

УДК 621.774.37:621.774.8

**В.Т. Вышинский, доцент, канд. техн. наук**

Национальная металлургическая академия Украины

Пр. Гагарина, 4, г. Днепропетровск, Украина, 49600

E-mail: nmetaumechanic@yahoo.com

**ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ МАШИН МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Приведена инженерная методика упрощения рядной динамической модели и схема нахождения собственных частот исходной модели для обоснования корректности полученных решений. Даны примеры исследований двух динамических моделей.

**Ключевые слова:** рядная система, стан холодной прокатки труб, динамическая модель, парциальные системы, широкополосный стан, горячекатаный лист.

Традиционно широко распространены в различного рода агрегатах рядные механические системы, кинематическая и силовая связь исполнительных механизмов которых осуществляется одним или несколькими валами. В металлургии типичным представителем такого класса машин являются станы холодной прокатки труб (ХПТ).

На рисунке 1 представлена принципиальная схема станом ХПТ различных типоразмеров, на которых изготавливается практически весь объем холоднокатаных труб диаметрами от 16 мм до 100 мм всех стран СНГ и большинства стран дальнего зарубежья. При реализации процесса трансформации трубной заготовки обрабатываемое установленными в подвижной клетке валами изделие в периоды прохождения клетью крайних положений периодически осуществляет поступательное и вращательное движения, выполняемые патронами подачи и поворота. Синхронизация операций подачи и поворота с положением клетки реализуется распределительно-подающим механизмом.

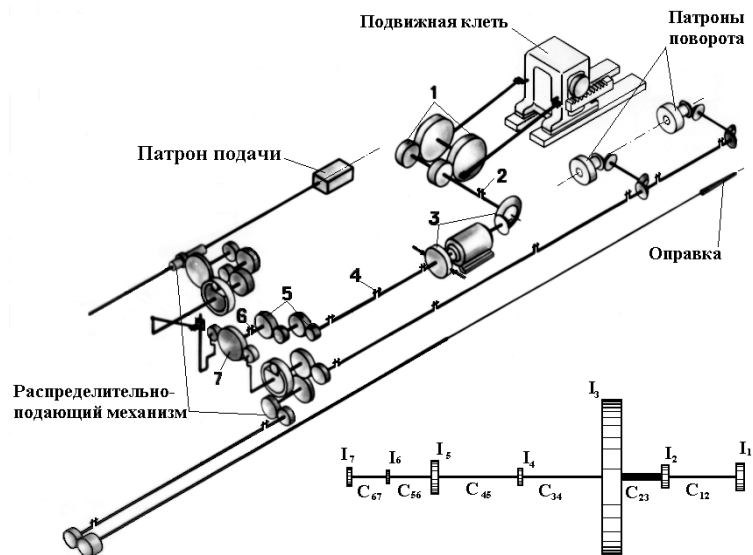


Рисунок 1 – Кинематическая схема и динамическая модель главной линии станом ХПТ-32, ХПТ-55, ХПТ-75 и ХПТ-90 ЭЗТМ

На основе статистического материала, собранного в течение более чем тридцатилетнего периода наблюдений за формированием режимов эксплуатации станом ХПТ на различных трубопрокатных заводах Украины и России, определено, что время простоя средне статистического стана ХПТ в ремонте из-за аварийного выхода из строя только деталей главной силовой линии составило около 400 часов в год. А это кроме материального урона, связанного с ликвидацией последствий аварии, приводит к потере более 30 тыс. метров труб.

Осциллограмма, представленная на рисунке 2, показывает изменение усилия, действующего вдоль шатуна кривошипно-ползунного механизма перемещения клетки стана ХПТ. Изменение нагрузки определяется калибровкой валков. Характерным для этого механизма является то, что закон изменения усилия, действующего вдоль шатуна кривошипно-ползунного механизма перемещения клетки, не согласуется с законом изменения технологической нагрузки. На “чистое” нагружение накладываются добавки, обусловленные колебательным процессом, перегрузки от которого определяются динамическими характеристиками звеньев, спецификой кинематических соединений, проявлением зазоров и т.п.

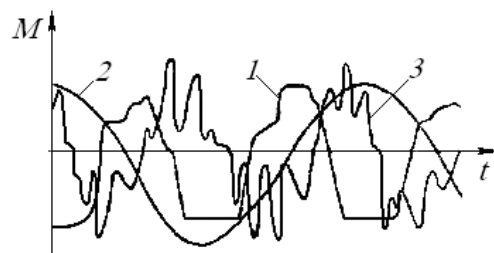


Рисунок 2 – Осциллограмма изменения давления на валки (1), скорости перемещения клетки (2) и усилия (3), действующего вдоль шатуна

Во многих случаях максимальные значения различного рода динамических эффектов в таких системах определяется низшими частотами собственных колебаний, которые характеризуют первые формы колебаний [1]. При их определении появляются неудобства различного характера (вычислительные в том числе), которые затрудняют получение достоверных результатов и выделить главные факторы, определяющие развитие динамических процессов в машине. Ниже приводится одна из схем решения динамической задачи, представляющая комбинации известных методик с развитием некоторых из них.

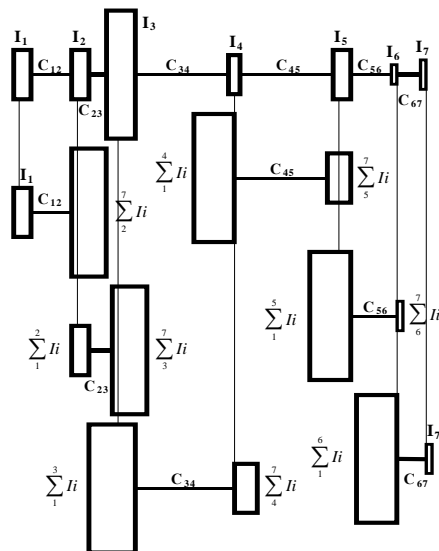


Рисунок 3 – Динамическая модель главной силовой линии стана ХПТ-32 и составляющие её парциальные системы

Один из известных методов упрощения сложных механических систем, приводящихся к системе дискретных масс, соединенных обладающими жесткостью невесомыми участками валопровода, предполагает возможность сведения к системе, состоящей из простых, в общем случае «связанных» друг с другом систем с одной степенью подвижности [2,3].

Для физического анализа явлений в сложной системе необходимо знать характер колебаний в простых или, как их называют, парциальных системах. Каждая из таких систем представляет собой двухмассовую систему, коэффициент жесткости соединяющего массы вала которой равен коэффициенту жесткости участка вала, угол закручивания которого взят в качестве изменяемой координаты, а массы, формирующие с рассматриваемым участком вала простую систему, представляют собой суммы масс полной системы, расположенных до и после рассматриваемого участка.

В таблице 1 представлены основные параметры динамической модели главной силовой линии стана холодной прокатки труб малого типоразмера (ХПТ-32) и составляющих ее парциальных систем (рисунок 3).

Значения цикловых частот собственных колебаний парциальных систем, коэффициентов их связи и связанности определяются из выражений

$$\begin{aligned}
 p_{i,i+1} &= (c_{i,i+1} \times \sum_1^n I_k / (\sum_1^i I_k \times \sum_{i+1}^n I_k))^{1/2}; \\
 \gamma_{i-1,i+1}^2 &= (\sum_1^{i-1} I_k \times \sum_{i+1}^n I_k) / (\sum_1^i I_k \times \sum_1^n I_k); \\
 \sigma_{i-1,i+1} &= 2 \times \gamma_{i-1,i+1} \times p_{i-1,i} \times p_{i,i+1} / (p_{i-1,i}^2 - p_{i,i+1}^2),
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где  $\sum_1^{i-1} I_k$  и  $\sum_1^n I_k$  – моменты инерции дискретных масс, характеризующих парциальную систему,

образованную на базе участка валопровода с коэффициентом жесткости  $c_i$ ;  $\sum_1^i I_k$  и  $\sum_{i+1}^n I_k$  – моменты

инерции дискретных масс, характеризующих парциальную систему, образованную на базе участка валопровода с коэффициентом жесткости  $c_{i+1}$ .

Таблиця 1 – Характеристики исходной модели главной силовой линии стана ХПТ-32

Порядковый номер массы $i$	Момент инерции массы $I_i$ кгм <sup>2</sup>	Коэффициент жесткости участка вала $c_{i,i+1}$ Нм×10 <sup>5</sup>	Собственная частота парциальной системы $P_{i,i+1}$ с <sup>-1</sup>	К о э ф ф и ц и е н т ы		
				С в я з и		Связанности $\sigma_{i-1,i+1}$
				$\gamma_{i-1,i+1}^2$	$\gamma_{i-1,i+1}$	
1	53,2					
		51,5	317,54			
2	49,8			0,4963	0,7045	2,228
		178,6	433,43			
3	1128,4			0,0068	0,0826	0,032
		6,2	81,71			
4	26,5			0,7202	0,8486	3,501
		7,5	103,89			
5	65,5			0,1069	0,3271	0,182
		13,3	404,56			
6	2,9			0,6492	0,8057	1,664
		22,4	645,37			
7	5,4					

Анализ приведенных зависимостей позволил обосновать возможность расчленения исходной системы, если  $\sigma \ll 1$  и  $\gamma^2 \rightarrow 0$ ; в случае же, если  $\gamma^2 \rightarrow 1$  (парциальные системы сильно связаны) – объединять в одну систему, уменьшая число степеней свободы полной системы на единицу. При этом осуществляется замена структурной группы (модуля), состоящей из массы с моментом инерции  $I_i$  и примыкающих к ней участков валопровода, характеризуемых коэффициентами жесткости  $c_{i+1,i}$  и  $c_{i,i+1}$ , структурной группой (модулем), включающей участок валопровода с коэффициентом жесткости  $c_{i-1,i+1}$  и концевыми массами с моментами инерции  $\Delta I_{i-1}$  и  $\Delta I_{i+1}$ . При этом важно, чтобы собственные частоты этих структурных групп (модулей) (а они равны) значительно бы превышали наивысшую предельную частоту  $n_{\max}$ , при которой изучение поведения данной системы представляет интерес. Количественная сторона понятия «значительно превышает» устанавливается из анализа выражения  $1 - (n_{\max}/\beta)^2$ .

Анализ данных, приведенных в таблице 1, позволяет сделать вывод о том, что самые сильные связи и связанность третьей и четвертой парциальных систем, и существенно сильны связи и связанности первой и второй, а также пятой и шестой парциальных систем. После уменьшения числа степеней свободы вновь полученная модель после анализа по вышеприведенной схеме подвергается дальнейшему упрощению.

Достоверность полученных результатов и оценка степени приближения может быть осуществлена после определения значений цикловых частот собственных колебаний исходной системы. Известны различные методики получения этих значений. Применительно к рядным системам широко используется рекуррентное соотношение вида

$$\Delta_{k-1} = \Delta_{k-2} \times (\omega^2 - \beta_{k-1,k}^2) - \Delta_{k-3} \times c_{k-1,k} \times c_{k-2,k-1} / I_{k-1}^2, \quad (2)$$

где  $\Delta_{k-1}$  – определитель  $k-1$  порядка для « $K$ » массовой системы;  $\Delta_{k-2}$  и  $\Delta_{k-3}$  – определители более низкого порядка;  $\beta_{k-1,k}$  – цикловые частоты собственных колебаний двухмассовых систем, на которые может быть разбита изучаемая рядная система;  $\omega$  – искомая цикловая частота собственных колебаний системы.

В итоге получается уравнение степени  $k-1$  относительно  $\omega^2$ . По мере роста числа обобщенных координат трудности вычислительного характера растут гораздо быстрее, чем степень приближения к реальной многомассовой системе. Анализируя вышеприведенное рекуррентное соотношение, можно обнаружить, что по мере усложнения системы (добавления новой массы на конце) определитель усложняется по сравнению с определителями, описывающими системы с  $k-1$  и  $k-2$  массами, в результате появления дополнительных сомножителей. Учитывая, что значение квадрата цикловой частоты  $\beta_{k-1,k}$  двухмассовой системы, образованной массами с моментами инерции  $I_{k-1}$  и  $I_k$ , а также участком валопровода с коэффициентом жесткости  $c_{k-1,k}$  может быть получено как сумма квадратов частот элементарных систем  $\alpha_{k-1,k}$  и  $\alpha_{k,k-1}$ , образованных массой  $I_{k-1}$  и участком вала с коэффициентом жесткости  $c_{k-1,k}$  и массой  $I_k$  с тем же участком вала, можно заключить, что коэффициенты характеристического уравнения системы формируются из значений цикловых частот элементарных систем последовательным соединением которых получена рядная система.

В результате анализа было установлено, что  $A_{1k}$  – первый коэффициент характеристического уравнения системы равен сумме квадратов цикловых частот элементарных систем, а для получения значений  $A_{2k}, A_{3k} \dots A_{k-1,k}$  целесообразно использовать рекуррентное соотношение

$$A_{ik} = A_{i,k-1} + A_{i-1,k-1} \times \beta_{k-1,k}^2 - A_{i-2,k-2} \times \alpha_{k-1,k-2}^2 \times \alpha_{k-1,k}^2, \quad (3)$$

где  $A_{ik}$  – коэффициент характеристического уравнения «К» массовой системы;  $A_{i-1,k-1}$  и  $A_{i-2,k-2}$  – коэффициенты характеристических уравнений «k-1» и «k-2» массовых систем.

Построив характеристическое уравнение рядной системы, известными методами определяются значения  $k-1$  корней, характеризующих свободные колебания исследуемой системы. При поиске корней целесообразно использовать последовательность значений цикловых частот собственных колебаний парциальных систем, расположив их в порядке возрастания. Используя известные программы нахождения корней характеристических уравнений, были определены цикловые частоты собственных колебаний для различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32, приведенные в таблице 2.

Таблица 2 – Цикловые частоты собственных колебаний моделей главной силовой линии стана ХПТ-32

Число масс в модели	Порядковый номер цикловой частоты собственных колебаний					
	1	2	3	4	5	6
7	66,5	239,6	257,7	379,3	706,5	1237,5
6	64,1	275,6	373,3	705,9	1237,1	
4	64,1	254,1	357,2			
3	62,5	255,8				
2	59,2					

Для оценки степени правомочности использования вышеприведенных построений в таблице 3 приведены значения частот парциальных систем при различных степенях упрощения исходной системы. Сопоставление этих значений показывает, что лучшее приближение имеют частоты парциальных систем четырехмассовой модели. Относительная погрешность низшей частоты составляет 3,5 %, второй частоты парциальных систем относительно второй и третьей частот исходной модели – 6 % и 7,8 % соответственно.

Таблица 3 – Цикловые частоты собственных колебаний парциальных систем различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32

Число масс в модели	Порядковый номер цикловой частоты собственных колебаний					
	1	2	3	4	5	6
7	81,7	103,9	317,6	404,6	433,4	654,4
6	64,2	317,5	404,6	433,4	645,4	
4	64,2	255,7	343,7			
3	62,6	255,5				
2	59,2					

Соотношения амплитуд колебаний всех «К» масс этой системы могут быть получены в результате использования рекуррентной зависимости

$$\lambda_{i-1}/\lambda_i = -\alpha_{i-1,i}^2 / (\omega^2 + \alpha_{i-1,i-2}^2 \times (\lambda_{i-2}/\lambda_{i-1} - 1) - \alpha_{i-1,i}^2), \quad (4)$$

где  $\lambda_i$  – амплитуда массы  $I_i$ .

Соотношения амплитуд колебаний последних двух масс и первых масс (крайних масс) целесообразно получить из выражений

$$\lambda_{k-1}/\lambda_k = -(\omega^2 - \alpha_{k-1,k}^2) / \alpha_{k-1,k}^2 \quad (5)$$

и

$$\lambda_1/\lambda_2 = -\alpha_{12}^2 / (\omega^2 - \alpha_{12}^2).$$

Исследования упрощенных динамических моделей линий подачи и поворота во взаимосвязи с анализом функционирования главной силовой линии [4] позволили сформировать новые представления о дальнейшем совершенствовании агрегатов холодного пыльгерования, в частности, целесообразности ликвидации силовой связи линий подачи и поворота с линией главного привода, сохраняя кинематическую связь в виде узлов управления независимыми приводами их периодического движения [5].

Разработана унифицированная техническая документация для модернизации станков холодной прокатки труб ХПТ-32, ХПТ-55, ХПТ-75 и ХПТ-90 второй и третьей моделей ЭЗТМ с использованием поворотных-подающих комплексов (ППК) с эпициклическими преобразователями. Высокий уровень

технологичности разработки обеспечил возможность осуществления комплексной поставки с высокой степенью готовности сборочных единиц, входящих в состав комплексов, к монтажу на станах.

Пневматическая система управления механизмами ППК обеспечивают:

- синхронизацию срабатывания линий подачи и поворота с положением рабочей клетки;
- управление работой эпициклических механизмов в процессе прокатки труб;
- отключение и включение подачи и поворота при остановках и пусках главного привода стана;
- управление работой эпициклических механизмов при перезарядках стана.

Опыт длительной эксплуатации выявил ряд преимуществ использования поворотных-подающих комплексов с эпициклическими преобразователями:

- возможность регулирования величин подачи и угла поворота обрабатываемого изделия в широком диапазоне без остановки стана;
- наличие обратной связи по электродвижущей силе при массивном роторе приводного двигателя позволило стабилизировать процесс подачи;
- обеспечена возможность применения гибкой технологии прокатки труб на стане, что позволяет вести прокатку стыка труб в оптимальном для каждого случая режиме;
- управляемый разброс величин угла поворота обрабатываемого изделия (разброс не превышает  $\pm 15\%$ ) обеспечил повышение срока службы калибров.

В настоящее время на различных заводах Украины и России эксплуатируются более 20 станов ХПТ различных типоразмеров и исполнений, оснащённых ППК с эпициклическими преобразователями.

Следует отметить, что замена распределительно-подающего механизма комплексом с эпициклическими преобразователями трансформировала агрегат холодного пыльгерования в многодвигательную систему, обеспечивающую независимое выполнение всех технологических операций процесса без потери их качественных характеристик во всем диапазоне рабочих темпов.

Реализация условий независимости регулирования величин подачи и поворота без остановки стана, исключение взаимовлияния изменяемого темпа работы элементов привода перемещения клетки и ведомых звеньев линий подачи и поворота [6], оптимизация стереометрии стана пыльгерной прокатки способствуют использованию стационарного механизма подачи, установленного и работающего в составе реконструированных на двухниточную прокатку станом ХПТ-32, прокатывающих трубы из алюминиевых сплавов [7].

В сложившейся на сегодняшний день структуре мирового рынка удельный вес листовой продукции в сортаменте готового стального проката достигает 60%. Примерно половину от общего объема выпуска плоского проката в настоящее время составляют тонкие листы и полосы и их доля в последние годы имеет тенденцию к увеличению.

Одной из основных задач, призванных увеличить эффективность производства листов с толщиной менее 2 мм, является расширение сортамента продукции станом горячей прокатки в сторону уменьшения толщины производимых полос. Предпочтение, которое отдается горячекатаному листу, применяемому вместо холоднокатаного, объясняется примерно 20% разницей в стоимости между ними в пользу изделий, полученных непосредственно с горячего передела. В зарубежной практике на современных литейно-прокатных комплексах минимальная толщина прокатываемых листов достигает 0,8 мм, а на агрегатах традиционного типа – 1 мм. К сожалению, в Украине установки с современными ЛПК, такими, как машины валковой разливки, отсутствуют, а основная масса тонких горячекатаных полос выпускается на непрерывных станах (НШПС или НТЛС), которые плохо приспособлены к переходу на прокатку изделий с толщиной менее 2 мм. Опыт их работы показывает, что готовое изделие характеризуется существенной разнотолщинностью. Наличие продольной разнотолщинности приводит к дополнительному расходу металла, или в случае, если разнотолщинность выше допустимой – к браку. Эта разнотолщинность обусловлена как неравномерностью распределения температуры по длине раската, так и высоким уровнем динамичности процессов, происходящих в элементах рабочих машин, основными из которых являются клетки, включающие электромеханическую систему привода рабочих валков и станину с нажимными валками, обеспечивающими жесткость очага деформации. Детальное исследование «пружины рабочей клетки» приведено в работе [8]. Если оценить влияние каждого из звеньев системы обеспечения жесткости очага деформации, то видно, что их податливость составляет более половины всей податливости клетки.

Вышеизложенная методика использована при оценке возможности прокатки горячекатаных тонких полос на НТЛС 1680 с применением роликовых конических подшипников или подшипников жидкостного трения. Показано, что кинематические и динамические особенности валковых опор клеток чистовой группы (рисунок 4), выполненные подшипниками качения, обуславливают возникновение явления изменяемости валкового зазора, определяющего переменность толщины полосы. При этом изменяемая величина зазора (рисунок 5) существенно больше перемещений элементов станины, т.е. она не может быть зарегистрирована измерителями, размещенными на станине.

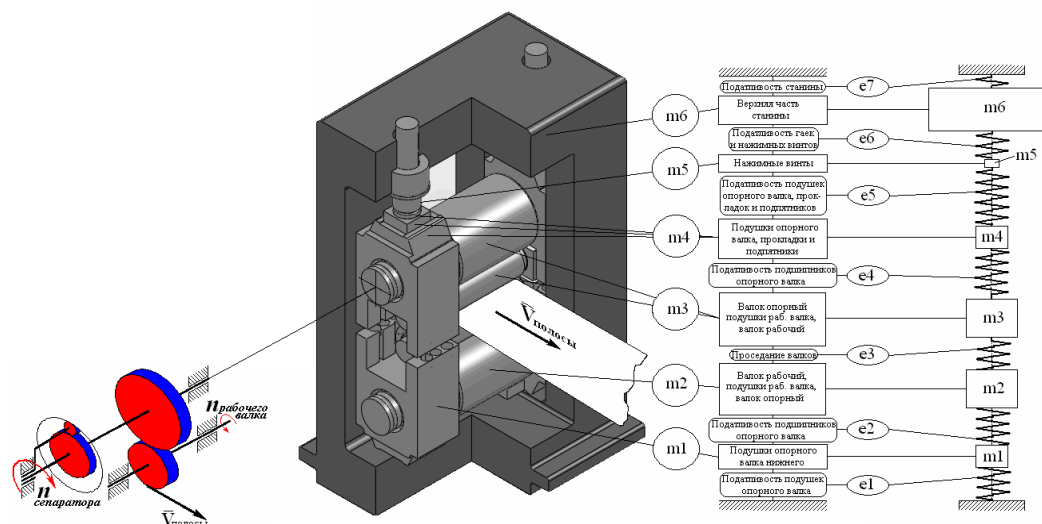
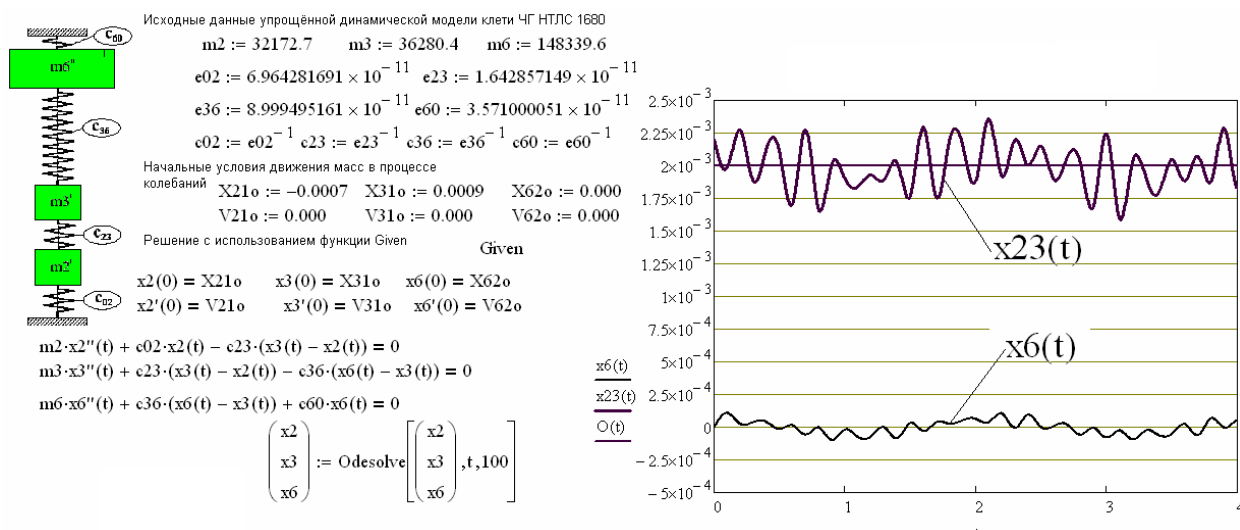


Рисунок 4 – Клеть чистовой группы НТЛС 1680 и её динамическая модель

Рисунок 5 – Решение упрощенной динамической модели клетки чистовой группы НТЛС 1680:  $x23(t)$  – изменение валкового зазора;  $x6(t)$  – упругое расширение станины

Хотя современный уровень развития механики машин и вычислительной техники позволяет выполнить достаточно полное описание динамического поведения отдельных элементов, необходимость установления сущности многих явлений при помощи простейших методов и средств остается актуальной не только по экономическим, но и методологическим соображениям.

#### Библиографический список использованной литературы

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. — М.: ГИФМЛ, 1959. — 439 с.
2. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний / Л.И. Мандельштам. — М.: Наука, 1972. — 470 с.
3. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний / С.П. Стрелков. — М-Л.: ГИТТЛ, 1950. — 344 с.
4. Влияние особенностей поворотно-подающих механизмов станков ХПТ на стабильность геометрических параметров труб / В.Т. Вышинский, С.Р. Рахманов, В.Г. Воронько, А.В. Журавлев // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. — 2010. — № 4. — С. 58–62.
5. Некоторые особенности функционирования поворотно-подающих механизмов станков ХПТ и их влияние на качество прокатываемых труб / В.Г. Воронько, А.В. Журавлев, В.Т. Вышинский, С.Р. Рахманов, С.Г. Пилипенко, П.В. Удовик // *Теория и практика металлургии*. — 2011. — № 3-4. — С. 31–37.
6. Вышинский В.Т. Динамика нестационарных процессов в станках холодной прокатки труб / В.Т. Вышинский, С.Р. Рахманов, П.В. Удовик // *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. — 2011. — № 45. — С. 178–185.

7. Конструкция, ремонт и обслуживание станов холодной прокатки труб / Л.А. Кондратов, Ю.Б. Чечулин, Н.Т. Богданов, Н.С. Макаркин. — М.: Металлургия. 1994. — 352 с.

8. Особенности формирования и исследования динамической модели рабочей клетки чистовой группы НТЛС 1680 / В.Т. Вышинский, В.В. Поворотный // Надійність металургійного обладнання RME-2013. Збірник наукових праць за матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції. — Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2013. — 278 с.: іл. — С. 148–153.

*Поступила в редакцію 3.03.2014 г.*

**Вишинський В.Т. Досвід використання інженерної методики динамічного аналізу при дослідженні машин металургійного виробництва**

Наведено інженерну методику спрощення рядної динамічної моделі та схема знаходження особистих частот вихідної моделі для обґрунтування коректності знайдених рішень. Наведені приклади рішень двох динамічних моделей.

**Ключові слова:** рядна система, стан холодної прокатки труб, динамічна модель, парціальні системи, ширококутовий стан, гарячекатаний лист.

**Vyshynskiy V.T. Practice of engineer dynamic analysis methods use in research of metallurgical manufacture machines**

An engineering technique to simplify the dynamic model of a discharge circuit and finding the natural frequencies of the original model to justify the correctness of the solutions is presented below. The examples of the solutions of two dynamic models are given.

**Keywords:** row system, cold rolling tubes mill, dynamic model, partial systems, wide-strip mill, hot-rolled sheet.