



In the article is given the mathematical model of the table of swinging with hydroelectric drive of the crystallizer of the slugs continuous casting machine. The mathematical model is received by methods of the theory of automatic operating with outputting in dimensionless form of transfer functions of the system several elements.

В. В. БОЛОТСКИЙ, ГТУ им. П.О. Сухого, Д. Н. АНДРИАНОВ, БНТУ

УДК 621.74.047

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ МНЛЗ С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

В зависимости от скорости разливки сортовых заготовок существующие электромеханические привода качалки машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) обеспечивают частоту колебаний от 0,8 до 4,2 Гц и амплитуду перемещений от 3 до 6 мм [1]. Одним из возможных путей повышения скорости разливки является повышение частоты колебаний и изменение амплитуды перемещений кристаллизатора МНЛЗ. Решение этой задачи может быть достигнуто применением электрогидравлического следящего привода (ЭГСП), использование которого позволит осуществить возможность реализации выходным звеном привода различных по профилю периодических сигналов и регулирования частоты и амплитуды колебаний в режиме реального времени, а также обеспечит повышение качества сортового металла и экономической эффективности использования МНЛЗ за счет значительного увеличения скорости разливки.

Режимы функционирования МНЛЗ предъявляют комплекс требований к динамическим характеристикам привода и в связи с этим, несомненно, актуальными являются исследования динамики привода, выполняемые на основе алгоритма, который сводится к построению амплитудной частотной характеристики по перемещению выходного звена привода Z . Согласно теории автоматического управления, ЭГСП МНЛЗ можно представить в виде структурной схемы (см. рисунок). Выражения отдельных передаточных функций в виде изображений по Лапласу по этой схеме будут иметь вид [2–6]:

звено усилителя сигнала рассогласования:

$$W_1(s) = \frac{U_2(s)}{U_1(s)} = k_1, \quad (1)$$

где U_1 и U_2 – соответственно напряжение на входе и выходе усилителя сигнала рассогласования, В; k_1 – коэффициент усиления усилителя сигнала рассогласования [1];

звено усиления по силе тяги ЭМП:

$$W_2(s) = \frac{F(s)}{U_3(s)} = \frac{k_2}{T_2 s + 1}, \quad (2)$$

где F – тяговое усилие ЭМП без нагрузки, Н; U_3 – результирующее напряжение с учетом его потерь, В; k_2 – коэффициент усиления по силе тяги ЭМП, Н/В; T_2 – электромагнитная постоянная времени обмотки управления, с;

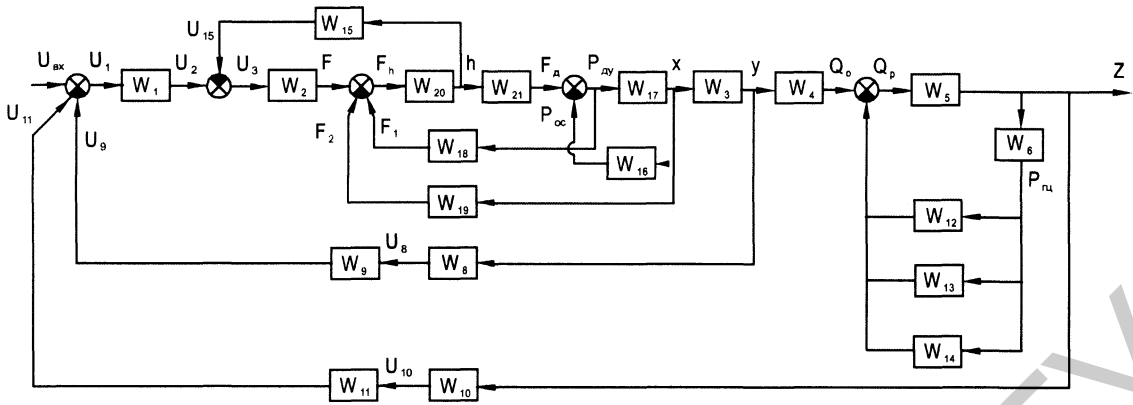
звено преобразования перемещения золотника управляющего каскада в перемещение золотника распределительного каскада:

$$W_3(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k_3}{s}, \quad (3)$$

где k_3 – коэффициент усиления по перемещению золотника распределительного каскада [1];

звено усиления гидравлического исполнительного механизма (ГИМ) по расходу:

$$W_4(s) = \frac{Q_0(s)}{y(s)} = k_4, \quad (4)$$



Структурная схема ЭГСП МНЛЗ

где Q_0 – расход жидкости через щель без нагрузки, $\text{м}^3/\text{с}$; y – перемещение распределительного золотника, м ; k_4 – коэффициент усиления по расходу, $\text{м}^2/\text{с}$;

звено преобразования полезного расхода Q_p в перемещение выходного звена привода Z :

$$W_5(s) = \frac{Z(s)}{Q_p(s)} = \frac{1}{S_{\text{п}} s}, \quad (5)$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь плунжера, м^2 ;

звено нагружения ГИМ:

$$W_6(s) = \frac{P_{\text{ГН}}(s)}{Z(s)} = \frac{ms^2 + h_{\text{тр}}s + C_{\Sigma}}{S_{\text{п}}}, \quad (6)$$

где $p_{\text{ГН}}$ – перепад давления нагрузки, $\text{Н}/\text{м}^2$; m – приведенная масса подвижных элементов на выходном звене привода, кг ; $h_{\text{тр}}$ – коэффициент демпфирования выходного звена привода, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; C_{Σ} – суммарная жесткость упругих элементов, $\text{Н}/\text{м}$;

звено преобразования перемещения заслонки в давление в диагонали гидравлического мостика ГУ без учета его потерь:

$$W_7(s) = \frac{P_{\text{д}}(s)}{h(s)} = \frac{k_7}{T_{16}s + 1}, \quad (7)$$

где $p_{\text{д}}$ – давление в диагонали гидравлического мостика ГУ без учета его потерь, $\text{Н}/\text{м}^2$; k_7 – коэффициент усиления по давлению, $\text{Н}/\text{м}^3$.

звено датчика перемещения золотника распределительного каскада:

$$W_8(s) = \frac{U_8(s)}{y(s)} = k_8, \quad (8)$$

где U_8 – напряжение на выходе датчика перемещения, В ; k_8 – коэффициент усиления датчика, $\text{В}/\text{м}$;

звено усилителя сигнала датчика перемещения золотника распределительного каскада:

$$W_9(s) = \frac{U_9(s)}{U_8(s)} = \frac{k_9}{T_9s + 1}, \quad (9)$$

где U_9 – напряжение на выходе усилителя, В ; k_9 – коэффициент усиления усилителя сигнала датчика перемещения [1]; T_9 – постоянная времени усилителя сигнала датчика перемещения, с ;

звено датчика перемещения выходного звена привода:

$$W_{10}(s) = \frac{U_{10}(s)}{Z(s)} = k_{10}, \quad (10)$$

где U_{10} – напряжение на выходе датчика перемещения, В; k_{10} – коэффициент усиления датчика, В/м;

звено усилителя сигнала датчика перемещения выходного звена привода:

$$W_{11}(s) = \frac{U_{11}(s)}{U_{10}(s)} = \frac{k_{11}}{T_{11}s + 1}, \quad (11)$$

где U_{11} – напряжение на выходе усилителя, В; k_{11} – коэффициент усиления усилителя сигнала датчика перемещения выходного звена привода [1]; T_{11} – постоянная времени усилителя, с; звено потерь расхода на сжимаемость жидкости:

$$W_{12}(s) = \frac{Q_{12}(s)}{p_{гн}(s)} = \frac{S_{п}^2 s}{C_{ж}} = k_{12}s, \quad (12)$$

где Q_{12} – потери расхода, м³/с; $C_{ж}$ – жесткость жидкости, Н/м; звено утечек через неуплотненные элементы:

$$W_{13}(s) = \frac{Q_{13}(s)}{p_{ГЦ}(s)} = k_{13}, \quad (13)$$

где Q_{13} – потери расхода, м³/с; k_{13} – коэффициент утечек, м³/(Н·с); звено потерь расхода в ГУ:

$$W_{14}(s) = \frac{Q_{14}(s)}{p_{ГЦ}(s)} = k_{14}, \quad (14)$$

где Q_{14} – потери расхода, м³/с; k_{14} – коэффициент внутренней проводимости, м³/(Н·с); звено потерь в ЭМП от влияния скоростной э.д.с.:

$$W_{15}(s) = \frac{U_{15}(s)}{h(s)} = k_{15}s, \quad (15)$$

где U_{15} – потери напряжения в ЭМП, В; k_{15} – коэффициент скоростной э.д.с., В/м; звено потерь давления в ГУ:

$$W_{16}(s) = \frac{p_{oc}(s)}{x(s)} = \frac{k_{16}s}{T_{16}s + 1}, \quad (16)$$

где p_{oc} – потери давления в ГУ, Н/м²; x – перемещение золотника управляющего каскада, м; k_{16} – коэффициент усиления по давлению звена обратной связи, Н/м³; T_{16} – постоянная времени, с; звено преобразования давления в диагонали гидравлического мостика ГУ в перемещение золотника управляющего каскада:

$$W_{17}(s) = \frac{x(s)}{p_{дн}(s)} = \frac{k_{17}(1 - T'_{17}s)}{T_{17}^2 s^2 + 2\zeta_{17}T_{17}s + 1}, \quad (17)$$

где $p_{дн}$ – давление в диагонали гидравлического мостика ГУ, Н/м; k_{17} – коэффициент усиления по перемещению золотника управляющего каскада, м³/Н; T'_{17} , T_{17} – постоянные времени, с; ζ_{17} – коэффициент демпфирования [1];

звено потерь тягового усилия ЭМП от действия гидродинамических сил на заслонку:

$$W_{18}(s) = \frac{F_1(s)}{p_{дн}(s)} = k_{18}, \quad (18)$$

где F_1 – потери тягового усилия ЭМП от действия гидродинамических сил на заслонку, Н; k_{18} – коэффициент усиления звена обратной связи, м²;

звено потерь тягового усилия ЭМП от действия упругой механической обратной связи на заслонку:

$$W_{19}(s) = \frac{F_2(s)}{x(s)} = k_{19}, \quad (19)$$

где F_2 – потери тягового усилия ЭМП от действия упругой механической обратной связи на заслонку, Н; k_{19} – коэффициент усиления звена обратной связи, Н/м; звено преобразования результирующей силы тяги в перемещение заслонки:

$$W_{20}(s) = \frac{h(s)}{F_h(s)} = \frac{k_{20}}{(T_{20}^2 s^2 + 2\zeta_{20} T_{20} s + 1)}, \quad (20)$$

где F_h – результирующая сила тяги, действующая на заслонку, Н; h – перемещение заслонки, м; k_{20} – коэффициент усиления по перемещению заслонки, м/Н; T_{20} – постоянная времени, с; ζ_{20} – коэффициент демпфирования [1].

На основании выражений (1)–(20) и теоремы эквивалентного преобразования структурных схем запишем выражение общей передаточной функции с выходным сигналом по перемещению выходного звена привода:

$$W_{\text{общ}}(s) = \frac{Z(s)}{U_{\text{вх}}(s)} = \frac{W_{\text{пэрг}}(s)W_4(s)W_5(s)}{1 + W_5(s)W_6(s)[W_{12}(s) + W_{13}(s) + W_{14}(s)] + W_{\text{пэрг}}(s)W_4(s)W_5(s)W_{10}(s)W_{11}(s)}, \quad (21)$$

где

$$W_{\text{пэрг}}(s) = \frac{W_{20}(s)W_7(s)W_2(s)W_{17}(s)W_1(s)W_3(s)[1 + W_{16}(s)W_{17}(s)]}{L_1(s) + W_{20}(s)W_{17}^2(s)W_2(s)W_{15}(s) + L_2(s)};$$

$$L_1(s) = [1 + W_{16}(s)W_{17}(s) + W_{20}(s)W_7(s)(W_{18}(s) + W_{19}(s)W_{17}(s))][1 + W_{16}(s)W_{17}(s)];$$

$$L_2(s) = W_{20}(s)W_7(s)W_2(s)W_{17}(s)W_1(s)W_3(s)W_8(s)W_9(s)[1 + W_{16}(s)W_{17}(s)].$$

Используя приведенную математическую модель, можно провести аналитические исследования динамических режимов нагружения механизма качания МНЛЗ с целью обоснования оптимальных рабочих режимов для получения необходимого качества в зависимости от марки разливаемого сортового металла.

Литература

1. Кель Н., Лонарди Э., Шерген П. Гильзовый кристаллизатор высокоскоростных МНЛЗ со встроенным механизмом гидравлического качания Вибромолд // Сталь. 1999, №4. С. 23–26
2. Гамынин Н.С., Каменир Я.А., Коробочкин Б.Л. и др. Гидравлический следящий привод. М.: Машиностроение, 1968.
3. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972.
4. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975.
5. Попов Д.Н. Динамика и регулирования гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976.
6. Шагинян А.С. Динамика сейсмических вибраторов с электрогидравлическим сервоприводом // Исследование Земли невзрывными сейсмическими источниками. М.: Наука, 1981.