

УДК 681.514

*Федорещенко Николай Васильевич,**к.т.н., доцент кафедры «Электропривод и электрический транспорт»,  
ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет»,  
e-mail: n-fed38@mail.ru**Линейцева Ксения Владимировна,**обучающаяся группы ЭАПб -19 -1,  
ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет»,  
e-mail: Klineytseva@list.ru***КОМПЕНСАЦИЯ УПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ***Fedoreshchenko N.V., Lineytseva K.V.***COMPENSATION OF ELASTIC VIBRATIONS OF INDUSTRIAL MECHANISMS**

**Аннотация.** Показаны методика компенсации упругих колебаний электроприводов промышленных механизмов позиционирования, а также способы оценки уровня этих колебаний. Предлагается на этапе проектирования механизмов перемещения выбрать параметры электродвигателя и механизма оптимальные по критерию минимума колебаний. Механизмы позиционирования типа «актуатор» с передачей винт – гайка дают возможность для реализации такого подхода.

**Ключевые слова:** колебания упругие, оценка, позиционирование, передача винт – гайка.

**Abstract.** The method of compensation of elastic vibrations of electric drives of industrial positioning mechanisms, as well as methods for assessing the level of these vibrations are shown. It is proposed to choose the parameters of the electric motor and the mechanism optimal according to the criterion of minimum vibrations at the design stage of the displacement mechanisms. Positioning mechanisms of the "actuator" type with screw –nut transmission make it possible to implement this approach.

**Keywords:** elastic vibrations, evaluation, positioning, screw–nut transmission.

Системы электропривода (ЭП) являются главным источником механической энергии для большинства механизмов и технологических процессов. Современные промышленные технологии, в которых используется ЭП, постоянно повышают основные требования к нему. И прежде всего это быстродействие (БД) и точность стабилизации и перемещения (ТСП). Широкие возможности и перспективы для решения проблемы повышения производительности промышленных механизмов открываются при использовании современных быстродействующих комплектных электроприводов (КЭП). Но только в ряде случаев это достижимо. При определенных заданных параметрах и благодаря выполнению ряда условий, а, именно:

рациональному выбору параметров неизменяемой части системы;

оптимальной настройке регуляторов;

организации дополнительных управляющих воздействий;

удаётся практически без дополнительных экономических затрат уменьшить отрицательное влияние упругих связей (УС) на

качество регулирования координат электро-механических систем (ЭМС) [1, 2, 3].

Оптимизация ЭМС с учетом упругости их механических передач является сложной проблемой, для решения которой требуется определить рациональные подходы получения математических моделей, выбрать удобную форму их представления, определить эффективные методы комплексного решения задач анализа и синтеза системы управления, оценить влияние основных возмущений на происходящие процессы [1, 2].

Упругие колебания (УК) в механизмах промышленных ЭП вызывают электромеханические переходные процессы, то есть изменения значения установившейся частоты вращения. Эти колебания скорости электропривода могут быть вызваны:

пуском электродвигателя, при этом  $\omega_0$  скачком изменяется от нуля до  $\omega_{ном}$ ;

изменением знака  $\omega_{ном}$  также скачком (торможение противовключением, реверс);

отключением двигателя от сети и включением по схеме динамического тормо-

жения, при котором  $\omega_0$  скачком уменьшается от  $\omega_{\text{ном}}$  до нуля (динамическое торможение);  
изменением параметров ЭД при регулировании (технология);

изменением нагрузки на валу двигателя (технология) [1].

Анализ проведенных исследований и опыта наладки промышленных электроприводов позволяет утверждать, что повышению, как БД, так и ТСП, существенно препятствует упругость (податливость) кинематических цепей и элементов конструкции механизма. В теории ЭП выделяют большую группу механизмов и машин, для которых влияние упругих механических связей на динамику ЭП, изнашиваемость деталей, производительность и качество продукции является достаточно ощутимым [1].

В этой группе промышленное оборудование подразделяют на механизмы с упругостью 1<sup>ого</sup> рода – экскаваторы, тросовые шахтные подъемники, драги, станки для глубокого бурения, краны с тросовым подвесом груза, механизмы подачи и перемещения металлорежущих станков, крупные антенные устройства, прокатные станы.

Довольно обширна и группа механизмов с упругостью 2<sup>ого</sup> рода – быстроходные бумагоделательные машины, отделочное оборудование бумажного производства, линии по изготовлению пленки, а также волокна в химическом производстве, прокатные станы для листового материала.

Наиболее частыми причинами упругого взаимодействия ЭД и механизма, согласно [3], являются:

технологический процесс (СЧК изменяется медленно, от двух до трёх раз);

изменение положения или геометрии механизма (низкая скорость, кратность от одного до трёх раз);

пуск, торможение, реверс или перемещения механизма (скачком от одного до десяти раз);

взаимодействие через транспортируемый материал (быстро от двух до трёх раз).

В результате определенного соотношения параметров и режимов работы в ЭМС возможно совпадение (резонанс) СЧК конструкции, механизма, а также технологической нагрузки. Такое явление приводит к дополнительным механическим усилиям в кинематике, порождает повышение вибрации, снижает точность выходных характеристик. Это влияние УС делает невозможной реализацию

высокого БД, а также оптимальных настроек систем управления (СУ) ЭП.

У современных КЭП с частотой напряжения питания 50 Герц, предельное БД определяется полосой пропускания до 150 Герц. Управление реализуется в системах подчиненного регулирования с ПИ-регуляторами в контурах [1,2]. Но и у большинства промышленных механизмов нижняя граница СЧК лежит в этом же частотном диапазоне.

Математическое описание и исследование особенностей динамических процессов, происходящих в механических и электрических устройствах, представляют сложную, трудоемкую задачу. Поэтому на начальной стадии исследования таких систем важно оценить правомерность выбора исходных гипотез, определить целесообразность применения тех или иных корректных допущений.

Первый этап исследования сложных ЭМС направлен на упрощение исходного объекта с целью представления его расчетной схемой, соответствующей наиболее простой физической модели, в которой учтены только наиболее существенные факторы, влияющие на решение рассматриваемой задачи. Например, учитываемое число элементов (степеней свободы элементов) механической части рабочей машины зависит от её конструктивных особенностей, частотного спектра вынуждающих сил и быстродействия приводных устройств [1, 2, 3].

Следующим этапом исследования является разработка математической модели ЭМС, которая базируется на теоретических положениях аналитической механики, электротехники, соответствующих разделах математики при широком использовании экспериментальных зависимостей, подтверждающих адекватность полученных моделей реальным объектам [2].

В инженерной практике большое распространение получил метод поэлементного описания ЭМС, в основу которого положена идея получения исходных уравнений системы с непосредственным применением законов механики, электротехники и других смежных дисциплин. Этот подход базируется на изучении процессов и явлений, происходящих в отдельных устройствах и элементах систем, и учете их влияния друг на друга с помощью уравнений связи.

Для обеспечения заданной работоспособности и исключения резонанса СЧК механизма и КЭП, необходимо снижать БД преобразователей так, чтобы граничная частота полосы пропускания была в разы меньше СЧК системы привод – механизм [2].

На практике для решения этой задачи используют различные подходы.

1) Увеличение прочности конструкции и точности её обработки. Это поднимает значение низших СЧК системы, но связано с повышением материалоемкости и трудовых затрат. Такой путь экономически нецелесообразен.

2) Ограничения ускорения и формирование закона изменения  $M_{\text{дин}}=f(t)$ . Но это даёт снижение производительности механизма.

3) Демпфирование электроприводом с подчиненным регулированием координат с контурами тока, скорости, положения.

Сущность демпфирования с помощью электропривода заключается в следующем. УК механизма приводят к изменению (колебанию) скорости  $\omega_2$ . Представим, согласно [1], схеме моделирования контур скорости консервативным колебательным звеном. Колебания в этом контуре не затухают при постоянном моменте двигателя, что соответствует действительности. Но благодаря внутренней обратной связи по скорости  $\omega_1$  эти колебания вызовут изменения момента, развиваемого ЭД. Этот момент (и его изменения) будет определяться динамической жесткостью  $\beta$  механической характеристики привода:

$$M = -\beta\omega_1.$$

Электромагнитной инерцией двигателя в этом случае можно пренебречь ( $T_3=0$ ). Изза электромеханической связи колебания скорости двигателя приведут к колебаниям тока. Результат - энергия механических колебаний постепенно рассеивается в виде тепла в сопротивлении  $R_{\text{яв}}$ . При определённых условиях замкнутой по внешнему параметру системе эта энергия может частично отводиться в сеть [4]. Система должна быть замкнутой по внешнему параметру и электромеханические параметры в ней должны соотноситься определённым образом [2, 3].

Оценка демпфирующей способности (ДС) системы проводится различными способами, например, по логарифмическому декременту затухания [1]:

$$\lambda = \frac{2\pi}{\sqrt{4T_{M1}^2\Omega_{12}^2 - 1}},$$

где  $T_{M1} = \frac{J_1}{\beta}$  – электромеханическая постоянная 1-ой массы;

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}} - \text{резонансная частота системы;}$$

$J_1$  и  $J_2$  – моменты инерции двигателя и механизма;

$C_{12}$  – жесткость механической передачи.

Имеются и другие способы косвенной оценки ДС подобных систем при УК. В [1] сформулировано общее неравенство для не учёта электромеханической связи в разомкнутых системах:

$$T_3 \cdot T_M \cdot \Omega_{12}^2 \gg 1$$

Кроме прямой оценки по декременту затухания, в [1] предложена оценка по коэффициенту электромеханической связи. Он определяется как отношение амплитуд колебаний момента двигателя к моменту упругого на резонансной частоте упругих колебаний  $\omega_{12}$  [1]. Этот коэффициент можно определить через параметры системы:

$$k_{\text{эс}} = \frac{1}{T_{M1}\Omega_{12}\sqrt{1+T_3^2\Omega_{12}^2}}.$$

В [2,4] для оценки возможности пренебрежения упругой связью используются такие величины как соотношение масс и постоянная упругости:

$$\gamma = \frac{J_1 + J_2}{J_1}; T_V = \sqrt{\frac{T_{C1} \cdot T_{M1} \cdot T_{M2}}{(T_{M1} + T_{M2})}},$$

где  $T_{C12} = \frac{M}{C_{12} \cdot \omega}$  – постоянная времени жесткости кинематических передач.

На основе этих показателей [2,3] были определены соотношения параметров, обеспечивающие пренебрежение влиянием упругой связи двигателя с исполнительным органом. К достоинствам этого подхода следует отнести то, что оптимальные соотношения параметров определяются отдельно для контура тока и контура скорости системы подчиненного регулирования электроприводом.

Также для организации режима работы без влияния УК можно использовать следующие формулы [4]:

$$\frac{T_{ЭМ}}{T_Я} \geq 3,2 ,$$

$$T_Я \cdot \Omega_{1,2} \leq 0,25 ,$$

$$\gamma \geq 5 ,$$

где  $T_{ЭМ} = \frac{(J_1 + J_2)\omega}{M}$  – электромеханическая постоянная привода;

$$T_Я = \frac{L_{ЯЦ}}{R_{ЯЦ}}$$

– постоянная времени якорной цепи.

Авторами предлагается другой подход к решению подобных задач. Для механизмов позиционирования типа подъемно-транспортных устройств, роботов-манипуляторов, приводов подач и перемещений металлорежущих станков, в которых используется передача винт-гайка (ПВГ), целесообразно решать проблему УК на этапе проектирования.

Базовый механизм этих машин ПВГ проектируется таким образом, чтобы его СЧК системы лежала достаточно далеко (15-20%) от частот сигналов управления и возмущения. Такая система ЭП настраивается как жесткая, на стандартный оптимум. При этом БД и ТСП задаются технологическим процессом.

Расчёты выполняются в следующей последовательности.

1. Расчёт характеристик механизма с ПВГ, по заданным условиям эксплуатации, скоростям перемещения, грузоподъемности и режимам работы.

2. Выбор ЭД и преобразователя [1]. Оптимальными при этом будут высокомоментные электрические машины, с малым моментом инерции, с хорошими пусковыми и регулировочными характеристиками.

3. Выполняется проверка условий возможного пренебрежения УС по одной из вышеперечисленных методик [1- 4].

Данная методика применялась при проектировании механизмов межоперационного транспорта (МОТ) с жесткой подвеской груза для гибкого автоматизированного производства [4]. Разрабатывалась часть линейки мощности серии механизмов с грузоподъемностью от 20 до 1000 кг с такими соотношениями параметров ПВГ и ЭД, при которых УК минимизировались. Это позволяло настраивать СУ как при жестком механизме [4]. Такая настройка даёт возможность получить высокие БД, а, значит, и высокую производительность с заданной ТСП МОТ и роботы – манипуляторы для металлообработки и сборки должны выполнять позиционирование с точностью 0,05 – 1,0 мм, со скоростью - 1÷6 м/с и ускорением до 6 м/с<sup>2</sup> [3].

Возможно применение методики и для исключения УК и в других механизмах. На стадии проектирования, благодаря использованию современных материалов для изготовления механизмов, возможно разделение собственных частот двигателя и механизма. Наиболее интересно при этом использование композиционных материалов и сплавов металлов.

Кроме этого данный подход неоднократно использовался на различных этапах выполнения выпускных квалификационных работ бакалаврами и магистрами. Объектами проектирования были роботы-манипуляторы, краны и различные виды металлорежущих станков. Результаты – положительные, найдены новые технические решения, оптимизированы режимы работы и технические характеристики.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ключев В.И. Теория электропривода. М. Энергоатомиздат, 1985, 417с.  
 2. Башарин А.В., Новиков В.А., Соколовский Г.Г. Управление электроприводами. Л. Энергоатомиздат, 1982, 392с.  
 3. Борцов Ю.А., Поляхов Н.Д., Путов В.В. Электромеханические системы с адаптивным и модальным управлением. Л. Энер-

гоатомиздат, 1984, 216с.

4. Федорещенко Н.В. Оптимизация радиуса приведения механизма актуатора для точного позиционирования в автоматическом производстве / Вестник Иркутского национального исследовательского технического университета. 2019. Т. 23. № 6. С.1116 -1125.