



В. В. БОЛОТСКИЙ, УО ГГТУ им. П. О. Сухого,  
Д. Н. АНДРИАНОВ, БНТУ,  
А. И. СТОЛЯРОВ, УО ГГТУ им. П. О. Сухого,  
С. А. ЛАШКЕВИЧ, РУП «БМЗ»

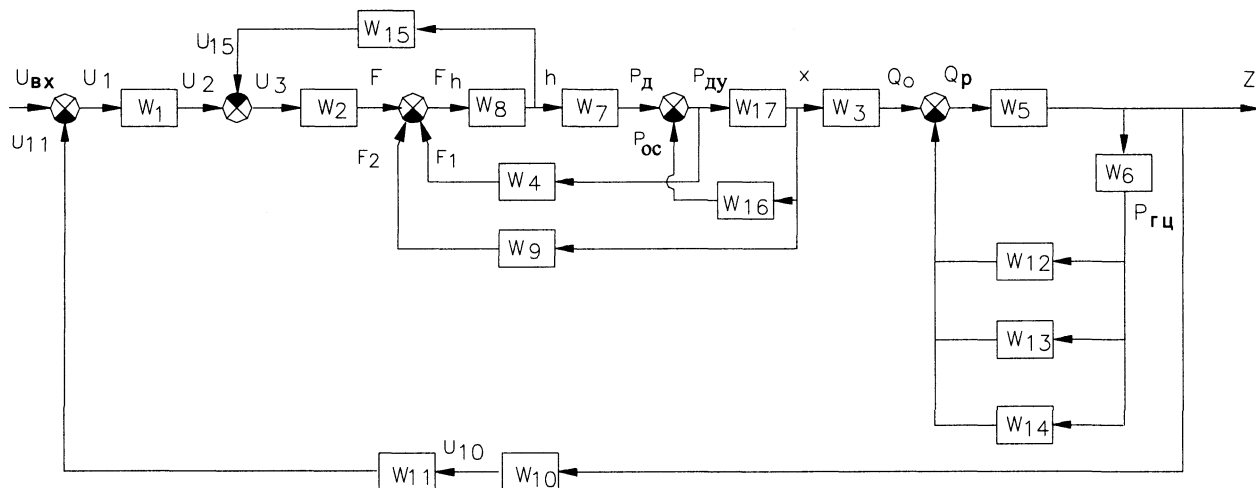
*At present time the high emphasis is placed on the problems of the quality improvement and increase of the metal cast speed at the machines of the slugs continuous casting. One of the ways of solving of this task is using of hydroelectric drive of the mechanism of the crystallizer swinging, which allows to vary frequency and amplitude of swinging and also to change the principle of crystallizer. In the work there is presented the improved mathematical model of the crystallizer swinging mechanism in the form of the automatic control system, using of which one can investigate the influence of different parameters of the system on quality and productivity of the machines of the slugs continuous casting.*

УДК 621.74.047

## УТОЧНЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА КАЧАНИЯ КРИСТАЛЛИЗАТОРА ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ МНЛЗ

В зависимости от скорости разливки сортового металла существующие электромеханические привода качания кристаллизатора 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 увеличение частоты колебаний и изменение амплитуды перемещений кристаллизатора МНЛЗ. Решение этой задачи может быть достигнуто применением электрогидравлического следящего привода (ЭГСП) поступательного перемещения с электрогидравлическим усилителем типа “сопло–заслонка–золотник”, имеющего обратную связь по перемещению выходного звена привода.

Режимы функционирования МНЛЗ предъявляют комплекс требований к динамическим характеристикам привода, в связи с этим актуальными являются исследования динамики привода, выполняемые на основе алгоритма, который сводится к построению амплитудной частотной характеристики по перемещению выходного звена привода – плунжера гидроцилиндра (ГЦ) “Z”. Согласно теории автоматического управления, ЭГСП МНЛЗ можно представить в виде структурной схемы (см. рисунок).



Структурная схема ЭГСП МНЛЗ

Выражения отдельных передаточных функций в виде изображений по Лапласу по этой схеме будут иметь вид [2–6]:

звено усилителя сигнала рассогласования:

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

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

звено усиления по силе тяги электромеханического преобразователя (ЭМП):

$$W_2(s) = \frac{F(s)}{U_3(s)} = \frac{k_2}{T_2s + 1}, \quad (2)$$

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 расход, поступающий в ГЦ без учета его потерь:

$$W_3(s) = \frac{Q_0(s)}{x(s)} = k_3, \quad (3)$$

где  $Q_0$  – расход жидкости через рабочую щель золотника без нагрузки, м<sup>3</sup>/с;  $x$  – перемещение золотника управляющего каскада, м;  $k_3$  – коэффициент усиления по расходу золотника управляющего каскада, м<sup>2</sup>/с;

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

$$W_4(s) = \frac{F_1(s)}{p_{\text{дв}}(s)} = k_{18}, \quad (4)$$

где  $F_1$  – потери тягового усилия ЭМП от действия гидродинамических сил на заслонку, Н;  $k_{18}$  – коэффициент усиления звена обратной связи, м<sup>2</sup>;

звено преобразования полезного расхода  $Q_p$  в перемещение плунжера ГЦ “Z”:

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

где  $S_n$  – площадь плунжера, м<sup>2</sup>;

звено нагружения ГЦ:

$$W_6(s) = \frac{p_{\text{ГЦ}}(s)}{Z(s)} = \frac{ms^2 + h_{\text{тр}}s + C_{\Sigma}}{S_n}, \quad (6)$$

где  $p_{\text{ГЦ}}$  – перепад давления нагрузки, Н/м<sup>2</sup>;  $m$  – приведенная масса стола качания, кристаллизатора и плунжера ГЦ, кг;  $h_{\text{тр}}$  – коэффициент вязкого трения, Нс/м;  $C_{\Sigma}$  – суммарная жесткость компенсирующих пружин, Н/м;

звено преобразования перемещения заслонки в давление в диагонали гидравлического мостика гидроусилителя (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, Н/м<sup>2</sup>;  $k_7$  – коэффициент усиления по давлению, Н/м<sup>3</sup>;

звено преобразования результирующей силы тяги в перемещение заслонки:

$$W_8(s) = \frac{h(s)}{F_h(s)} = \frac{k_{20}}{(T_{20}^2 s^2 + 2\zeta_{20}T_{20}s + 1)}, \quad (8)$$

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;  $\zeta_{20}$  – коэффициент демпфирования [1];

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

$$W_9(s) = \frac{F_2(s)}{x(s)} = k_{19}, \quad (9)$$

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 датчика перемещения плунжера ГЦ:

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

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

звено усилителя сигнала датчика перемещения плунжера ГЦ:

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

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

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

где  $Q_{12}$  – потери расхода, м<sup>3</sup>/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, м<sup>3</sup>/с;  $k_{13}$  – коэффициент утечек, м<sup>3</sup>/(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, м<sup>3</sup>/с;  $k_{14}$  – коэффициент внутренней проводимости, м<sup>3</sup>/(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/м<sup>2</sup>;  $x$  – перемещение золотника управляющего каскада, м;  $k_{16}$  – коэффициент усиления по давлению звена обратной связи, Н/м<sup>3</sup>;  $T_{16}$  – постоянная времени, с;  
звено преобразования давления в диагонали гидравлического мостика ГУ в перемещение золотника управляющего каскада:

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

где  $p_{дв}$  – давление в диагонали гидравлического мостика ГУ, Н/м<sup>2</sup>;  $k_{17}$  – коэффициент усиления по перемещению золотника управляющего каскада, м<sup>3</sup>/Н;  $T'_{17}, T_{17}$  – постоянные времени, с;  $\zeta_{17}$  – коэффициент демпфирования [1].

Используя выражения (1)–(17) и теоремы эквивалентного преобразования структурных схем, запишем выражение общей передаточной функции с выходным сигналом по перемещению плунжера ГЦ:

$$W_{общ}(s) = \frac{Z(s)}{U_{вх}(s)} = \frac{W_{ЭГУ}(s)W_5(s)}{1 + W_5(s)W_6(s)[W_{12}(s) + W_{13}(s) + W_{14}(s)] + W_{ЭГУ}(s)W_5(s)W_{10}(s)W_{11}(s)}, \quad (18)$$

где

$$W_{ЭГУ}(s) = \frac{W_8(s)W_7(s)W_2(s)W_{17}(s)W_1(s)W_3(s)[1 + W_{16}(s)W_{17}(s)]}{L_1(s) + W_8(s)W_{17}^2(s)W_2(s)W_{15}(s)},$$

$$L_1(s) = [1 + W_{16}(s)W_{17}(s) + W_8(s)W_7(s)(W_4(s) + W_9(s)W_{17}(s))][1 + W_{16}(s)W_{17}(s)].$$

Используя приведенную математическую модель, можно провести аналитические исследования динамических режимов нагружения механизма качания кристаллизатора 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. 1999. С. 23–26.
2. Гамынин Н.С., Каменир Я.А., Коробочкин Б.Л. и др. Гидравлический следающий привод. М.: Машиностроение, 1968.
3. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972.
4. Лещенко В.А. Гидравлические следающие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975.
5. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976.
6. Шагинян А.С. Динамика сейсмических вибраторов с электрогидравлическим сервоприводом // Исследование Земли невзрывными сейсмическими источниками. М.: Наука, 1981.