
**СИНТЕЗ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ГЛАВНОЙ ЛИНИИ
КЛЕТЕЙ НЕПРЕРЫВНЫХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ С МИНИМАЛЬНЫМИ
ДИНАМИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ**

Введение. Увеличение выпуска готовой прокатной продукции обеспечивается за счет роста производительности непрерывных прокатных станов и совершенствования их эксплуатационных характеристик. Эффективность эксплуатации непрерывных станов горячей прокатки в значительной степени зависит от состояния и надежности электрического и механического оборудования главного привода клетей, технологической дисциплины.

Главные электроприводы клетей непрерывных станов оснащаются тиристорными агрегатами постоянного тока с системой автоматического управления (САУ), реализованной программно-аппаратным способом. Электроприводы с САУ позволяют выполнить требования технологии прокатного производства при достаточно высоких скоростях прокатки, которые, в свою очередь, вызывают увеличение динамических нагрузок в упругой механической части главных электроприводов. Динамические нагрузки, возникающие вследствие упругих механических колебаний, приводят к ускоренному износу и преждевременному усталостному разрушению деталей механического оборудования.

Снижение динамических нагрузок в электроприводе является актуальной научно-технической задачей, решение которой определяет долговечность и оптимальную металлоемкость металлургических машин, заданный технологический ритм и качество прокатываемого металла.

Уровень динамических нагрузок и колебательность координат механической части электропривода существенно зависят от свойств электрической части, которая может оказывать демпфирующее действие на упругие механические колебания.

Постановка задач исследования. Целью данной работы является исследование динамики электромеханической системы (ЭМС) главного привода клетей непрерывных прокатных станов (НПС), формулировка критерия оптимизации переходных процессов в механической части, разработка методики снижения динамичности механической части при ограниченном количестве контролируемых координат электропривода и механической подсистемы при одновременном выполнении жестких требований технологического процесса.

Электромеханические системы (электропривод - рабочий механизм) являются довольно распространенными объектами автоматизации в оборудовании множества отраслей промышленности. Повышенные требования, предъявляемые к качеству выпускаемой продукции, производительности, надежности и долговечности оборудования заставляют принимать во внимание аномалии в динамических процессах ЭМС, обусловленные наличием упруго-деформированных механических звеньев и зазоров в передаче «приводной двигатель-рабочий механизм».

Материалы исследования. Проведенные исследования динамики электромеханической системы главных приводов НПС решают задачи анализа переходных процессов, предлагая оценки влияния параметров на затухание колебаний и устанавливая эффективные меры воздействия на снижение уровня динамических нагрузок в механическом и электрическом оборудовании [1]. Задачи анализа и синтеза имеют общий объект исследования и, естественно, связаны друг с другом.

Решение задач синтеза ЭМС (одного из главных этапов проектирования приводов прокатных станов) требует на основе заданного критерия определить оптимальные параметры механической подсистемы (включая дополнительные демпфирующие устройства), выбрать рациональную форму механической характеристики электродвигателей, рассчитать технологически обоснованные параметры системы автоматического управления, что всегда неоднозначно, так как требование затухания колебаний в упругой электромеханической системе можно удовлетворить различными способами. Из обзора известны направления снижения колебательности систем мерами совершенствования конструкции линий передач, инерционным демпфированием, использованием демпфирующих устройств на основе пар трения. При определенных сочетаниях параметров электромагнитной и механической подсистем электропривод оказывает благоприятное действие подавления упругих механических колебаний [2]. Полученные решения задач синтеза могут противоречить друг другу: повышение запаса прочности тех деталей, на которые приходится колебательная нагрузка, не всегда обоснованно, так как при этом увеличиваются габариты и масса машины, и не всегда гарантируется повышение прочности; изменение дискретных масс деталей линий привода валков клетей путем вариации моментов инерции якоря двигателя, муфт, редуктора, валков ограничено требованиями технологии захвата металла валками, динамическими возможностями прокатных двигателей, компоновкой кинематических схем с учетом цеха и машзала. Минимизировать динамические нагрузки колебательного характера возможно расчетом параметров настройки регуляторов системы автоматического управления, учитывающей свойства упругих

связей объекта [3]. Параметры регуляторов корректируют динамику переходных процессов по критерию затухания, но показатели качества не должны отклоняться от требуемых технологией ни по быстродействию, ни по статической и динамической ошибке при восстановлении скорости валков после захвата металла валками [4].

Таким образом, перечисленные направления синтеза электромеханических систем с максимальным затуханием по совокупности технических средств и с учетом ограничений представляют собой сложную комплексную задачу, решение которой становится возможным при описании свойств электромеханической системы в форме обобщенных параметров. На рис. 1 приведена структурная схема для относительных единиц параметров, которая получена при допущении безынерционности контура регулирования тока [3] и учете диссипации энергии в механической подсистеме вязким трением.

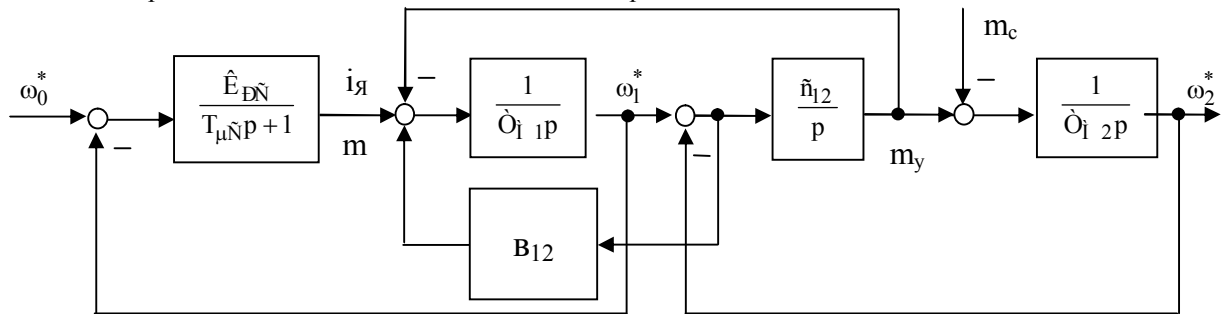


Рис. 1 Структурная схема электромеханической системы привода валков клетки НПС в относительных единицах

Динамические свойства системы определяются корнями характеристического уравнения, которое на основании алгебраических преобразований получаем из структурной схемы (рис. 1). Характеристическое уравнение описывает свободную составляющую движения системы и имеет следующий вид:

$$Q(p) = \frac{\gamma T_{M1} T_{\mu C}}{\Omega_{12}^2} p^4 + \gamma (T_{M1} T_{\mu C} T_d + \frac{T_{M1}}{\Omega_{12}^2}) p^3 + \gamma \left[T_{M1} (T_{\mu C} + T_d) + \dots + \frac{K_{PC}}{\Omega_{12}^2} \right] p^2 + (\gamma T_{M1} + K_{PC} T_d) p + K_{PC} = 0 \quad (1)$$

Правая часть характеристического уравнения для решения задачи синтеза параметров электромеханической системы привода по критерию затухания колебаний приравняется нулю. Из анализа коэффициентов характеристического уравнения (1) следует общее положение о взаимосвязи (неразрывности) динамических процессов в электромагнитной и механической подсистемах. Динамический параметр – квадрат частоты собственных колебаний МП Ω_{12}^2 – присутствует во всех коэффициентах соответствующих степеней оператора Лапласа p , следовательно синтез параметров необходимо производить с учетом демпфирования явления упругих колебаний собственно как в линии привода (валах), так и в электромагнитной подсистеме (электрических цепях обмотки якоря). Механизм влияния параметров характеристического уравнения (1) на действительную часть корней (затухание) явно установить невозможно, но в случае использования нормирования по обобщенным показателям электромеханического взаимодействия задача значительно упрощается и осуществляется поиск оптимальных по затуханию параметров системы. Для структурной схемы электромеханической системы привода валков клетки параметры в форме нормирования [5] процессов электромеханического взаимодействия выражаются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_{M1}}{K_{PC}} = 2\sqrt{K_B} \xi_{\Omega} T_y \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} T_{\mu C} = \frac{\sqrt{K_B} T_y}{2\xi_{\Omega}} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} T_d = 2\sqrt{\gamma} \xi_M T_y \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где

$$K_B = \frac{\Omega_{12}^2}{\Omega_{\Omega}^2} = \frac{T_{M1} T_{\mu C}}{K_{PC} T_y^2} \quad (5)$$

коэффициент электромеханической связи;

$$\xi_{\Omega} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_{M1}}{K_{PC} T_{\mu C}}} \quad (6)$$

коэффициент демпфирования электромагнитной подсистем

$$\xi_M = \frac{1}{2} \frac{T_d}{\sqrt{\gamma} T_y} \quad (7)$$

коэффициент демпфирования механической подсистемы; а также принято, что $T_y = 1/\Omega_{12}$ – масштаб времени, а $T_d = \epsilon_{12}/c_{12}$ – постоянная времени, учитывающая влияние вязкого трения.

Характеристическое уравнение (1) при записи в форме нормирования (2), (3), (4) принимает следующий вид:

$$Q(p) = \gamma K_B T_y^2 p^4 + 2\gamma(\sqrt{K_B} \xi_{\text{Э}} + \sqrt{\gamma} K_B \xi_M) T_y^3 p^3 + [\gamma(1 + K_B) + 4\gamma \xi_{\text{Э}} \xi_M \sqrt{\gamma} K_B] T_y^2 p^2 + 2(\gamma K_B \xi_{\text{Э}} + \sqrt{\gamma} \xi_M) T_y p + 1 = 0. \quad (8)$$

Характеристическое уравнение (8) в обобщенной форме описывает процессы в электромеханической подсистеме привода, причем характер процессов в отдельной электромагнитной подсистеме и в отдельной механической подсистеме, составляющих полную систему, определяется обобщенными параметрами K_B , γ , ξ_M , $\xi_{\text{Э}}$. Для реальных значений параметров приводов клетей НПС процессы в подсистемах имеют затухание, в общем случае, определяемое свойствами подсистем рассеивать энергию при колебаниях. Граничный характер процессов в подсистемах достигается при оптимальной степени демпфирующего действия (тождественности процессов) и выполнении условий:

$$K_B = K_B^* = 1/\gamma; \quad (9)$$

$$\xi = |\xi_{\text{Э}} - \xi_M| = \sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (10)$$

Тогда характеристическое уравнение (8) для предельной (граничной) степени демпфирования упругих механических колебаний принимает вид:

$$(T_y^2 p^2 + \sqrt{\gamma}(\xi_{\text{Э}} + \xi_M) T_y p + 1) \cdot (T_y^2 p^2 + \sqrt{\gamma}(\xi_{\text{Э}} - \xi_M) T_y p + 1) = 0. \quad (11)$$

Согласно устоявшейся практике проектирования приводов главных линий прокатных станов для обеспечения требуемого срока службы и гарантии резерва прочности задаются демпфированием ξ_0 и частотой колебаний системы Ω_0 , значения которых выбираются также из соображений требуемой степени устойчивости и поддержания показателей технологического процесса [6]. Практическая ценность принятых параметров проектирования заключается в сохранении физического содержания процессов для уравнений второго порядка, составляющих полную электромеханическую систему (11).

На основании типовой формы записи уравнения колебательного звена любой физической природы процессы в полной электромеханической системе с предельной степенью демпфирования определяются как:

$$\xi_{\text{ЭМ}} = \frac{1}{2} \sqrt{\gamma}(\xi_{\text{Э}} + \xi_M); \quad (12)$$

$$\Omega_{\text{ЭМ}} = \Omega_{12} = \frac{1}{T_y}, \quad (13)$$

где $\xi_{\text{ЭМ}}$, $\Omega_{\text{ЭМ}}$ – коэффициент демпфирования и частота свободных колебаний в полной электромеханической системе (индекс «ЭМ»).

Реализовать предельную степень демпфирования в электромеханической системе привода валков клетки становится возможным при соблюдении условия:

$$K_B^* = 1/\gamma; \quad (14)$$

$$\xi_{\text{Э}} - \xi_M = \sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (15)$$

при реально существующих соотношениях $\xi_{\text{Э}} > \xi_M$ в главных линиях привода клетей и для возможных ограничений по критическому (предельному) демпфированию в полной системе

$$\xi_{\text{ЭМ}} = \frac{1}{2} \sqrt{\gamma}(\xi_{\text{Э}} + \xi_M). \quad (16)$$

Получить необходимые соотношения между демпфированием в полной электромеханической и отдельной механической подсистемах можно из совместного рассмотрения (15) и (16) путем сведения в систему уравнений следующего вида:

$$\xi_{\text{Э}} - \xi_M = \sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma}}; \quad (17)$$

$$\xi_{\text{Э}} + \xi_M = 2\xi_{\text{ЭМ}} \sqrt{\gamma}. \quad (18)$$

Из системы уравнений (17), (18) устанавливается, что в зависимости от задаваемого коэффициента демпфирования и частоты свободных колебаний для проектируемой электромеханической системы:

$$\xi_0 = \xi_{\text{ЭМ}}; \quad (19)$$

$$\Omega_0 = \Omega_{12} = 1/T_y^0,$$

коэффициент демпфирования в электромагнитной подсистеме должен иметь значение, определяемое из соотношения:

$$\xi_{\text{Э}} = \frac{2\xi_0 + \sqrt{\gamma-1}}{2\sqrt{\gamma}}, \quad (20)$$

а коэффициент демпфирования в механической подсистеме должен иметь строго определенное значение:

$$\xi_M = \frac{2\xi_0 - \sqrt{\gamma-1}}{2\sqrt{\gamma}}. \quad (21)$$

Реализовать заданный показатель демпфирования в электромеханической системе с предельной степенью затухания возможно при выборе параметров (2), (3), (4) с подстановкой условия $K_B^* = 1/\gamma$ и, соответственно, соотношений для коэффициентов демпфирования (20), (21).

Эффект предельного демпфирования упругих колебаний в механической и электромагнитной подсистемах при заданных вариантах проектирования ξ_0 и Ω_0 достигается при определенных через (20) и (21) параметрах электромагнитной подсистемы, а в системе автоматического управления параметры электромагнитной подсистемы корректируются за счет обратной связи и коэффициент регулятора скорости при настройке следует выбрать со значением:

$$K_{PC}^* = \frac{\gamma T_{M1}}{(2\xi_0 + \sqrt{\gamma-1}) \cdot T_y} \quad (22)$$

Базовое значение некомпенсируемой постоянной времени контура регулирования скорости должно соответствовать в совокупности:

$$T_{MC}^* = \frac{T_y}{2\xi_0 + \sqrt{\gamma-1}} \quad (23)$$

В механической подсистеме в зависимости от значений ξ_0 и γ требуется обеспечить демпфирование дополнительными устройствами трения (электродинамическими, инерционными) с постоянными времени демпфирования:

$$T_d^* = (2\xi_0 - \sqrt{\gamma-1}) \cdot T_y, \quad (24)$$

где $T_d^* = v_{12} / c_{12}$ определяется соотношением коэффициентов вязкого трения упругой передачи.

На рис. 2 а,б приводятся кривые переходных процессов в электромеханической системе привода валков клетки НПС для различных значений коэффициента демпфирования, задаваемого при проектировании, и различных значений γ .

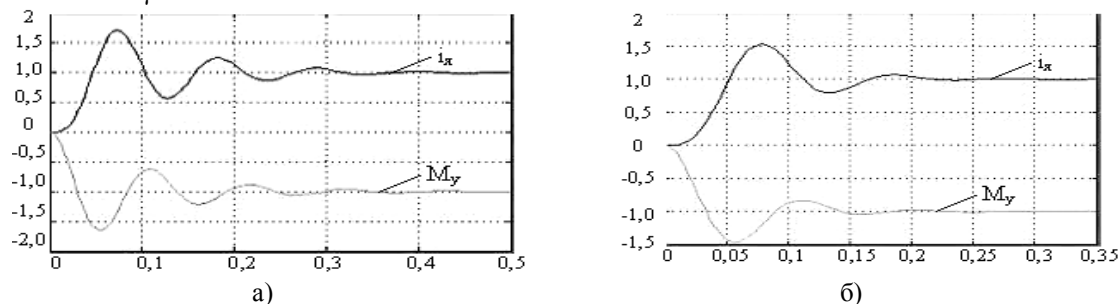


Рисунок 2. Кривые переходных процессов в электромеханической системе привода валков клетки НПС для: а) $\gamma = 1,3$; б) $\gamma = 1,5$

Выводы. Для рассматриваемого класса приводов предлагаемая методика синтеза позволяет реализовать предельную степень демпфирования упругих механических колебаний в линии (валопровод) и в электрических цепях электромагнитной подсистемы. Методика основана на комплексном рассмотрении явления упругих механических колебаний, требует системного подхода при решении задач и предполагает совместное сотрудничество при проектировании специалистов по механическому оборудованию, электроприводе и системам управления. Соотношения оптимизации методики синтеза универсальны и взаимны и предполагают допустимость компромиссных вариантов решения задачи как конструктивными, механическими, так и электромеханическими способами.

Литература.

1. Ключев В.И., Жильцов Л.В., Калашников Ю.Т. Состояние и перспективы развития теории электропривода с упругими механическими связями. – Электричество, 1981, № 7. – С. 28-32.
2. Ключев В.И. Анализ электромеханической связи при упругих колебаниях в электроприводе. – Электричество, 1971, № 9, с. 47 – 51.
3. Борцов Ю.А., Соколовский Г.Г. Тиристорные системы электропривода с упругими связями. – Л.: Энергия, Ленингр. отд-ние, 1979. – 160 с., ил.
4. Тиристорные электроприводы прокатных станков./ Перельмутер В.М., Брауде Ю.Н., Перчик Д.Я., Книгин В.М. М.: «Металлургия», 1978. 152 с. с ил.
5. Задорожня И.Н., Гарасов А.Ф., Задорожний Н.А. Оценка влияния механического демпфирования на динамику электропривода с упругими связями. – Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». 2005. № 45. С.176 – 180
6. Прикладные задачи динамики машин. Иванченко Ф.К., Красношопка В.А. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1983. – 200 с.