

## ОПТИМИЗАЦИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРОЙ В КАНАЛЕ УПРАВЛЕНИЯ

*Яхновська В.М., Біла Л.В.* студенти, керівник *Чермалих В.М.* д.т.н., професор, кафедра автоматизації та управління електротехнічними комплексами ІЕЕ НТУУ «КПІ», м. Київ

Характерним для большинства современных электромеханических систем (ЭМС) является работа с переменной нагрузкой, непостоянство параметров и появление колебательных динамических усилий в элементах трансмиссии. Для обеспечения требуемой точности реализации заданного режима с высокой точностью (особенно в позиционных электроприводах) требуется создание систем управления, реализующих желаемые диаграммы скорости вне зависимости от действующих параметрических и координатных возмущений. Для решения данной задачи наиболее эффективно использовать формирование управляющего воздействия с переменной структурой.

Рассмотрим построение и моделирование системы управления позиционным электроприводом механизма с упругой механической связью, которая обеспечит режимы работы электропривода, оптимальные по быстродействию и динамическим нагрузкам.

На рис. 1 представлена структурная схема системы управления электроприводом любого типа с замкнутыми контурами скорости и положения и нелинейным каналом управления.

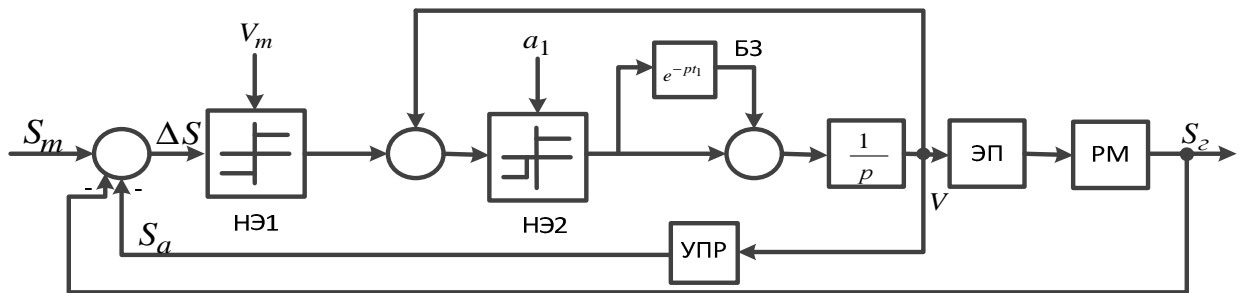


Рисунок 1 - Структурная схема системы управления позиционным электроприводом

На рисунке обозначено:

$S_m$  - заданное значение положения рабочего органа механизма;

$s$  - текущее значение положения рабочего органа механизма;

НЭ1 - нелинейный элемент, ограничивающий заданное максимальное значение скорости  $V_m$ ;

НЭ2 - нелинейный элемент, ограничивающий заданное максимальное значение ускорения  $a_1$ ;

БЗ - блок запаздывания на время  $t_1$ ;

ЭП - передаточная функция замкнутой по скорости системы электропривода;

РМ - рабочий механизм с одной упругой связью;

УПР - устройство переключения режима работы системы.

Устройство переключения режима работы системы вместе с блоком запаздывания формирует двухступенчатое изменение движущегося момента (т.е. ускорения).

Заданными величинами являются:

- максимальная ограничиваемая скорость  $V_{m.o}$  ;
- ограничиваемое ускорение  $a_m$  ;
- ускорение первой ступени, равное половине максимального значения ускорения  $a_1 = a_m/2$  ;
- время действия первой ступени ускорения  $t_1$  ;
- скорость в момент перехода ускорения с первой на вторую ступень  $V_a$  .

Зона нечувствительности НЭ2 равна времени перехода скорости с первой ступени на вторую.

Время действия первой ступени ускорения  $t_1$  выбирается равным половине периода собственных колебаний упругой системы , что, в свою очередь, обеспечивает снижение до минимума механических колебаний.

Ограничиваемая скорость  $V_m \leq V_{m.o}$  определяется в зависимости от значения заданного положения механизма  $S_m$  .

Определение скорости  $V_m$  зависит от граничного положения, которое равно  $S_{m.z} = 8V_a^2/a_m$  :

$$V_m = \begin{cases} (V_a^2 + a_m S_m) - V_a & \text{при } S_m \geq S_{m.z}; \\ (0,5a_m S_m)^{1/2} & \text{при } S_m < S_{m.z}. \end{cases} \quad /1/$$

Рассмотрим структурную схему алгоритма функционирования канала управления с выходным сигналом  $S_a$  (рис. 2).

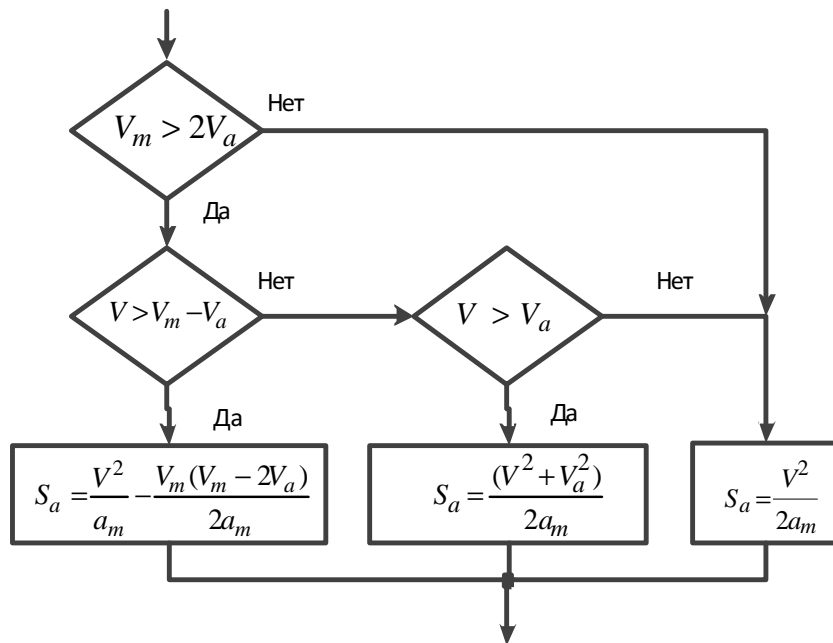


Рисунок 2  
Структурная схема алгоритма функционирования управляющего

канала

Рассмотрим колебания перемещения рабочего органа относительно углового перемещения вала двигателя. В этом случае упругий момент  $M_y$  определится по отношению к движущему моменту из выражения в операторной форме

$$M_y(p) = M_{дв}(p) \frac{C_y}{p^2 + \mu\omega_y^2 p + \omega_y^2}, \quad /2/$$

где  $\omega_y = \sqrt{C_y / J_2}$  - частота свободных колебаний рабочего органа механизма;  $\mu$  - коэффициент затухания колебаний;  
 $C_y$  - коэффициент упругости упругой связи;  
 $J_2$  - момент инерции рабочего органа механизма.

Время запаздывания  $t_1$  определяется по формуле:

$$t_1 = \pi / \omega_y .$$

Согласно рис.1 и рис. 2 Simulink – модель системы управления будет иметь следующий вид (рис. 3):

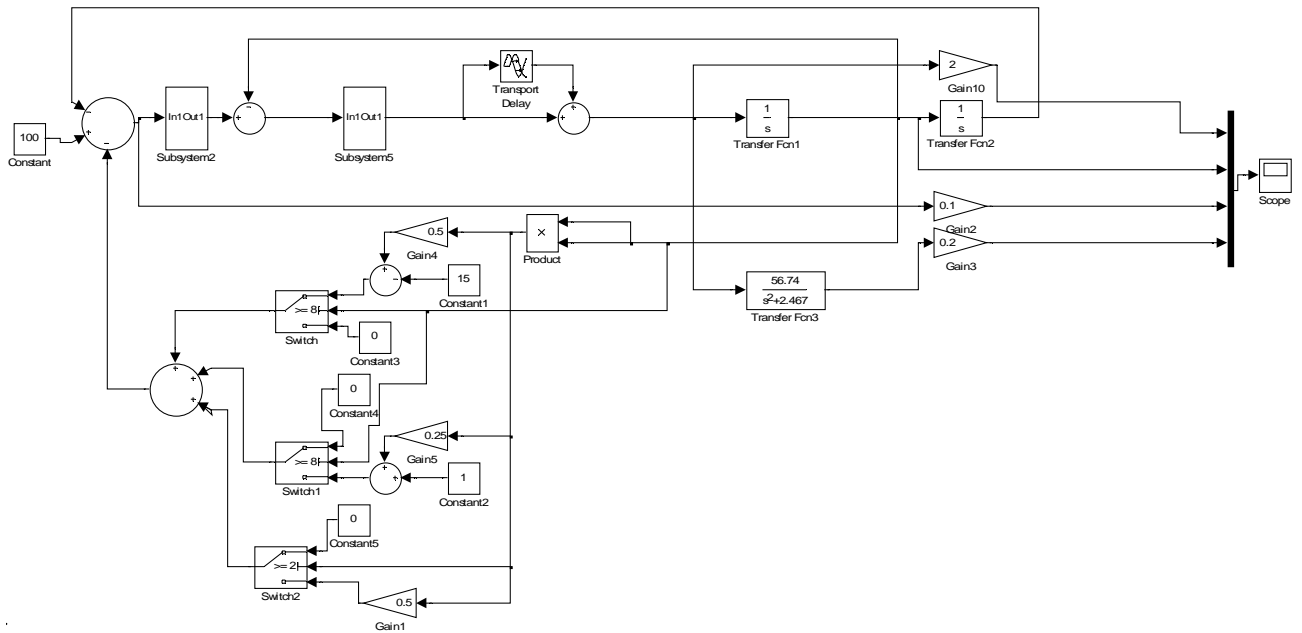


Рисунок 3 - Simulink – модель системы управления

При моделировании были приняты следующие значения основных параметров:  $S_m=100$ ;  $V_m=10$ ;  $V_a=2$ ;  $t_1=2$  с;  $C_y=56$ ;  $\omega_y=1,57$ .

Полученные графики изменения скорости  $v$ , ускорения  $a_1$  (или динамического момента) и упругого момента  $M_y$  представлены на рис. 4.

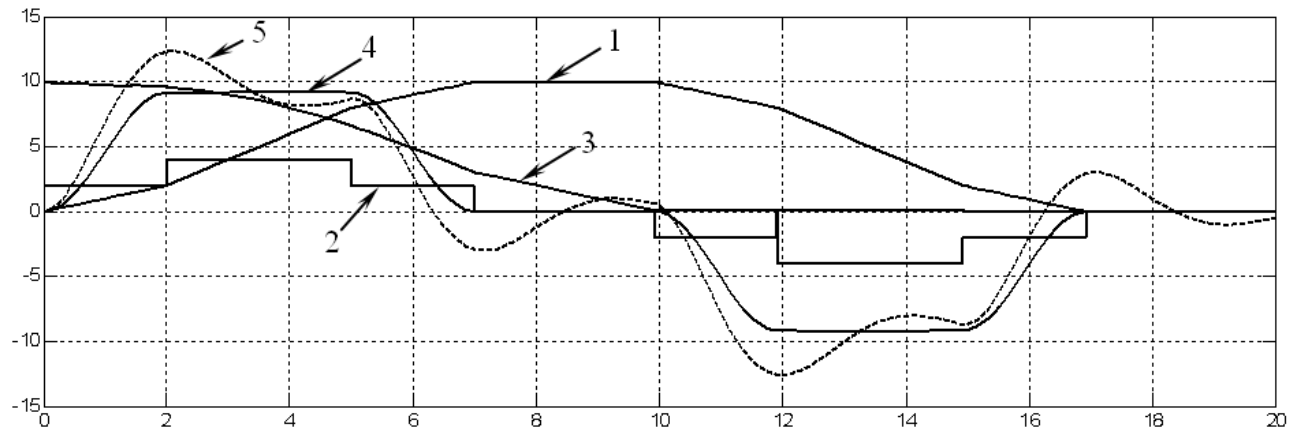


Рисунок 4 - Графики изменения скорости  $v$ , ускорения  $a_1$  (или динамического момента) и упругого момента  $M_y$

- 1- график изменения скорости в оптимальном режиме;
- 2- график изменения ускорения в оптимальном режиме;
- 3- график изменения ошибки регулирования в оптимальном режиме;
- 4- график изменения упругого момента в оптимальном режиме;
- 5- график изменения упругого момента в неоптимальном режиме.

Таким образом, использование переменной структуры в канале управления обеспечивает заданный режим позиционирования электропривода и отсутствие упругих колебательных процессов в рабочем механизме.

Рассмотрим практическое применение решения данной проблемы на примере шахтной подъемной установки.

Структурная схема шахтной подъемной установки приведена на рис.5.

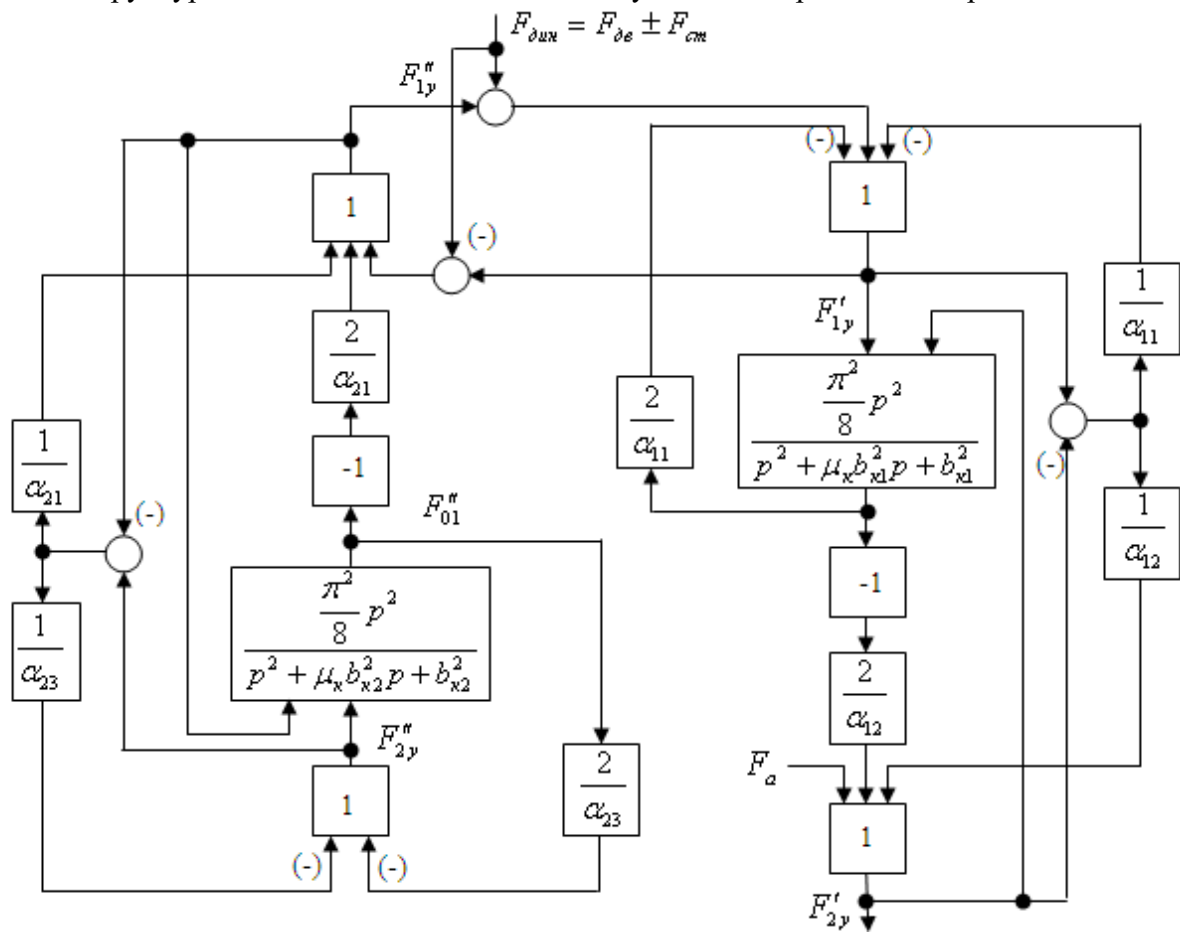


Рисунок 5 – Структурная схема шахтного подъема

На рисунке приняты следующие обозначения:

$$\alpha_{11} = \frac{m_{k1}}{m_1}; \quad \alpha_{12} = \frac{m_{k1}}{m_2}; \quad \alpha_{21} = \frac{m_{k2}}{m_1}; \quad \alpha_{11} = \frac{m_{k2}}{m_3} - \text{коэффициенты масс;}$$

$\mu_k$  - коэффициент затухания колебаний;

$$b_{k1} = \frac{\pi a_k}{l_{k1}}; \quad b_{k2} = \frac{\pi a_k}{l_{k2}} - \text{парциальные частоты ветвей канатов.}$$

Согласно схеме рис. 5 Simulink – модель шахтной подъемной установки будет иметь

вид (рис.6):

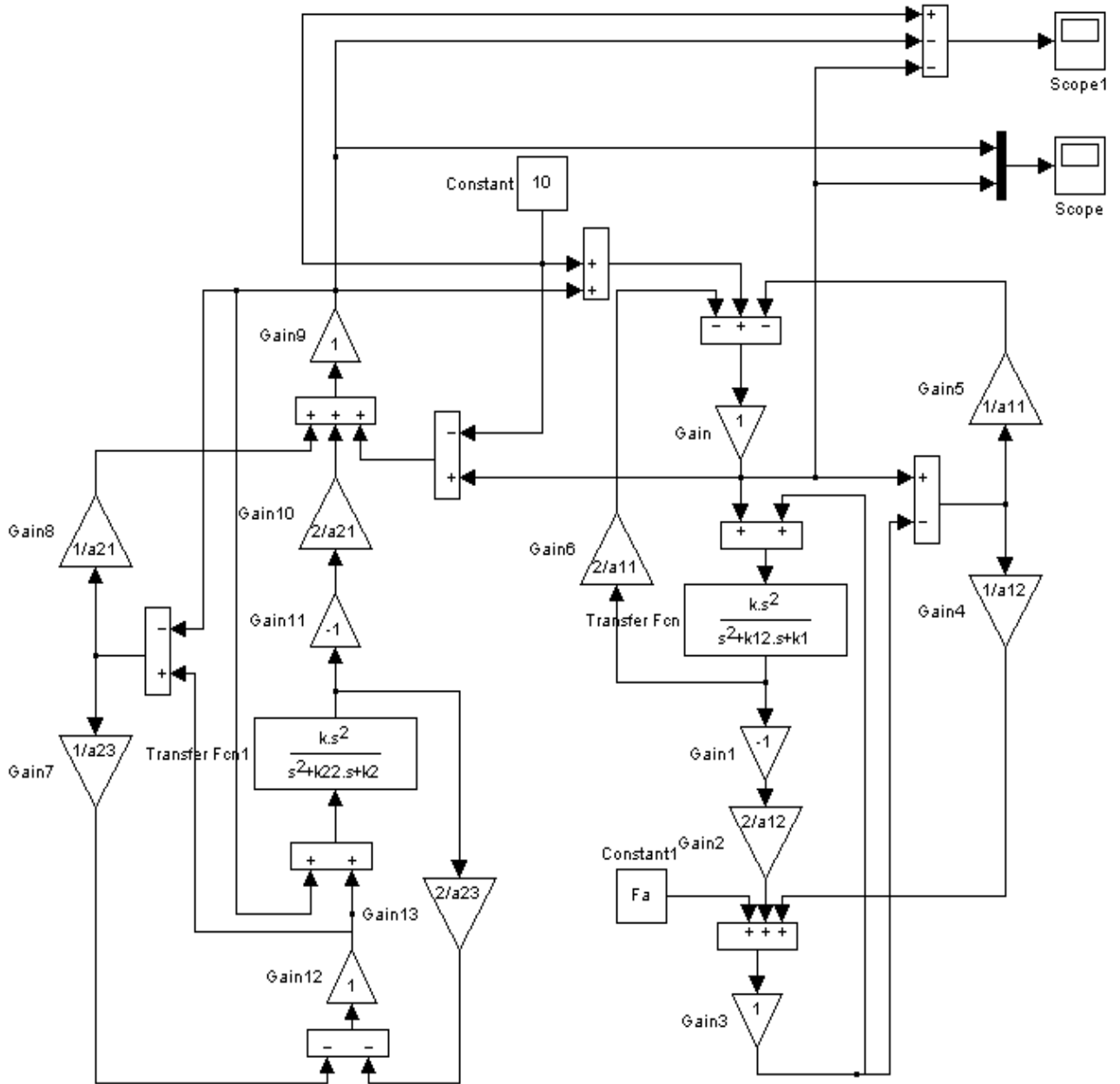


Рисунок 6 - SIMULINK-модель шахтного підйому

На рис. 7 приведена структурная схема шахтної підйомної установки з переменної структурою в каналі управління (т.е. при подачі ступенчатого впливу на вхід системи).

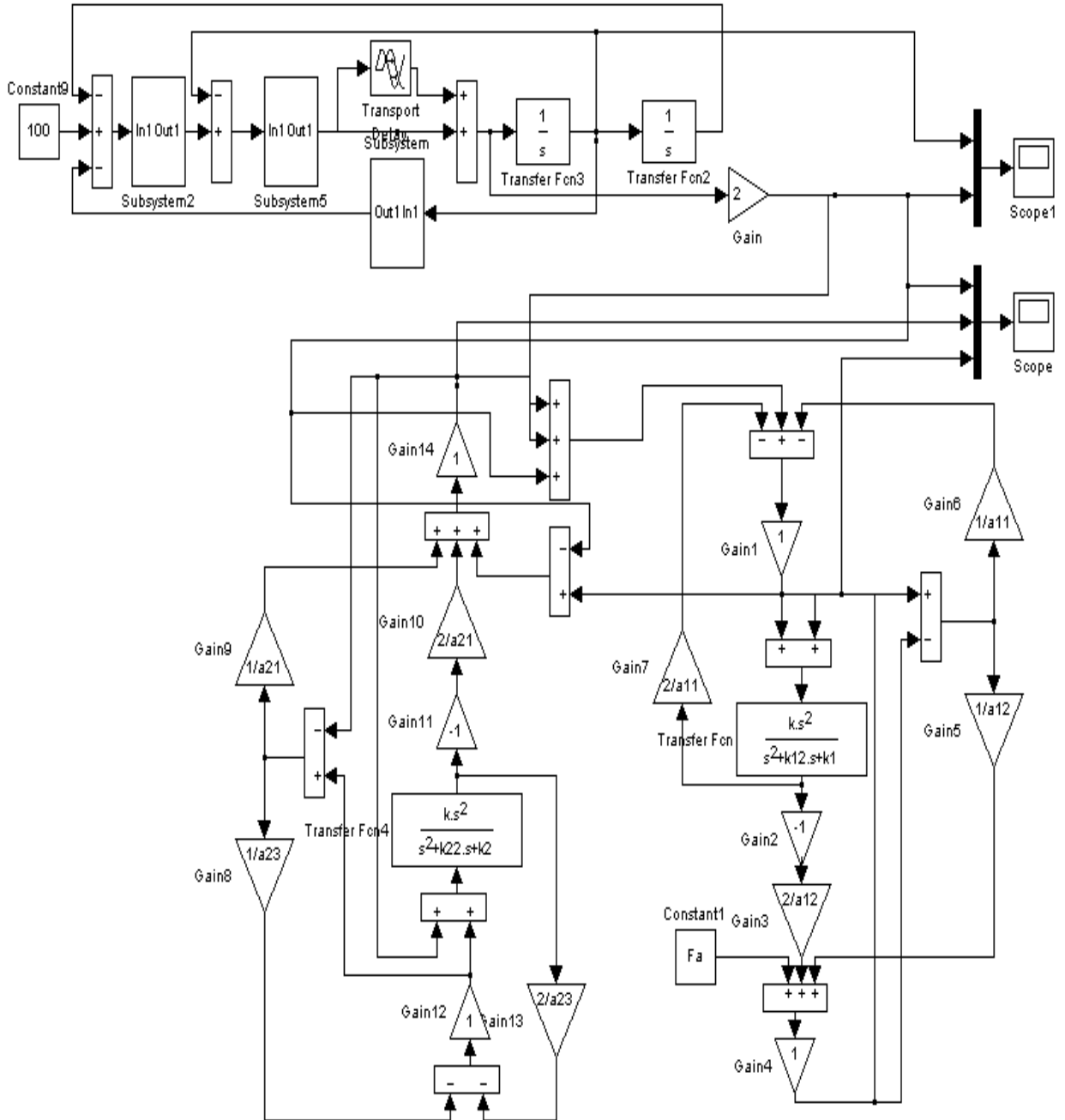


Рисунок 7 - SIMULINK-модель шахтного підйому при ступенчатому входному впливі

Сравним графики изменения динамических составляющих усилий, обусловленных упругими деформациями канатов для обоих случаев (рис. 8).

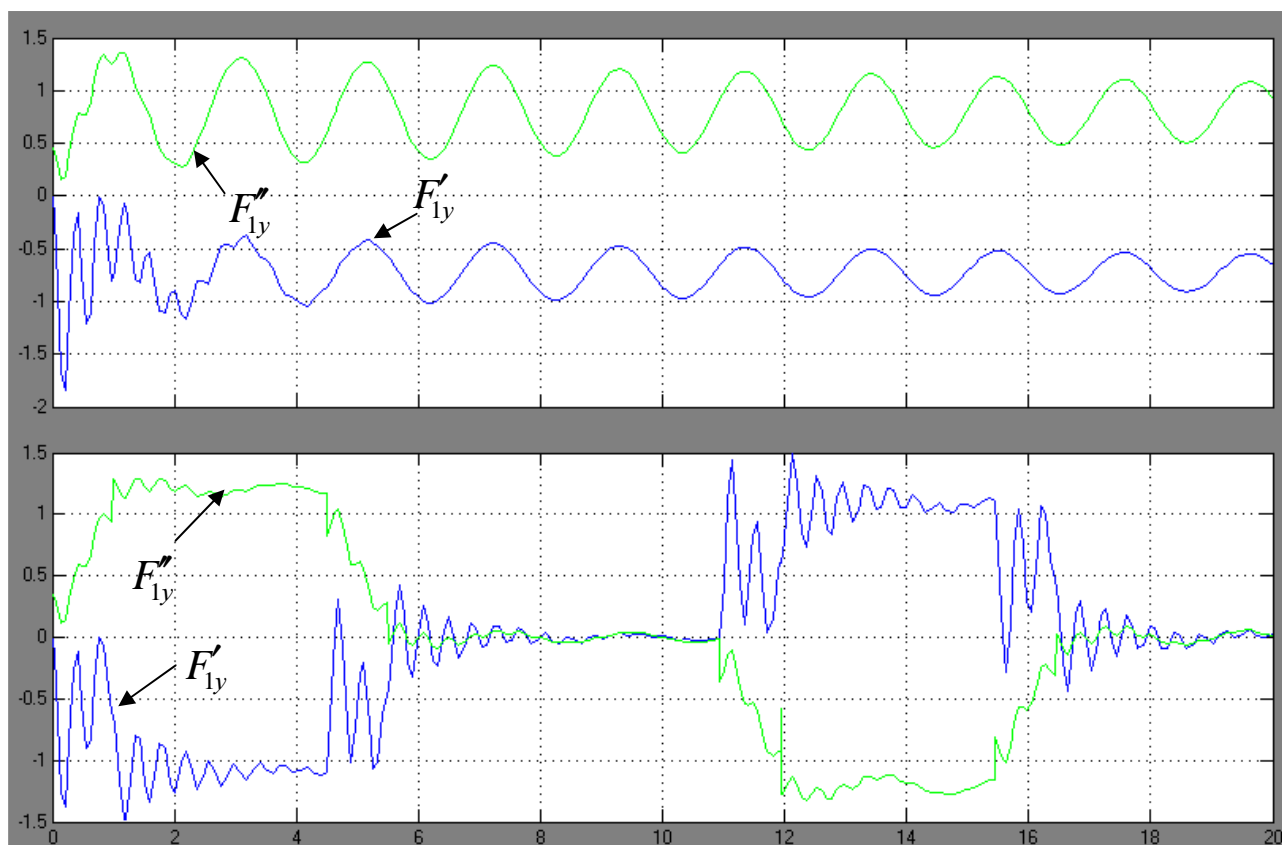


Рисунок 8 - Графики динамических составляющих усилий, обусловленных упругими деформациями канатов.

Как видно из графика, применение переменной структуры в канале управления позволило исключить низкочастотные колебания системы.