у режим гальмування і результати комп'ютерного моделювання. Показано, що по глибині ствола існують зони, в яких аварійне гальмування викликає значне збільшення амплітуд горизонтальних коливань посудини і відхилення провідників від вертикалі. Врахування цього явища необхідне при діагностиці діючих підйомів і визначенні припустимих зазорів безпеки в стволах із гнучким армуванням.

**DYNAMIC STABILITY OF VESSEL INTERPLAY
WITH NONRIGID STIFF REINFORCEMENT GUIDES
OF A MULTIROPE WINDING PLANT AT BRAKING**

The problem of cage interplay with nonrigid stiff reinforcement guides in a mode of emergency braking is esteemed. The mathematical model of system dynamics « a head rope - vessel - stiff reinforcement » in a mode of inhibition and outcomes of computer simulation is adduced. The existence of zones in a fulcrum is rotined, the inhibition in which one invokes useful increase of amplitudes of horizontal oscillations of a vessel and deviation of guides from a vertical. The count of this phenomenon is indispensable at diagnostic of the operational rises and definition of permissible backlashes of safety in fulcrums with nonrigid stiff reinforcement.

Опыт эксплуатации шахтных подъемных установок показывает, что в отдельных случаях при аварийном торможении возникают резкие нарастания амплитуд горизонтальных колебаний сосуда и повышенные динамические воздействия на проводники, которые могут иметь негативные последствия для их прочности или безопасности с точки зрения столкновения сосуда с выступающими элементами оборудования шахтного ствола. Это явление требует своего исследования.

Результаты, полученные при математическом моделировании динамики системы «канат-сосуд-гибкая армировка» в работе [1], показали, что причиной нарастания амплитуд горизонтальных колебаний является параметрическое влияние на них вертикальных колебаний сосуда при торможении. В математической модели, разработанной в [1] учтено взаимовлияние вертикальных и горизонтальных (поворотных вокруг центра масс) колебаний сосуда и упругости проводниковых канатов в горизонтальной плоскости. В результате исследования были получены уравнения типа Матье-Хилла относительно углов поворота сосуда вокруг его главных горизонтальных центральных осей инерции (лобовой и боковой).

Особый интерес представляет проведение численных экспериментов на основе разработанной математической модели и установление причин и условий возникновения параметрического резонанса вертикальных и горизонтальных

колебаний сосуда в проводниках гибкой армировки, чему и посвящена данная работа.

Целью данной работы является проведение численных экспериментов и анализа их результатов, полученных на основе разработанной математической модели; определение положения участков неустойчивости горизонтальных колебаний сосудов по глубине ствола, установление зависимости положения центров неустойчивости на этих участках и скорости роста амплитуд горизонтальных колебаний сосуда от коэффициента массивности проводникового каната.

Моделирование поведения системы «головной канат-сосуд-гибкая армировка» в режиме торможения сведено к численному исследованию решений уравнений типа Матье-Хилла относительно углов поворота сосуда вокруг его главных горизонтальных центральных осей инерции (лобовой или боковой).

$$\ddot{\Psi} + [A + B \sin(\lambda_1 t + \alpha)]\Psi = 0, \quad (1)$$

где

$$A = b \frac{[g \pm R\ddot{\varphi}]}{gI} \left(\frac{Q}{2} - ql_0 \right) + \frac{L(Q_H^1 + q_1(\tilde{l} - l_0))}{I};$$

$$B = bEF\tilde{X}'_1(l_0) \frac{e^{-n_1 \frac{t}{2}}}{I} \sqrt{D_1^2 + D_2^2};$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{D_2}{D_1}\right); \quad (2)$$

$$D_1 = C_1 + K_0 / E \left(\frac{n_1}{2} C_1 + C_2 \lambda_1 \right);$$

$$D_2 = C_2 + K_0 / E \left(\frac{n_1}{2} C_2 - C_1 \lambda_1 \right);$$

$$\tilde{X}_1(x) = \begin{cases} (1 + \operatorname{ctg} \frac{\lambda_1}{c} \tilde{l} \operatorname{ctg} \frac{\lambda_1}{c} l_0) \sin \frac{\lambda_1}{c} x; & x \leq l_0; \\ \sin \frac{\lambda_1}{c} x + \operatorname{cth} \frac{\lambda_1}{c} \tilde{l} \cos \frac{\lambda_1}{c} x; & x > l_0; \end{cases} \quad (3)$$

$$n_1 = \lambda_1 \frac{K_0}{E}.$$

где I – момент инерции сосуда относительно горизонтальной вехе инерции в лобной плоскости проводников, кг*м²; Ψ – угол поворота сосуда относительно горизонтальной оси инерции, рад; b – расстояние от центра масс до верхнего пояса сосуда, м; l_0 – координата сосуда по глубине ствола, г; \tilde{l} – высота подъема, м; Q – вес концевого груза, Н; Q_H^1 – вес натяжного груза канатного проводника, Н; g – ускорение свободного падения, м/с²; $R\ddot{\varphi}$ – угловое ускорение (замедление) шкива подъемного сосуда без учета упругих колебаний каната (

знак “+” отвечает подъему груза, “-“ спуску); x – текущая координата точки торможения, g ; t – время, c момента торможения до полной остановки сосуда, c ; $\frac{K_0}{E}$ – обобщенный коэффициент диссипации головных и уравнивающих канатов, c ; L – расстояние между верхним и нижним поясами сосудов; C_1, C_2 – произвольные постоянные, которые определяются начальными условиями, сложившимися к началу торможения; λ_1 – первая частота вертикальных колебаний системы “головной канат – сосуд – уравнивающий канат”, которые находятся численным методом из решения характеристического уравнения

$$\cos\left(\frac{\lambda}{c}\tilde{t}\right) - \frac{Q\lambda}{qc} \sin\left(\frac{\lambda}{c}l_0\right) \cos\left[\frac{\lambda}{c}(\tilde{t} - l_0)\right] = 0, \quad (4)$$

где $c = \sqrt{\frac{EFg}{q}}$ – скорость продольной волны в канате.

При исследовании устойчивости горизонтальных колебаний сосуда достаточно ограничиться учетом первой гармоники в описании вертикальных колебаний сосуда, так как она несет в себе основную энергетическую нагрузку.

Так как моменты инерции сосуда относительно главных центральных осей инерции в лобовой и боковой плоскостях проводников, другие параметры горизонтального сечения скипов, отклонения точек подвески канатов при повороте сосуда практически равны между собой, то в перпендикулярном направлении процесс горизонтальных поворотных колебаний сосуда будет описываться таким же уравнением с аналогично вычисляемыми коэффициентами. Полное пространственное колебание сосуда будет являться линейной суперпозицией этих колебаний. Исследование и анализ одного из них дает полную картину пространственной устойчивости горизонтального движения сосуда при торможении.

На основе разработанной математической модели проводились численные эксперименты, позволяющие определить зависимости между параметрами системы и устойчивостью ее динамических режимов.

Для уравнений типа (1) основным инструментом, отделяющим границы зон устойчивого движения от неустойчивого – зон параметрического резонанса – является диаграмма Айнса-Стретта [2]. Из обозначений (2) видно, что безразмерные коэффициенты уравнения Матье «А» и «В» являются функциями координаты сосуда в стволе при торможении l_0 . Следовательно, для каждой точки ствола l_0 (при прочих равных условиях) на диаграмме Айнса-Стретта существует одна и только одна точка «М» с координатами $M\{A, B\}$, положение которой определяет, каким будет режим горизонтальных колебаний сосуда при торможении – устойчивым или неустойчивым. Так как срабатывание аварийного тормоза может произойти в любой точке ствола, то варьируя в выражениях (2)

значение l_0 по всей глубине ствола мы получим «координатную кривую», которая может проходить (по мере перемещения сосуда по стволу для случая срабатывания тормоза) поочередно через несколько зон устойчивости и неустойчивости (рис. 1). Участки ствола (интервалы изменения l_0), на которых «координатная кривая» будет находиться внутри зон неустойчивости на диаграмме, являются теми участками, торможение в которых при определенных сочетаниях значений динамических параметров системы (в том числе и замедления подъемной машины) вызовет горизонтальную раскачку подъемного сосуда. Интенсивность этой раскачки зависит от глубины расположения «координатной точки M » внутри зона неустойчивости. Это определяет существование так называемого «центра неустойчивости» – точка M_c на рис. 1, рис. 3, рис. 5 - (введено нами), при торможении в котором скорость роста амплитуд горизонтальных колебаний сосуда будет наибольшей.

Ниже приведены некоторые результаты численного моделирования движения сосуда в различных точках ствола с вариацией по параметрам, определяющим натяжение проводниковых канатов на примере многоканатной уравновешенной подъемной установки с канатными проводниками. На рис. 2, рис. 4, рис. 6. приведены графики амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда при торможении в соответствующих «центрах неустойчивости» с указанными ниже параметрами системы.

На основе данных, полученных при численных экспериментах, установлена зависимость скорости роста амплитуд горизонтальных колебаний сосуда от «коэффициента массивности проводникового каната», который согласно [3], определяется выражением:

$$\alpha_{mas} = \frac{Q_{prov}}{Q_i^1}, \quad (5)$$

где Q_{prov} - полный вес канатного проводника, Н; Q_i^1 - вес натяжного груза (рис.7).

Из приведенного графика видно, что в данных пределах изменения «коэффициента массивности» с ростом веса натяжного груза по отношению к весу самого канатного проводника даже при попадании в зону неустойчивости скорость роста амплитуд горизонтальных колебаний имеет тенденцию к уменьшению.

На рис. 1 изображено положение координатной кривой на диаграмме Айнса-Стретта при значении коэффициента массивности проводниковых канатов $\alpha_{mas} = 3.2$. При этом значении α_{mas} в стволе имеется один участок в пересечения координатной кривой с границами первой зоны неустойчивости при значения $B=0.05$, что соответствует отметке по глубине ствола -180 м.

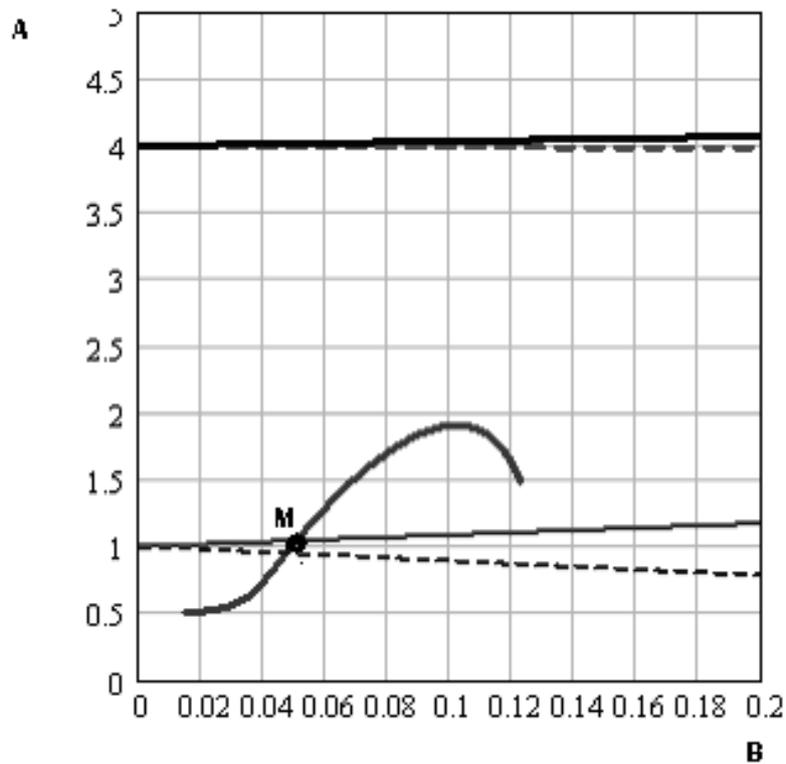


Рис. 1 - Координатная кривая на диаграмме Айнса-Стретта при $\alpha_{mas} = 3.2$

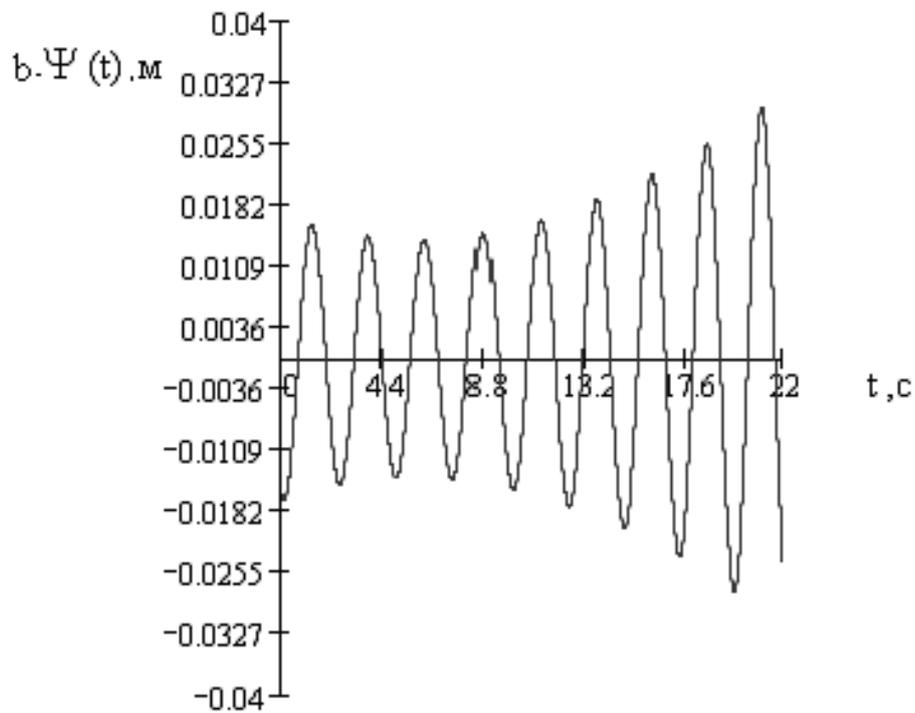


Рис. 2 - График зависимости амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда при торможении от времени

На рис. 2 приведены графики амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда при торможении на этой отметке. Из графиков видно,

что с течением временем происходит нарастание амплитуд горизонтальных колебаний за счет энергии вертикальных в режиме параметрического резонанса. За 1 секунду амплитуды колебаний возрастают на 3,69%.

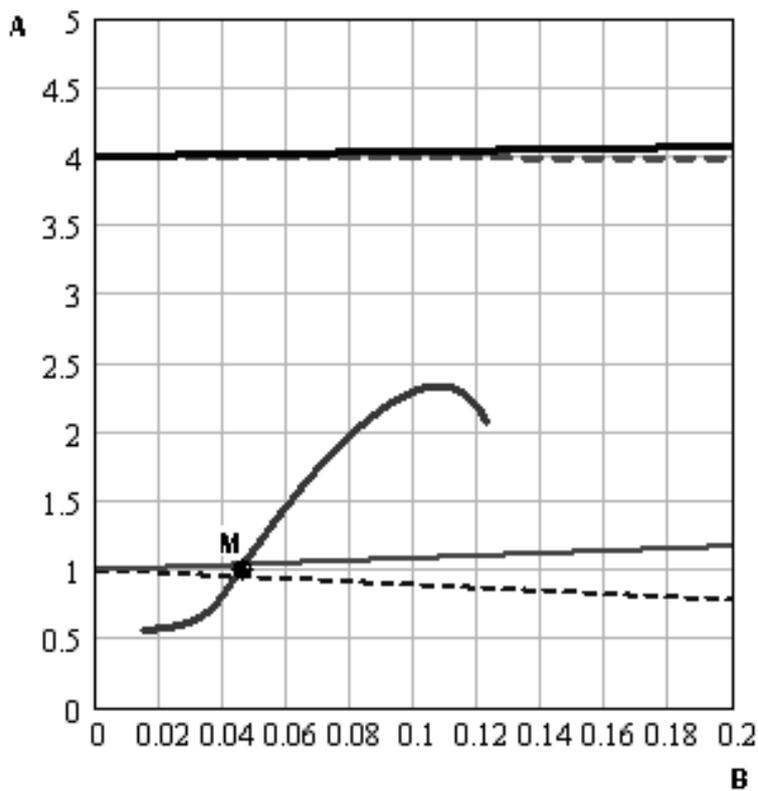


Рис. 3 - Координатная кривая на диаграмме Айнса-Стретта при $\alpha_{mas} = 2$

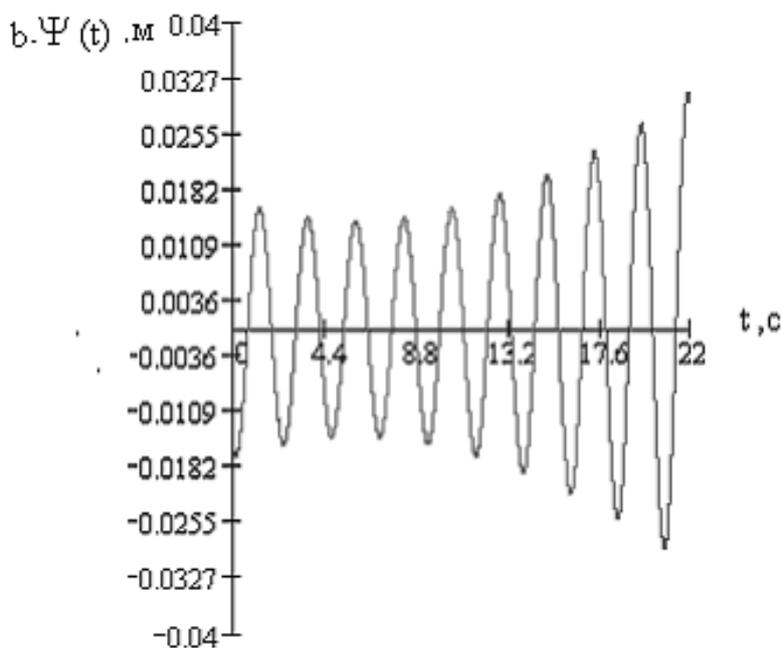


Рис. 4 - График зависимости амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда при торможении от времени

На рис. 3 изображено положение координатной кривой на диаграмме Айнса-Стретта при $\alpha_{mas} = 2$. При этом значении α_{mas} в стволе имеется один участок в пересечения координатной кривой с границами первой зоны неустойчивости при значения $B=0.045$, что соответствует отметке по глубине ствола -152 м.

На рис. 4 приведены графики амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда при торможении на этой отметке. Скорость роста амплитуд характеризуется тем, что в этой точке ствола они возрастают за 1 секунду на 3.69%.

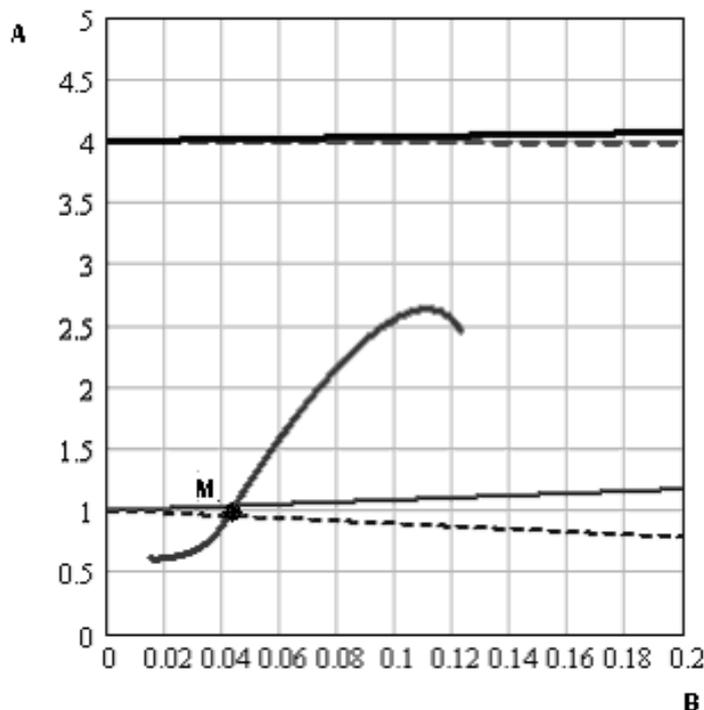


Рис. 5 - Координатная кривая на диаграмме Айнса-Стретта при $\alpha_{mas} = 1.6$

На рис. 5 изображено положение координатной кривой на диаграмме Айнса-Стретта при $\alpha_{mas} = 1.6$. При этом значении α_{mas} в стволе имеется один участок в пересечения координатной кривой с границами первой зоны неустойчивости при значения $B=0.042$, что соответствует отметке по глубине ствола -134 м.

На рис. 6 приведены графики амплитуд горизонтальных колебаний сосуда при торможении на участке ствола с центром неустойчивости в первой зоне на отметке -134 м. В процессе вертикальных колебаний наблюдается нарастание амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда, скорость роста которых характеризуется тем, что за 1 секунду их амплитуда возрастает на 5.1 %.

На рис.8 показана зависимость положения «центра неустойчивости» горизонтальных колебаний при торможении от значения коэффициента массивности проводникового каната α_{mas} . Видно, что с ростом коэффициента зоны неустойчивости смещаются вверх по стволу от участка с отметкой -190м до участка с отметкой -134 м.

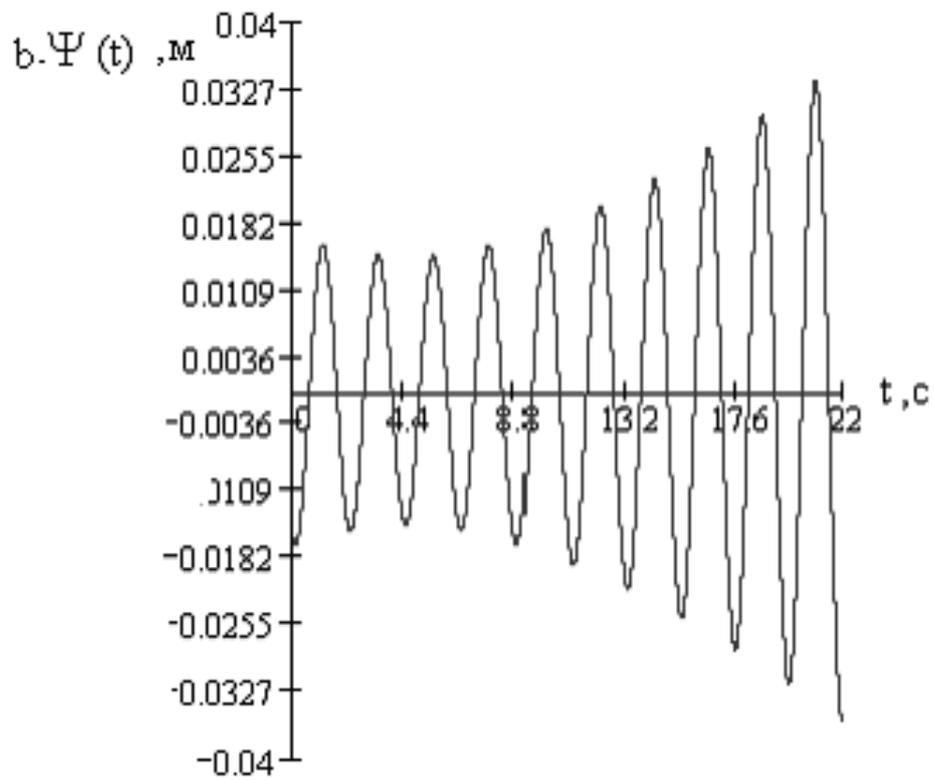


Рис. 6 - График зависимости амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда при торможении от времени

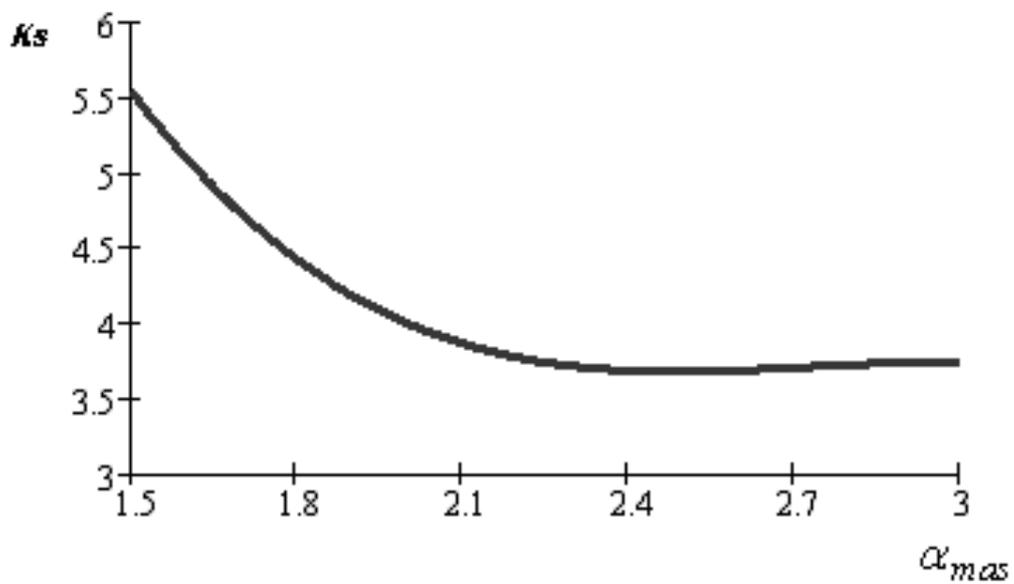


Рис. 7 - График зависимости скорости роста амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда от коэффициента массивности проводникового каната

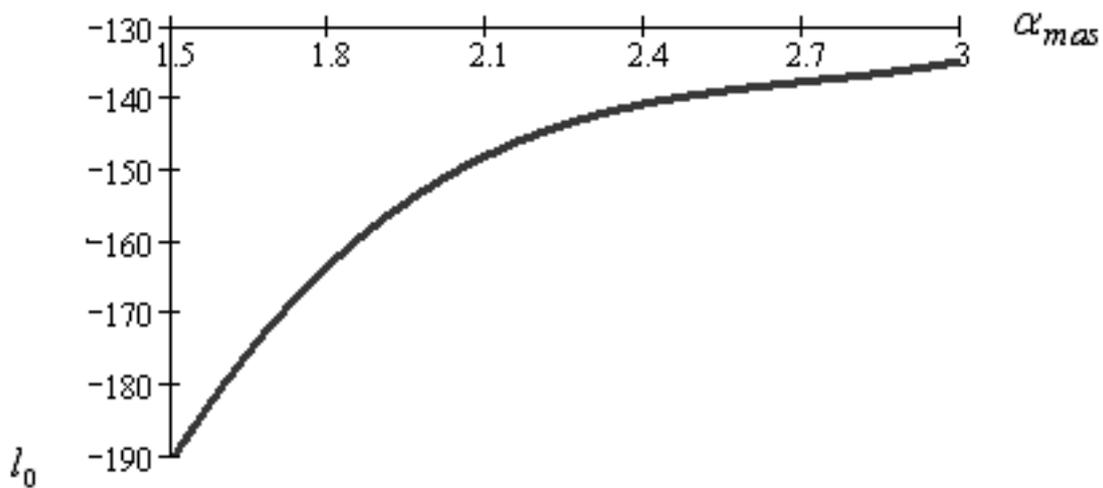


Рис.8 - Зависимость положения «центра неустойчивости» по глубине ствола от «коэффициента массивности» проводниковых канатов

Анализ представленных в данной работе результатов исследований показывает, что взаимодействие сосудов с проводниками гибкой армировки уравновешенных подъемных установок в режиме торможения носит достаточно сложный характер. Изучение этого процесса имеет как практическое значение для проектирования новых систем „сосуд-канатная армировка”, разработки диагностических моделей и анализа состояния эксплуатирующихся стволов, так и теоретический интерес для развития динамики шахтного подъема.

В дальнейшем представляет интерес установление зависимостей возникновения параметрического резонанса горизонтальных и вертикальных колебаний сосуда при различных законах приложения тормозного момента, других параметров системы, а также их сочетаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ільїна І.С.. Вплив аварійного гальмування на стійкість горизонтальних коливань підйомних посудин у провідниках гнучкого армування шахтних стволів // Науковий вісник НГАУ, №2. - Дн-ськ: Вид-во НГУ, 2003. – С. 53-56.
2. Мак-Лахлан Н.В. Теория и приложения функций Матье. Изд. иностранной литературы. Москва, 1953. 435 С.
3. Нормы безопасности на проектирование и эксплуатацию канатных проводников многоканатных подъемных установок. Изд-во: МакНИИ.-Макеевка-Донбасс. – 1982. -94 с.