

К ВОПРОСУ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В ЛИФТАХ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРИВОДОМ И НЕЧЕТКИМ РЕГУЛЯТОРОМ СКОРОСТИ

Канд. техн. наук, доц. КОВАЛЬ А. С., асп. ШВАЯКОВ А. В.

Белорусско-Российский университет

Лифт представляет собой электромеханическую систему (рис. 1), в которой можно выделить механическую и электрическую подсистемы [1]. Механическая подсистема редукторных лифтов включает в себя кабину, противовес, кинематические связи и червячный редуктор. Электрическая подсистема представлена двухскоростным асинхронным двигателем либо различными системами частотного управления, статическим преобразователем и асинхронным двигателем.

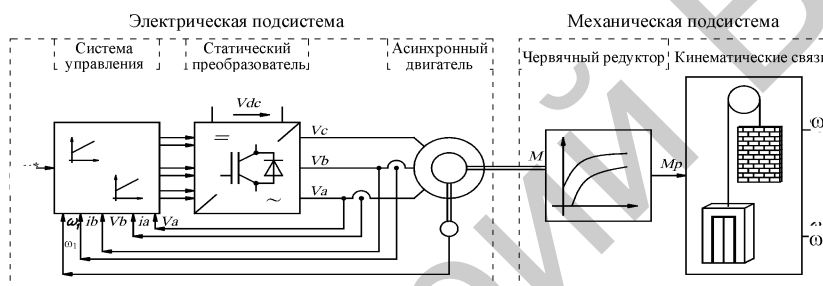


Рис. 1. Электромеханическая система лифта

В лифтах применяют системы управления со скалярными и векторными принципами управления [2], причем последние позволяют построить системы управления с лучшими статическими и динамическими характеристиками. В настоящее время значительное внимание уделяется системам векторного управления при прямом управлении моментом (ПУМ, Direct Torque Control, DTC) [3–5]. Системы векторного управления при прямом управлении моментом обладают самым быстрым контуром управления моментом среди всех систем векторного управления асинхронным двигателем (АД), что и обуславливает интерес к этим системам.

Примерами практической реализации систем векторного управления при прямом управлении моментом является ряд комплектных электроприводов типа ACS-600, ACS-800 и ACS-1000 фирмы ABB и электропривода с системой векторного управления при прямом управлении моментом с широтно-импульсным модулятором (ПУМ–ШИМ, DTC–SVM) фирмы TWERD [5].

В механической подсистеме (рис. 1) можно выделить элементы, характеризующие сосредоточенными и распределенными параметрами. К сосредоточенным элементам относятся массы кабины, противовеса, канатоведущего шкива, моменты инерции редуктора, муфты, валов и двигателя; к распределенным элементам – канаты, которые представляют собой сложную динамическую систему. Механическая подсистема лифтов с регулируемым электроприводом и длиной канатов до 150 м достаточно точ-

но может быть описана трехмассовой консервативной расчетной схемой (рис. 2) [6].

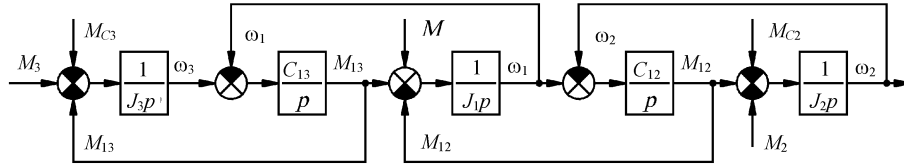


Рис. 2. Структурная схема трехмассовой консервативной системы

Уравнения движения трехмассовой консервативной системы имеют вид:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M - M_{12} + M_{13}; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_2 - M_{C2}; \\ J_3 \frac{d\omega_3}{dt} = M_3 - M_{13} - M_{C3}; \\ \frac{dM_{12}}{dt} = C_{12}(\omega_1 - \omega_2); \\ \frac{dM_{13}}{dt} = C_{13}(\omega_3 - \omega_1), \end{cases} \quad (1)$$

где J_1, J_2, J_3 – приведенные к общему валу моменты инерции двигателя, лифта, противовеса соответственно, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – приведенные к общему валу угловые скорости вращения двигателя, лифта, противовеса соответственно, рад/с ; M – электромагнитный момент АД, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_{12}, M_{13} – приведенные моменты взаимодействия, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_2, M_3 – приведенные к общему валу моменты, обусловленные силой тяжести кабины и противовеса, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_{C2}, M_{C3} – то же моменты сопротивления, $\text{Н} \cdot \text{м}$; C_{12}, C_{13} – коэффициенты жесткости при кручении связей, $\text{Н} \cdot \text{м/рад}$.

Значения коэффициентов жесткости при растяжении определяются [6]

$$C_{ij} = \frac{nSE}{L_{ij}}, \quad (2)$$

где C_{ij} – коэффициенты жесткости при растяжении соответствующей ветви, Н/м ; n – число канатов в ветви; S – поперечное сечение каната, см^2 ; E – модуль упругости стального каната, равный $1,25 \cdot 10^6$, $\text{кг} \cdot \text{с/см}^2$; L_{ij} – длина соответствующей ветви каната, м .

Приведенные к общему валу моменты инерции определяются [7] по формуле

$$J_i = \frac{m_i R^2}{i^2}, \quad (3)$$

где J_i – приведенный к общему валу момент инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; m_i – масса тела, кг ; R – радиус канатопроводящего шкива, м ; i – передаточное число редуктора.

Механическая подсистема содержит червячный редуктор (ЧР), который является нелинейным звеном. Нелинейность червячного редуктора обусловлена различным значением передаваемой энергии в прямом и обратном направлениях [2, 8]. При передаче энергии от червяка к колесу потери энергии в червячном редукторе значительно меньше, чем при передаче энергии от колеса к червяку. Потери в червячном редукторе учитываются коэффициентом полезного действия (КПД), зависящим от скорости вращения червяка [9]:

$$\bar{\eta}(\omega) = \frac{a\omega}{b + \omega} + c, \quad (4)$$

где $\bar{\eta}(\omega)$ – КПД червячного редуктора при передаче энергии от червяка к колесу; a, b, c – постоянные коэффициенты; ω – угловая скорость вращения червяка, рад/с;

$$\bar{\eta}(\omega) = 2 - \frac{1}{\bar{\eta}(\omega)}, \quad (5)$$

где $\bar{\eta}(\omega)$ – КПД червячного редуктора при передаче энергии от колеса к червяку.

На рис. 3 представлены результаты расчета КПД червячного редуктора по (4) и (5).

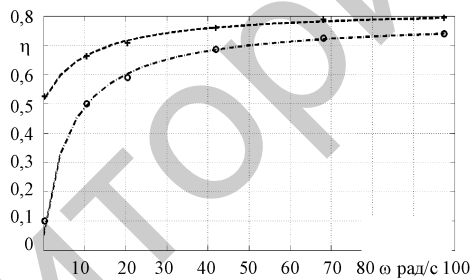


Рис. 3. Зависимость КПД червячного редуктора от скорости червяка:
+ – КПД $\bar{\eta}(\omega)$; ° – КПД $\bar{\eta}(\omega)$

Электрическая подсистема содержит систему векторного управления при ПУМ (ПУМ–ШИМ) с контурами управления моментом, скоростью и потоком статора (рис. 4) [11]. Контур управления потоком статора работает в режиме стабилизации потока статора в системах векторного управления при ПУМ и ПУМ–ШИМ и может считаться неизменным в процессе работы.

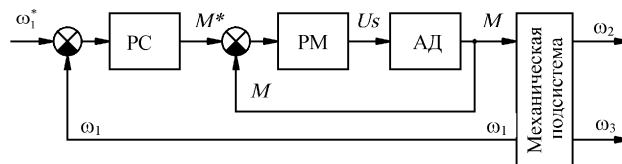


Рис. 4. Функциональная схема системы управления электроприводом лифта: РС – регулятор скорости; РМ – регулятор момента; АД – асинхронный двигатель

Контур управления моментом, как уже отмечалось, является быстродействующим. Исходя из анализа частотных свойств [12] передаточная функция контура управления моментом $W_M(p)$ может быть определена по формуле

$$W_M(p) = \frac{M(p)}{M^*(p)} = 1, \quad (6)$$

где p – оператор Лапласа; $M(p)$ – изображение электромагнитного момента АД, Н·м; $M^*(p)$ – то же сигнала задания электромагнитного момента АД, Н·м.

Принимая во внимание (6), структурная схема системы управления может быть представлена одноконтурной системой управления скоростью АД с пропорционально-интегральным регулятором скорости. В [9] выполнен синтез системы управления электроприводом лифта с нечетким регулятором скорости, выполняющего изменение коэффициентов классического пропорционально-интегрального регулятора (рис. 5).

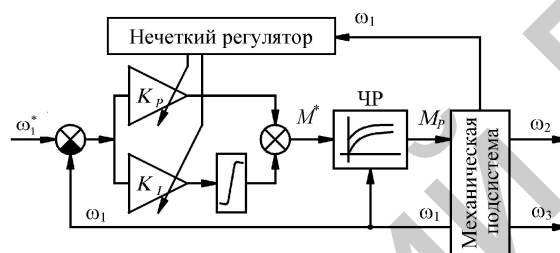


Рис. 5. Структурная схема системы управления электроприводом лифта

Синтез нечеткого регулятора в [9] выполнялся исходя из обеспечения заданной полосы пропускания контура управления скоростью и компенсации нелинейности червячного редуктора. В результате были получены законы изменения коэффициентов пропорциональной и интегральной частей нечеткого регулятора скорости (рис. 6).

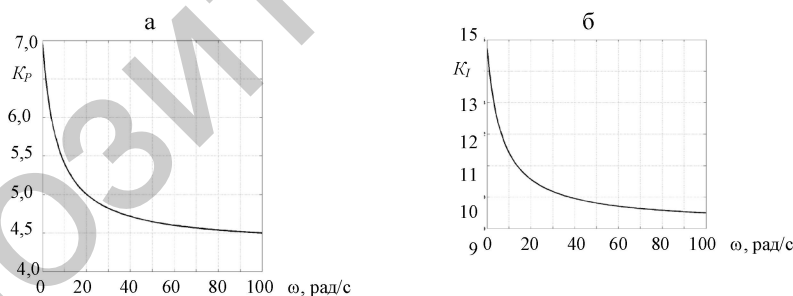


Рис. 6. Зависимость коэффициентов от скорости вращения червяка: а – K_p ; б – K_i

Нечеткий регулятор [9] (рис. 7) характеризуется входными и выходными функциями принадлежности, базой логических правил и нечетким логическим выводом. Для реализации законов изменения коэффициентов пропорциональной и интегральной частей регулятора (рис. 6) применялись треугольные и Z-образные функции принадлежности для входной лингвистической переменной, выходная лингвистическая переменная задана одноточечными множествами. Нечеткий логический вывод рассчитывался методом Мамдани.



Рис. 7. Структура нечеткого регулятора

В электромеханических системах (рис. 1) [13] может существовать взаимосвязь между процессами, протекающими в электрической и механической подсистемах. Причем электропривод может оказывать демпфирующее действие на слабо демпфированную механическую подсистему, каковой и является механическая подсистема лифта. Вследствие чего снижаются динамические нагрузки на элементы механической подсистемы лифта.

Количественной оценкой взаимосвязи электрической и механической подсистем может выступать коэффициент электромеханической связи [13], который определяется как отношение амплитуды колебаний движущего усилия, развиваемого в данном случае асинхронным двигателем, к амплитуде колебаний усилий в упругой связи механической подсистемы электромеханической системы лифта, возникающей под воздействием возмущения, действующего на вал двигателя, на частоте собственных колебаний. То есть коэффициенты электромеханической связи для электромеханической системы лифта в операторной форме определяется следующим образом:

$$k_{12}(p) = \frac{M(p)}{M_{12}(p)} = \frac{(J_2 p^2 + C_{12})(K_p(\omega)p + K_I(\omega))\eta(\omega)}{J_2 C_{12} p^2}; \quad (7)$$

$$k_{13}(p) = \frac{M(p)}{M_{13}(p)} = \frac{(J_3 p^2 + C_{13})(K_p(\omega)p + K_I(\omega))\eta(\omega)}{J_3 C_{13} p^2}, \quad (8)$$

где $k_{12}(p)$ – изображение коэффициента электромеханической связи «канатоведущий шкив – кабина»; $k_{13}(p)$ – то же «канатоведущий шкив – противовес»; $M_{12}(p)$ – изображение момента взаимодействия «канатоведущий шкив – кабина», Н·м; $M_{13}(p)$ – то же «канатоведущий шкив – противовес», Н·м; $K_p(\omega)$ – коэффициент пропорциональной части регулятора; $K_I(\omega)$ – то же интегральной части регулятора.

Из передаточных функций (7) и (8) видно, что коэффициент электромеханической связи ($k_{12}(p)$, $k_{13}(p)$) электромеханической системы лифта зависит от параметров регулятора скорости системы управления ($K_p(\omega)$, $K_I(\omega)$), положения кабины (C_{12} , C_{13} (2)), загрузки кабины (J_2 (3)) и текущего значения КПД червячного редуктора ($\eta(\omega)$).

Выполним анализ значения коэффициента электромеханической связи $k_{12}(p)$ (7). Значение коэффициента электромеханической связи k_{12} на частоте собственных колебаний определяется по формуле

$$k_{12} = \sqrt{\frac{J_2 (\overline{K_I}(\omega))^2 J_1 J_2 + \overline{K_P}(\omega)^2 C_{12} (J_1 + J_2)}{C_{12}^2 J_1 (J_1 + J_2)^2}}, \quad (9)$$

где k_{12} – коэффициент электромеханической связи «канатоведущий шкив – кабина»; $\overline{K}_P(\omega)$ и $\overline{K}_I(\omega)$ определяются по формулам:

$$\overline{K}_P(\omega) = \frac{K_P(\omega)}{\eta(\omega)}; \quad \overline{K}_I(\omega) = \frac{K_I(\omega)}{\eta(\omega)}. \quad (10)$$

Определим область изменения коэффициента электромеханической связи (9) для электромеханической системы (табл. 1), соответствующей массовым лифтам с регулируемым асинхронным электроприводом, с нечетким регулятором скорости.

$$L^* = \frac{L_i}{L_{\max}}, \quad (11)$$

где L^* – безразмерный коэффициент; L_i – текущая длина ветви каната «канатоведущий шкив – кабина», м; L_{\max} – максимальная длина ветви каната «канатоведущий шкив – кабина», м;

$$m^* = \frac{m_i}{m_{\max}}, \quad (12)$$

где m^* – безразмерный коэффициент; m_i – текущая масса груза в кабине, кг; m_{\max} – максимальная масса груза, кг.

Коэффициент электромеханической связи в большой степени зависит от относительного положения кабины (11), (рис. 8). Причем при настройке нечеткого регулятора скорости в соответствии с [9] данный коэффициент лежит в диапазоне от 0,35 до 1,60, что соответствует существенной электромеханической связи [13].

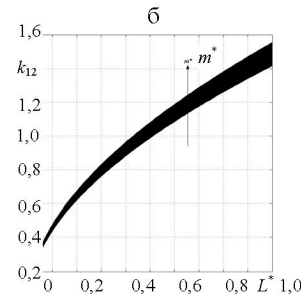
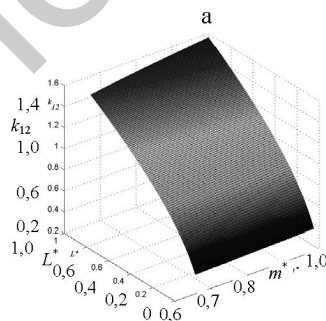


Рис. 8. Графики коэффициента электромеханической связи: а – коэффициент электромеханической связи в функции относительного положения кабины (11) и массы (12); б – то же кабины

ВЫВОДЫ

1. Получено аналитическое выражение для определения коэффициента электромеханической связи, позволяющее выполнить анализ влияния параметров электромеханической системы с регулируемым асинхронным электроприводом на коэффициент электромеханической связи.

2. Установлено, что в электромеханической системе (табл. 1) с регулируемым асинхронным электроприводом и нечетким регулятором скорости достигается электромеханическое взаимодействие.

ЛИТЕРАТУРА

1. К о в а л ь, А. С. Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2009. – № 4. – С. 113–120.
2. Л и ф т ы: учеб. для вузов / под общ. ред. Д. П. Волкова. – М., 1999. – 480 с.
3. V a s, P. Sensorless vector and direct torque control: monographs / P. Vas. – Oxford.: Oxford university press, 1998. – 730 p.
4. Ф и р а г о, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск: Техноперспектива, 2006. – 363 с.
5. Z e l e c h o w s k i, M. Industrial Application of Sensorless Direct Torque Control – Space Vector Modulated (DTC-SVM) for Inverter Fed Induction Motor Drives / M. Zelechowski, W. Kolomyjski, M. Twerd // IV Summer Seminar on Nordick Network for Multi Disciplinary Optimised Electric Drives: Material of Proceeding. – Tallinn, 2004. – P. 81–83.
6. Ч у п р а с о в, В. В. Исследование динамики электроприводов лифтов: автореф. ... дис. канд. техн. наук. – М., 1976.
7. Ф и р а г о, Б. И. Теория электропривода / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск: Техноперспектива, 2004. – 527 с.
8. Л е в и т а н, Ю. В. Червячные редукторы: спр. / Ю. В. Левитан, В. П. Обморнов, В. И. Васильев. – Л.: Машиностроение, 1985. – 168 с.
9. К о в а л ь, А. С. К вопросу построения нечеткого регулятора скорости для электропривода при ПУМ с ШИМ лифтовой установки / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2008. – № 1. – С. 114–122.
10. С т р у к т у р ы систем управления автоматизированным электроприводом / О. П. Ильин [и др.]. – Минск: Наука и техника, 1978. – 368 с.
11. К о в а л ь, А. С. К вопросу математического моделирования системы векторного управления при прямом управлении моментом на основе широтно-импульсной модуляции / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2007. – № 2. – С. 90–97.
12. К о в а л ь, А. С. К вопросу исследования частотных свойств электропривода при прямом управлении моментом с широтно-импульсной модуляцией в лифтовых установках / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2008. – № 1. – С. 24–33.
13. К л ю ч е в, В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В. И. Ключев. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.

Представлена кафедрой
электропривода и АПУ

Поступила 02.02.2010