

1. Вибрации в технике. Справочник. Т. 4. Вибрационные машины и процессы / Под ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. 2. Redford A.H., Boothroyd G. Vibratory feeding // Proc. of the Inst. of Mech. Eng. – 1968. – Vol. 182. – No. 6. – P. 135–152. 3. Дунаевецкий А.В. Оптимальный синтез параметров безотрывного вибротранспортирования // Технология судостроения и судоремонта. – Калининград: Изд. Калининград. судостроит. ин-та. – 1968. – С. 50–56. 4. Okabe S., Yokoyma Y., Jimbo J. Vibratory conveying by elliptical vibration // Jour. of the Japan Soc. of Prec. Eng. – 1974. – Vol. 40. – No. 10. – P. 840–845. 5. Врублевский И.И. Разработка и исследование вибрационных устройств, осуществляющих организацию рабочей среды роботосистем: автореф. дисс. канд. техн. наук. – Каунас: Каунас. политех. ин-т. – 1986. 6. Врублевський І.Й. Наближені обчислення швидкості вібротранспортування та кута зсуву фаз при еліптичних коливаннях // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – № 679. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2010. – С. 45–48. 7. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. – М.: Машиз, 1962.

УДК 621.771.06.5

В.Т. ВЫШИНСКИЙ, С.Р. РАХМАНОВ, П.В. УДОВИК
Национальная металлургическая академия Украины

ДИНАМИКА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В СТАНАХ ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

© Вышинский В.Т., Рахманов С.Р., Удовик П.В., 2011

Наведено результати дослідження динамічних моделей головного привода стану ХПТ. Для динамічного аналізу і синтезу стану ХПТ застосовано методіку, що передбачає комбінацію відомих прийомів і подальший розвиток методів розрахунку динаміки циклових машин і механізмів. Для реалізації конструктивних рішень з модернізації стану ХПТ і стабілізації динаміки стану здійснено обґрунтування і дослідження двох динамічних моделей головного привода.

The results of research of dynamic models of main drive of figure of ХПТ are presented. For a dynamic analysis and synthesis of figure ХПТ is applied methodology plugging in itself combination of the known receptions and further development of methods of calculation of dynamics of sequencing machines and mechanisms. For realization of structural decisions on modernization of figure of ХПТ and stabilizing of dynamics of figure a ground and research of two dynamic models of main drive are conducted.

Необходимость установления сущности многих динамических явлений и прогнозирование пиковых значений нагрузок на стадиях проектирования или реконструкции высокодинамичных станов ХПТ и их эксплуатации при помощи передовых методов расчета остаются актуальными.

Принципиальная схема наиболее распространенного конструктивного решения стана ХПТ представлена на рис. 1, а. Стан ХПТ состоит из ряда цикловых механизмов, кинематическая и силовая связь которых обеспечивается развитой системой массивных валов [1].

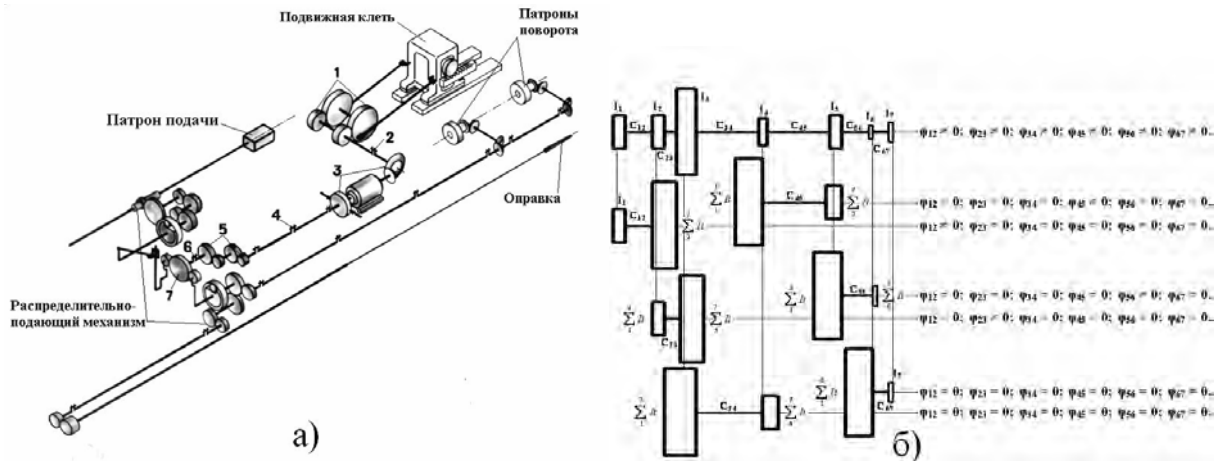


Рис. 1. Кинематическая схема, многомассовая динамическая модель и составляющие её парциальные системы станов ХПТ с поворотно-подающим механизмом редукторного типа

Из технологической особенности процесса холодной прокатки труб следует, что механизмы стана ХПТ функционируют в различных непрерывных или периодических (цикловых) режимах. В периоды прохождения клетью крайних положений периодически осуществляется поступательное и вращательное движения системы “заготовка – готовое изделие” посредством соответствующих патронов подачи и поворота распределительно-подающего механизма. Синхронизация цикловых операций подачи и поворота с положением клетки реализуется поворотно-подающим механизмом (ППМ).

Системы стана ХПТ объединяют в основные узлы: спаренный кривошипно-ползунный механизм перемещения рабочей клетки; силовую установку, включающую электродвигатель, угловой редуктор и тормоз; входной редуктор распределительно-подающего механизма; вал шайбы кулачково-рычажного механизма; соединяющие валы и муфты. Для удобства анализа динамических явлений в цепи все узлы могут быть объединены в так называемую главную силовую линию стана ХПТ [2].

Пиковые значения динамических нагрузок и особенности их проявления определяются низшими частотами собственных колебаний. В ряде случаев, если необходимо найти частоты собственных колебаний многомассовых систем, появляются неудобства различного характера (вычислительные в том числе), которые затрудняют получение достоверных данных. Тогда выделить главные факторы, определяющие развитие различных динамических процессов в стане ХПТ, затруднительно [2, 3].

Известны методики упрощения развитых динамических моделей сложных многомассовых механических систем, предполагающие возможность сведения к системе, состоящей из простых, в общем случае “связанных” друг с другом рядных парциальных систем с одной степенью подвижности [4–6].

Для анализа физических явлений и динамических процессов в сложной механической системе стана ХПТ необходимо знать характер колебаний в простых или, как их называют, парциальных подсистемах. Каждая из таких предложенных парциальных систем стана представляет собой простейшую двухмассовую систему. В табл. 1 приведены основные параметры механической системы стана ХПТ-32-3, динамическая модель которого изображена на рис. 1, б.

Исходная семимассовая модель, обладающая семью степенями свободы, может быть сведена к моделям с меньшим количеством степеней свободы. Используя известные программы, определили цикловые частоты собственных колебаний для различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32, приведенные в табл. 2.

Таблиця 1

Порядковый номер массы i	Момент инерции массы I_i кгм ²	Коэффициент жесткости участка вала $c_{i,i+1}$ Нм×10 ⁵	Собственная частота парциальной системы $P_{i,i+1}$ с ⁻¹	К о э ф ф и ц и е н т ы		
				С в я з и		Связанности
				$\gamma_{i-1,i+1}^2$	$\gamma_{i-1,i+1}$	$\sigma_{i-1,i+1}$
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					

Таблиця 2

Количество 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					

Современное направление модернизации станов ХПТ-32, ХПТ-55 и ХПТ-75 предусматривает установку эпициклического поворотного-подающего механизма (ЭППМ) нового поколения с независимыми приводами поступательного и вращательного перемещений системы “заготовка – готовая труба” и рабочей клетки [2]. В цепях подачи и поворота в отличие от используемых в РПМ кулачково-рычажного механизма и механизмов свободного хода, применен механизм периодического действия, выполненный на базе эпициклических преобразователей с пневматической системой управления. Эффективность модернизации обеспечивается за счет максимального использования элементов РПМ модернизируемых станов (винты, гайки, патроны подачи; элементы развитой стереометрии цепей поворота и др.). Отметим, что новые элементы эпициклического поворотного-подающего комплекса не требовали дополнительных конструктивных узлов и устанавливались на места демонтированных РПМ редукторного типа.

Существенное проявление этого решения – разделение механических систем стана на ряд независимых силовых цепей, взаимодействие которых осуществляется лишь программой, “защитой” в пневматической системе управления. В результате этого существенно изменились параметры главной силовой линии (рис. 2). В табл. 3 приведены основные параметры механической системы стана ХПТ-32-3, динамическая модель которого представлена на рис. 2.

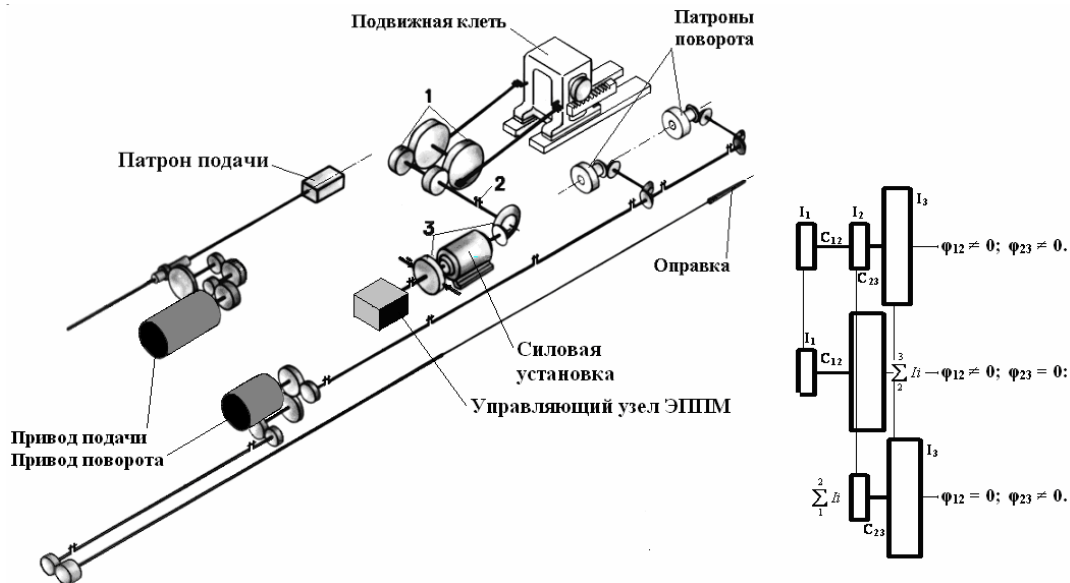


Рис. 2. Кинематическая схема, динамическая модель и составляющие её парциальные системы главной силовой линии станков ХПТ с ЭППМ

Таблица 3

Порядковый номер массы i	Момент инерции массы I_i кгм ²	Коэффициент жесткости участка вала $c_{i,i+1}$ Нм×10 ⁵	Собственная частота парциальной системы $P_{i,i+1}$ с ⁻¹	Коэффициенты		
				Связи		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					

Исходная трёхмассовая модель, обладающая тремя степенями свободы, может быть сведена к модели с двумя степенями свободы. Используя известные программы, определили цикловые частоты собственных колебаний для этих моделей главной силовой линии стана ХПТ-32, приведенные в табл. 4.

Таблица 4

Количество масс в модели	Порядковый номер цикловой частоты собственных колебаний	
	1	2
3	66,5	239,6
2	64,1	

Изменение темпа работы стана ХПТ, несомненно, связано с различными проявлениями динамических особенностей функционирования привода рабочей клетки [1, 2, 7]. Из типовой осциллограммы экспериментальных исследований (рис. 3) видно, что максимумы динамических

нагрузок всякий раз повторяются в период характерных переходных процессов. Следует подчеркнуть, что динамические нагрузки в установившемся режиме работы привода клетки стана имеют периодический характер. Амплитудно-частотные характеристики исходной системы близки к характеристикам упрощенной динамической модели главного привода стана.

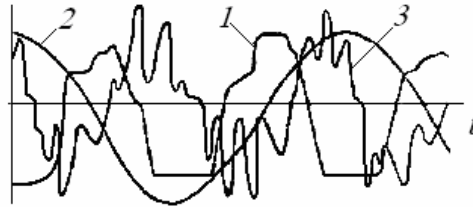


Рис. 3. Осциллограмма изменения давления на валки (1), скорости перемещения рабочей клетки (2) и усилия (3), действующего вдоль шатуна стана ХПТ-32

Для анализа периодически изменяющихся во времени динамических нагрузок (параметрических) выполним дальнейшее исследование полученных упрощенных динамических моделей системы.

Для анализа периодически изменяющихся во времени параметрических явлений, возникающих в установившемся режиме работы привода рабочей клетки стана ХПТ, проведем дальнейшее исследование полученных упрощенных динамических моделей системы.

Согласно [2, 7] двухмассовая упрощенная динамическая модель стана описывается дифференциальными уравнениями движения системы в виде

$$\begin{aligned} I_1 \frac{d^2 j_1}{dt^2} + c(j_1 - j_2) &= -M_1; \\ I_2 \frac{d^2 j_2}{dt^2} - c(j_1 - j_2) &= M_2, \end{aligned} \quad (1)$$

где M_1 – момент технологического сопротивления со стороны очага деформации; M_2 – момент на валу двигателя главного привода стана ХПТ; j_1, j_2 – угловые перемещения масс выбранной механической системы; I_1, I_2 – моменты инерции соответствующих масс механической системы привода; c – эквивалентная крутильная жесткость связи между массами системы.

Если пренебречь деформацией шатунов привода рабочей клетки, а их массы заменить соответствующими массами, одна из которых присоединена к кривошипному колесу, а другая к подвижной рабочей клетки стана, то получится достаточно приемлемая расчетная схема. Необходимо подчеркнуть, что к моменту инерции кривошипного колеса надо прибавить момент инерции присоединенной массы части двух шатунов $m_1 R^2$

$$I_1 = I + m_1 R^2 \quad (2)$$

где I – момент инерции кривошипного колеса главного привода стана; R – радиус кривошипного колеса.

В рамках рассматриваемой двухмассовой динамической модели главного привода стана ХПТ периодически изменяющийся приведенный момент инерции массы “рабочая клетка – шатун – кривошипное колесо” с учетом вышеизложенного определяется в виде

$$I_1 = I + m_1 R^2 + \frac{1}{2} m_2 R^2 (1 - \cos(2\omega t)), \quad (3)$$

где m_2 – общая масса рабочей клетки и соответствующей части шатунов; ω – установившаяся величина угловой скорости кривошипного колеса.

Следовательно, согласно [3, 7], из системы уравнений движения элементов стана (1) имеем следующее

$$\frac{d^2j}{dt^2} + \frac{c(\bar{I}_1 + I_2)}{\bar{I}_1 I_2} j = \frac{M_1}{I_2} + \frac{M_2}{I_1}, \tag{4}$$

где $j = j_1 - j_2$ – относительная координата системы; $\bar{I}_1 = I + m_1 R^2 + \frac{1}{2} m_2 R^2$ – некоторое среднее значение приведенного момента инерции кривошипного колеса, шатунов и рабочей клетки механической системы

Подставляя выражение (3) в дифференциальное уравнение (4), запишем

$$\frac{d^2j}{dt^2} + c \left[\frac{1}{I_2} + \frac{1}{\bar{I}_1 \left(1 - \frac{m_2 R^2}{2\bar{I}_1} \cos(2\omega t) \right)} \right] j = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1}. \tag{5}$$

Из уравнения (5) видно, что коэффициент при функции j зависит от времени t , в отличие от случаев, рассмотренных в работах [1–9]. Отметим, что в рамках рассматриваемой задачи динамики привода рабочей клетки стана ХПТ переменность коэффициента связана с периодическими изменениями момента инерции системы, а не коэффициента жесткости системы.

Для удобства анализа динамики главного привода стана упростим уравнение (5). Ввиду малости дроби $\frac{m_2 R^2}{2\bar{I}_1}$ сравнительно с единицей допустимо принять, что

$$\frac{1}{1 - \frac{m_2 R^2}{2\bar{I}_1} \cos(2\omega t)} \approx 1 + \frac{m_2 R^2}{2\bar{I}_1} \cos(2\omega t). \tag{6}$$

Тогда исходное дифференциальное уравнение (5) примет такой вид

$$\frac{d^2j}{dt^2} + c \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{\bar{I}_1} \right) \left[1 - \frac{I_2 m_2 R^2}{2\bar{I}_1 I_2 (\bar{I}_1 + I_2)} \cos(2\omega t) \right] j = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1}. \tag{7}$$

Полученное дифференциальное уравнение (7) удобно представить в виде известных параметрических уравнений Матье – Хилла с правой частью [7, 9].

После подстановок параметров динамической модели привода стана ХПТ и некоторых упрощений дифференциального уравнения (7) это уравнение для принятой обобщенной математической модели системы, удовлетворяющее условиям поставленной задачи, запишем в виде

$$\frac{d^2j}{dt^2} + \Omega^2 [1 - m \cos(2\omega t)] j = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1}, \tag{8}$$

где $\Omega^2 = c \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{\bar{I}_1} \right)$ – квадрат частоты свободных колебаний рассматриваемой механической

системы стана ХПТ; $m = \frac{I_2 m_2 R^2}{2\bar{I}_1 I_2 (\bar{I}_1 + I_2)}$ – коэффициент динамического возбуждения двухмассовой модели стана.

Коэффициент динамического возбуждения системы m и частота свободных колебаний элементов привода Ω определяются из характерных условий взаимного изменения динамических параметров стана ХПТ.

Решение дифференциального уравнения (8) позволяет оценить динамические перемещения изображающей точки для наиболее распространенных форм колебаний линии привода рабочей клетки стана ХПТ.

Некоторые динамические особенности функционирования стана ХПТ-32-3 до и после его модернизации представлен на рис. 4.

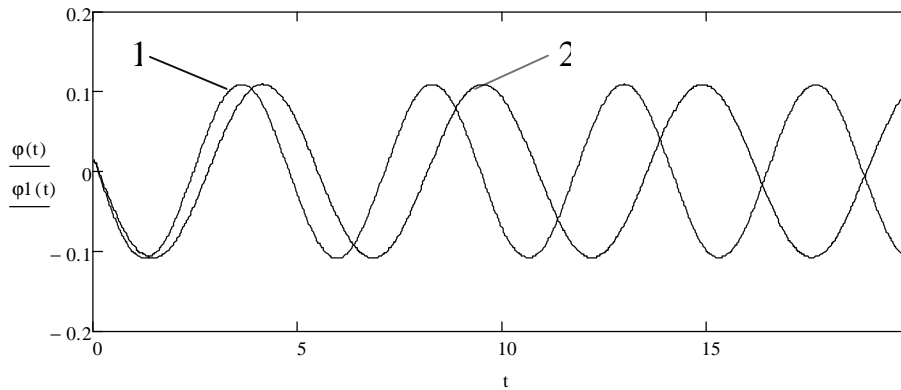


Рис. 4. Динамические особенности стана ХПТ-32-3, до (1) и после (2) модернизации

Разработанная математическая модель существенно уточняет поведение механической системы и достоверно описывает динамические процессы в приводе рабочей клетки стана ХПТ-32-3. Поскольку динамика привода рабочей клетки стана ХПТ представлена уравнением Матье – Хилла, динамическую устойчивость поведения механической системы удобно оценить на основе распространенной диаграммы устойчивости Айнса–Стретта (рис. 5) [7].

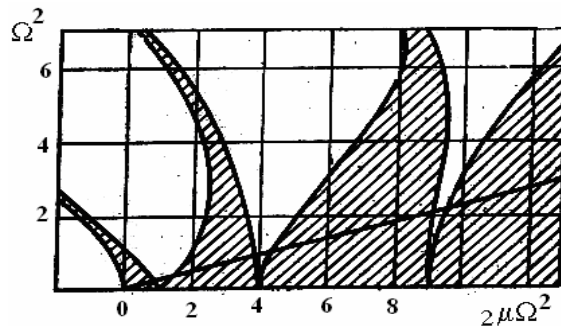


Рис. 5. Диаграмма параметрической устойчивости для обобщенной динамической модели стана ХПТ

Отметим, что диаграмма устойчивости функционирования системы для рассматриваемой обобщенной динамической модели стана ХПТ позволяет проанализировать возможные области параметрической устойчивости функционирования линии привода рабочей клетки, и может быть использована при выборе рациональных режимов прокатки труб. Соответствующие области динамической устойчивости системы выделены заштрихованными зонами диаграммы. При использовании диаграммы устойчивости Айнса–Стретта следует принимать во внимание то, что в рассматриваемом случае частота изменения коэффициента жесткости системы равна не w , а $2w$. Поэтому основная область параметрического резонанса стана (элементов привода) соответствует $\frac{2w}{\Omega} = 2$, т.е. $\frac{w}{\Omega} = 1$. Из опыта эксплуатации станов ХПТ следует, что действительно наблюдаемые значительные параметрические колебания в системе могут возникать при $w = \Omega$ со стороны очага

деформации (технологических нагрузок) соответствующих гармоник. Возможность моделирования квазигармонических колебаний в механической системе стана ХПТ и возможности выбора оптимальных режимов прокатки высококачественных труб на этапе проектирования технологических процессов существенно отличает полученные результаты от результатов ранее известных работ.

Выводы

1. Применена инженерная методика упрощения развитой динамической модели, включающая в себя комбинацию и развитие известных приемов. Выявлены активные механические связи в исходной динамической модели системы стана ХПТ, обуславливающей проявление ярко выраженных параметрических процессов в исследуемой системе.

2. Для рассматриваемой динамической модели привода рабочих валков стана ХПТ показано, что лучшее приближение имеют частоты эквивалентных систем до упрощенной двухмассовой модели.

3. Исследована динамика упрощенной двухмассовой модели крутильной системы стана ХПТ с комбинированными параметрами и периодически изменяемыми массовыми характеристиками.

4. Выявлены причины возникновения параметрических колебаний в системе и установлены зоны динамической неустойчивости функционирования стана ХПТ.

1. *Гриншпун М.И., Соколовский В.И. Станы холодной прокатки труб. – М.: Машиностроение, 1967. – 239 с.* 2. *Кожевников С.Н. Модернизация стана холодной прокатки / С.Н. Кожевников, А.С. Ткаченко, Г.И. Хаустов и др. // Вестник машиностроения. – 1984. – № 4. – С. 62–65.* 3. *Иванченко Ф.К., Полухин П.И., Тылкин М.А., Полухин В.П. Динамика и прочность прокатного оборудования. – М.: Металлургия, 1970. – 486 с.* 4. *Адамия Р.Ш. Оптимизация нагрузок прокатных станов. – М.: Металлургия, 1978. – 232 с.* 5. *Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. – М.: Наука, 1972. – 470 с.* 6. *Федорова З.М. Подъемники. – К.: Вища школа, 1976. – 296 с.* 7. *Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 286 с.* 8. *Вышинский В.Т. Исследование и особенности упрощения динамических моделей рядных механических цепей // Теория и практика металлургии. – 1999. – № 6. – С.35 – 37.* 9. *Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. – М.: ГНТИ, М – Л, 1957. – 546 с.*