Кинематический анализ рабочих механизмов

Реальные рабочие машины содержат люфты и упругие деформации, оказывающие существенное влияние на динамику электропривода.

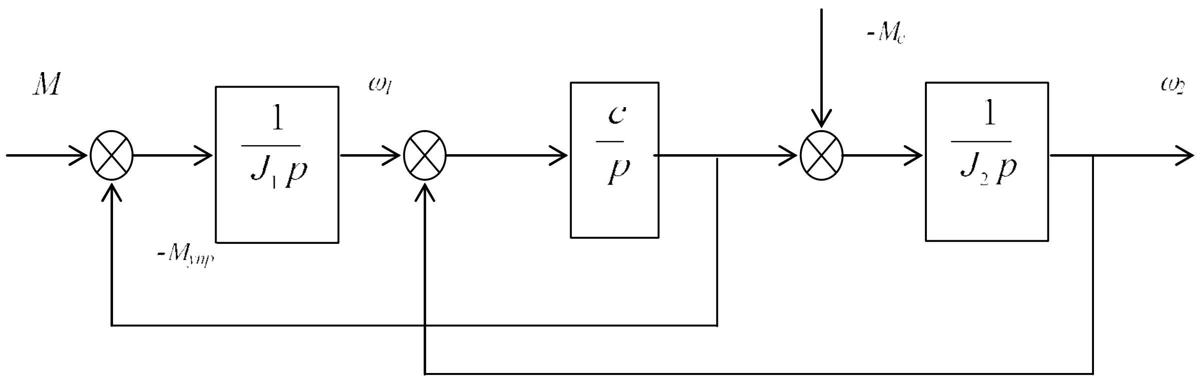
Люфты и упругие деформации можно подразделить на два типа.

К первому типу относят люфты и упругие деформации элементов, расположенных последовательно в кинематической цепи передачи. Это люфты в зацеплениях, соединительных муфтах, в шлицевых, шпоночных соединениях, а также упругие деформации валов, эластичных муфт, зубьев шестерен.

Ко второму типу относят люфты и упругие деформации элементов, расположенных в параллельных кинематических цепях. Это люфты в подшипниках, упругие деформации корпусов и оснований редукторов и т.п.

Наиболее существенное влияние на динамику ЭП оказывают люфты и деформации первого типа.

Влияние первого типа можно рассмотреть на примере двухмассовой упругой системы:



Преобразованная передаточная функция системы по управляющему воздействию имеет вид:

$$W(p)=\frac{\omega_2(p)}{M(p)}=\frac{1}{p(J_1+J_2)\cdot(T^2\cdot p^2+1)},$$

где T - постоянная времени.

Обратная величина называется собственной частотой колебаний и определяется по формуле:

$$\Omega=\frac{1}{T}=\sqrt{\frac{c(J_1+J_2)}{J_1\cdot J_2}}.$$

Анализ характеристик показывает:

1) Более интенсивно упругие колебания проявляются на выходе первой массы.

2) Колебания угловой скорости выходного вала существенно зависят от инерционности механизма и интенсивно демпфируются при возрастании J_2.

Механические колебания при $M=const$ не затухают.

В реальных системах присутствуют силы, влияющие на затухание колебаний в системе. Логарифмический декремент затуханий колебаний определяется:

$$\lambda=\frac{2\cdot\pi\cdot\alpha}{\Omega}=0{,}1\div0{,}3,$$

где α – коэффициент затухания; Ω – резонансная частота колебаний.

Соотношение масс определится величиной $\gamma`=\frac{J_2}{J_1}$.

Механизм	Соотношение	Коэффициент

	масс, γ	демпфирования ξ
Главный привод прокатного стана	0,1-0,3	0,05-0,1
Механизм подъема, тяги экскаватора	0,5-1,5	0,1-0,25
Механизм поворота экскаватора	1,5-120	0,05-0,2
Подъемники, краны	1,0-2,5	
Станки	0,3-1,0	0,1-0,25

Соотношение масс: $\gamma = \dfrac{J_{дв} + J_{м}}{J_{дв}}$ не может быть меньше 1,2, т.к. механизмы и передачи всегда обладают каким -то инерции.

При γ>5 систему можно рассматривать как одномассовую. Влияние упругих колебаний наиболее сильно γ=1,2÷3.

Если рассматривать механическую часть с учетом наличия внутренней обратной связи по скорости, то колебания момента вызывают колебания скорости. Наличие электромеханической связи оказывает на колебания демпфирующее действие. Затухание колебаний характе ризуется логарифмическим декрементом, определяемым:

$$\lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha}{\Omega} = \frac{2 \cdot \pi}{\sqrt{4 \cdot T_{м}^{2} \cdot \Omega^{2} - 1}}.$$

Коррекция систем с наличием упругости

Коррекция системы при $\gamma>5$ стандартная. Иногда есть необходимость в снижении быстродействия, уменьшая передаточный коэффициент контура тока.

При $\gamma=3\div5$ возникают большие проблемы с настройкой. Часто требуется снижать быстродействие системы, уменьшая коэффициент передачи в контуре скорости.

Наименее тяжело настраивать систему при $\gamma=1{,}2\div3$. В этом случае необходимо использовать обратную связь по скоро сти вала механизма и по ее производной.

При синтезе системы управления ЭП, обладающей упругостью, в первую очередь надо стремится к подавлению колебаний вала самой рабочей машины, т.к. эти колебания влекут за собой ухудшение качества ее работы. Колебания двигателя оказывают меньшее влияние, они влекут за собой износ деталей двигателя и редуктора.

Коррекция систем с наличием зазоров

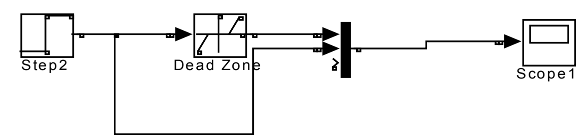
Зазоры размыкают механическую систему и отрицательно сказываются на динамике ЭП.

Наличие зазоров является характерным для ЭП, передача которых содержит зубчатые, реечные, цепные соединения. В прецизионных приводах стремятся уменьшить значение зазоров. В грузоподъемных механизмах необходимо в отдельных случаях давать слабину канатам, что соответствует увеличению зазора.

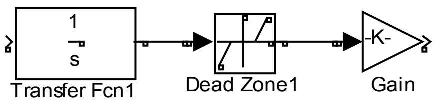
Момент упругости в упругой системе с учетом зазора определится:

$$M_{упр} = c\left(\varphi_1 - \varphi_2 \pm \frac{\Delta\varphi_з}{2}\right).$$

Наличие зазора в механической части можно представить пассивным звеном (Dead Zone). Граница диапазона определяет зазор в передаче $\pm\frac{\Delta\varphi_з}{2}$.



Тогда элемент структурной схемы с учетом зазора выглядит следующим образом.



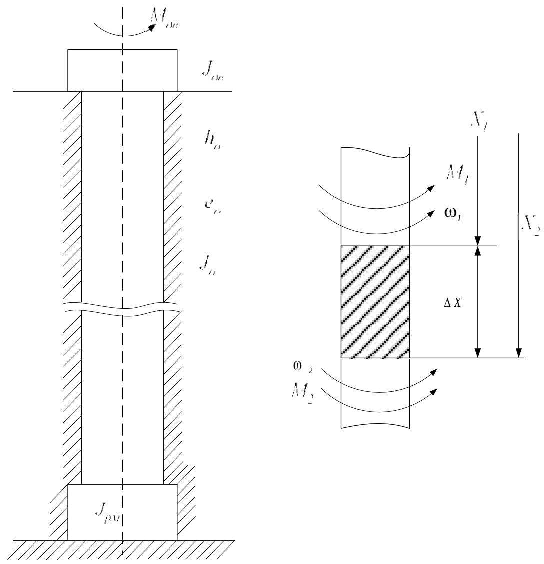
В период выбора зазора $\Delta\varphi_з$ механическая часть между массами J_1 и J_2 отсутствует и под действием момента M масса J_1 движется равноускоренно: $\omega_1 = \frac{M_1 \cdot t}{J_1} = \varepsilon_o \cdot t$. За это время двигатель успевает разогнаться до некоторой скорости $\omega_{1нач}$. Процесс выбора зазора заканчивается ударом, при котором запасенная во вращающихся частях кинетическая энергия переходит в энергию упругих колебаний, вызывая дополнительные динамические нагрузки. Ограничение этого динамического момента требует увеличения длительности выбора зазора, а также ограничение скорости. Обычно $(\omega_{1нач})_{доп}=2\div5\%\omega_{уст}$.

Если зазор относительно невелик и $\gamma\le2$ специально формировать выбор зазора не требуется. Плавность выбора зазора обеспечивается ограничением момента и его производной.

При γ=2÷5 у инерционных механизмов необходимо ограничивать ускорение двигателя. Это обеспечивается введением предварительной ступени регулирования момента, на которой предварительный момент меньше момента стопорения, т.е. $M_{пуск.пред} < M_{стоп.доп}$. В системах УП-Д это обеспечивается настройкой задатчика интенсивности на допустимое ускорение $\varepsilon_{о.доп}$. При выборе зазоров, когда двигатель не связан с нагрузкой, задатчик интенсивности ограничит ускорение двигателя.

Ряд производственных механизмов характеризуется наличием протяженного вала, канатов. В этом случае для исследования ЭП механическую часть необходимо представлять как систему с распределенными параметрами. Так в современных буровых установках длина колонны бурильных труб может достигать нескольких километров. Скорость распространения колебаний вдоль колонны составляет 3300 м/с, т.е. время распространения возмущения вдоль колонны может превышать 1-2 с. Применение метода аналогии позволяет в процессе моделирования заменить установку глубоко бурения на цепь последовательно соединенных четырехполюсников.

Расчетная схема колонн бурильных труб



Колонну бурильных труб можно представить в виде однородного упругого стержня с постоянными значениями моментов инерции и сопротивления в любом сечении. Элемент колонны единичной длины может быть охарактеризован моментом инерции J_o, коэффициентом вязкого трения h_o и податливости e_o (или жесткости c_o).

Для элемента длиной ΔX при пренебрежении деформацией можно записать:

$$M_2 - M_1 = \Delta M = J_o \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta \omega}{\Delta t} + h_o \cdot \Delta X \cdot \omega,$$

откуда $\frac{\partial M}{\partial x} = J_o \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} + h_o \cdot \omega.$

С учетом деформации элемента ΔX, за время Δt можно записать:

$$\frac{\partial \omega}{\partial x} = c_o \cdot \frac{\partial M}{\partial t}.$$

Система двух уравнений может быть сведена к одному дифференциальному уравнению, получившему название телеграфного:

$$\frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} + \frac{h_o}{J_o} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} = \frac{1}{J_o \cdot e_o} \cdot \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2}.$$

В электрических величинах это уравнение имеет вид:

$$\frac{\partial^2 i}{\partial t^2}+\frac{R_o}{L_o}\cdot\frac{\partial i}{\partial t}=\frac{1}{L_o\cdot C_o}\cdot\frac{\partial^2 i}{\partial x^2}.$$

Далее уравнения решают известными методами ТОЭ.

Таким образом, применение теории электромеханических аналогий значительно упрощает расчеты механических систем с распределенными параметрами.

Примером учета упругих деформаций в параллельных кинематических цепях является система автоматической компенсации силовых деформаций (САКСД). Данная система устанавливается на прецизионных станках. САКСД предназначена для компенсации деформации корпусных (несущих) деталей станков, в частности станины. Удовлетворительная компенсация деформации станины достигается приложением как минимум 4-х воздействий от гидродомкратов. Случайный характер изменения величины и координат точек приложения внешней нагрузки требуют управления каждым домкратом по отдельному каналу управления. Управление осуществляется в функции величины силовой деформации, измеряемой в зоне приложения управляющего воздействия.

Исследования силовых деформаций станин координатных сверлильно-фрезерно-расточных высокоточных станков показывают, что вследствие низкого уровня усилий резаний основным возмущающим воздействием является вес подвижных органов: стола, салазок, шпиндельной стойки.

Если вес обрабатываемой детали соизмерим с весов стола, то его необходимо также включать в возмущающее воздействие.

В САКСД имеется хорошая корреляция (соотноше ние) между давлением рабочей жидкости в гидродомкратах и координатой положения рабочего органа на направляющих. Поэтому в системе программного управления компенсацией силовых деформаций (СПУКСД) отсутствует комплекс по непосредственному измерению деформаци й станины. Управление домкратами в такой системе производится в функции координаты, которая измеряется датчиком положения. Основным элементом СПУКСД является многокоординатный датчик (в частности четырехкоординатный) программируемый задатчик. Он формирует задающий сигнал, определяющий давление в каждом домкрате в зависимости от известной величины силы и положения.