

## Моделирование динамической системы линейного позиционного гидропривода подачи агрегатной сверлильной головки станка\*

**В. С. Сидоренко, Ле Чунг Киен**

(Донской государственный технический университет)

*Исследуется обобщённая траектория рабочего цикла агрегатной сверлильной головки (АСГ). В рассматриваемом случае АСГ отличается повышенным быстродействием и точностью позиционирования гидропривода подачи. Предлагается автоматизированный гидропривод, обеспечивающий структурно-параметрическое управление рабочим циклом и позиционированием АСГ. Представлена обобщённая математическая модель динамической системы гидропривода подачи АСГ. Вычислительный эксперимент позволил определить кинематические и динамические характеристики гидропривода подачи инструмента при управлении потоком на сливе. Установлено влияние скорости рабочей подачи на точность позиционирования инструмента при замедлении и в конце обработки. Это позволяет формировать оптимальные по быстродействию и точности позиционирования циклы в реальных условиях обработки.*

**Ключевые слова:** динамические системы, сверлильная головка, позиционный гидропривод, скорость подачи, точность позиционирования.

**Введение.** Развитие современного производства требует интенсификации рабочих процессов машин и механизмов. Необходимо создание перспективной техники на основе инновационных подходов. Гидравлические приводы обладают преимуществами, позволяющими успешно решать такие задачи.

Пространственная ориентация инструмента или заготовки в рабочей зоне станка производится с помощью координатных и подающих столов. Задачи позиционирования в координатных системах (установочные и координатные перемещения) достаточно обстоятельно исследованы [1]. Установлено заметное влияние сил сопротивления движению на точность позиционирования. Траектории движения силовых подающих механизмов определяются воздействием технологических нагрузок, которые, в свою очередь, зависят от составляющих сил резания, совпадающих с направлениями подачи. Они различны для различных видов и режимов обработки [2, 3]. Цель данного исследования — установить влияние величины и характера изменения рабочих скоростей подачи на процессы позиционирования.

**Основная часть.** В зависимости от вида металлообработки рабочее движение подачи инструмента или заготовки осуществляется по алгоритму: быстрый подвод — рабочая подача — быстрый отвод из рабочей зоны после обработки — останов. Эффективность обработки определяется длительностью рабочего цикла и точностью переключения его элементов. От этого зависят производительность, качество обработки. К приводам исполнительных движений предъявляются повышенные требования по быстродействию и точности позиционирования. Наиболее ответственным элементом рабочего цикла является переход с быстрого подвода на рабочую подачу. Он эффективен при минимальных времени  $T_{\text{бп}}$  и длине  $L_{\text{бп}}$  с точностью  $\Delta L_{\text{бп}} \leq |\Delta L_{\text{бп max}}|$ . В этом случае участок настройки длины врезания  $L_{\text{вп}}$  и время могут быть минимальными.

В данных условиях процесс позиционирования, как правило, нестационарный, что вызывает дополнительные возмущения. Они влияют на быстродействие и точность позиционных циклов. Характерный обобщающий пример — самодействующие агрегатные сверлильные головки. При их использовании очень важно достигать определённых диаметра и глубины сверления, что

\* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

обеспечивается автоматизированными позиционными системами. Учитывая особенности автоматизированной обработки отверстий, траектории обобщённого рабочего цикла можно представить следующим образом (рис. 1) [4].

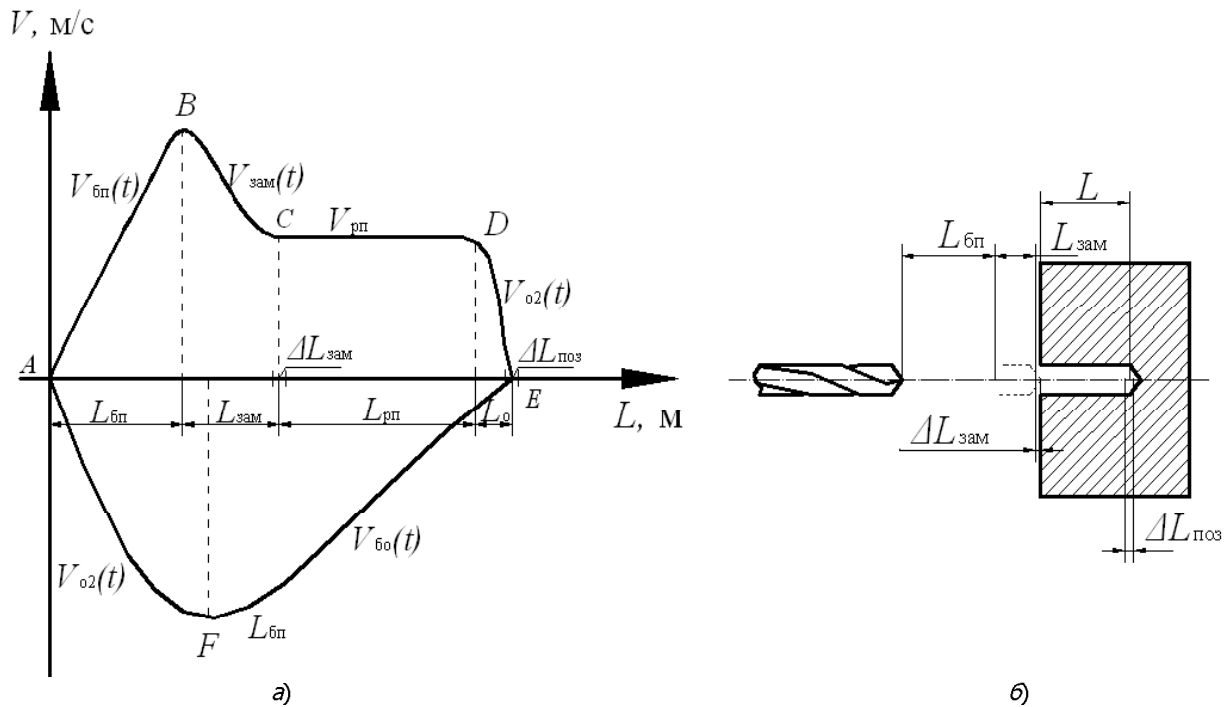


Рис. 1. Обобщённый рабочий цикл сверлильной головки: траектория (а); перемещение (б)

Основные участки траектории:

$A - B$ : разгон АСГ до скорости  $V_{\text{max}} = V_{\text{бп}}$ ;

$B - C$ : замедление движения со скорости быстрого подвода  $V_{\text{бп}}$  до скорости рабочей подачи  $V_{\text{рп}}$ ;

$C - D$ : движение с рабочей подачи  $V_{\text{рп}}$ ;

$D - E$ : торможение АСГ с  $V_{\text{рп}}$  до останова;

$E - F$ : разгон до  $V_{\text{бо}}$  отвод АСГ из рабочей зоны;

$F - A$ : торможение в конце обратного хода.

$L_{\text{бп}}, L_{\text{зам}}, L_{\text{рп}}, L_{\text{бо}}$  — координаты переключения управления рабочего цикла.

Время позиционного цикла определяется выражением

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{бп}} + t_{\text{зам}} + t_{\text{рп}} + t_{\text{о1}} + t_{\text{бо}} + t_{\text{о2}}, \quad (1)$$

где  $T_{\text{ц}}$  — время позиционного цикла;  $t_{\text{бп}}$  — время быстрого подвода;  $t_{\text{зам}}$  — время замедления;  $t_{\text{рп}}$  — время рабочей подачи;  $t_{\text{о1}}, t_{\text{о2}}$  — время останова;  $t_{\text{бо}}$  — время быстрого отвода.

Величина каждой составляющей времени изменяется в зависимости от вида заготовки, условий обработки и пр. В наибольшей степени на точности и быстродействие позиционирования влияют время замедления  $t_{\text{зам}}$  и останова  $t_{\text{о1}}$ . При обработке заготовки необходимо принять ограничения по точности и быстродействию позиционирования:

$$T_{\text{ц}} \rightarrow \min, \Delta L_{\text{зам}} \leq |\Delta L_{\text{зам max}}| \text{ и } \Delta L \leq |\Delta L_{\text{max}}|.$$

В такой постановке оптимальную траекторию можно найти, решив задачу оптимального быстродействия [1].

Проведённый схмотехнический поиск позволил предложить автоматизированный гидропривод подачи АСГ, обеспечивающий структурно-параметрическое управление рабочим циклом и позиционированием [5]. Гидрокинематическая схема приведена на рис. 2.



Нестационарные гидромеханические процессы осложняют моделирование процессов позиционирования в гидравлических системах. При формировании математической модели динамической системы предлагаемого гидромеханического подающего устройства АСГ на данном этапе исследования приняты следующие допущения [3]:

- рабочая жидкость — сжимаемая, капельная;
- объёмные потери малы и могут учитываться коэффициентом утечки;
- трубопроводы — короткие, гладкие, жёсткие, что позволяет не учитывать волновые процессы;
- динамические процессы в приводе рассматриваются при  $Q_H = \text{const}$ ,  $P_H = \text{const}$ .

Математическую модель динамической системы позиционного механизма подачи агрегатной сверлильной головки описывает система нелинейных дифференциальных уравнений.

1. Уравнение движения механической подсистемы АСГ:

$$m_{np} \frac{d^2 L}{dt^2} = F_{гц}(t) - F_{ТО} - F_{BT} - F_H(t) - F_{BP}, \quad (2)$$

$$m_{np} \frac{d^2 L}{dt^2} = P_1(t) \cdot S_n - P_2(t) S_{шт} - k_{тр} \cdot \frac{dL}{dt} - F_{ТО} \cdot \text{sign} \frac{dL}{dt} - F_H(t),$$

где  $m_{np} = m_{пч} + m_{ж}$  — приведённая перемещаемая масса, кг;  $m_{пч}$  — масса подвижных частей, кг;

$m_{ж} = \frac{\pi}{4} \cdot \rho \cdot l_{гн} \cdot d_{гн}^2 \cdot \left(\frac{d_n}{d_m}\right)^4$  — масса жидкости, кг;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $l_{гн}$  — длина гидролиний, м;  $d_{гн}$  — внутренний диаметр гидролиний, м;  $d_n$  — диаметр поршня, м;  $S_n = \frac{\pi}{4} \cdot d_n^2$  —

площадь поршня гидроцилиндра;  $S_{шт} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_n^2 - d_c^2)$  — площадь штока гидроцилиндра;  $k_{тр}$  —

коэффициент трения;  $F_H(t) = F_{oc}(t, L) = C_p \cdot S^{yp}(t) \cdot D^{xp} \cdot k_p$  — осевая сила, Н [3].

2. Уравнения баланса расходов.

2.1. В нагнетательной гидролинии:

$$Q_{гц1} + Q_y + Q_{сж1} + Q_n + \gamma \cdot Q_{BP} = Q_1,$$

$$S_n \cdot \frac{dL}{dt} + k_{п1} \cdot P_1 + k_{сж1} \cdot \frac{dP_1}{dt} + k_n \cdot (P_1 - P_2) \cdot \text{sign}(P_1 - P_2) + \gamma \cdot Q_{BP} = \mu \cdot \pi \cdot x_y \cdot d_y \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_H - P_1|}. \quad (3)$$

2.2. В сливной гидролинии:

$$Q_{гц2} - Q_{y2} - Q_{сж2} + Q_n = Q_2,$$

$$S_{шт} \cdot \frac{dL}{dt} - k_{y2} \cdot P_2 - k_{сж2} \cdot \frac{dP_2}{dt} + k_n \cdot (P_1 - P_2) \cdot \text{sign}(P_1 - P_2) = (\alpha \cdot k_{p4} + \beta \cdot k_{пп}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_{сн})}, \quad (4)$$

где  $k_y$ ,  $k_{сж}$ ,  $k_n$  — коэффициенты утечек, сжимаемости, перетечек;  $k_{p4} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \pi \cdot d \cdot x_{y2}$  — коэффициент

проводимости проточной части распределителя;  $k_{пп} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \pi \cdot d \cdot y_y$  — коэффициент

проводимости проточной части регулятора потока;  $\alpha = 0 \vee 1$ ,  $\beta = 0 \vee 1$ ,  $\gamma = 0 \vee 1$  — булевы параметры.

3. Гидравлический контур управления:

$$m_{yy} \cdot \frac{d^2 y_y}{dt^2} + k_{тy} \cdot \frac{dy_y}{dt} + C_y \cdot (y_0 - y_y) = S_y \cdot P_y - F_{тy} \cdot \text{sign} \frac{dy_y}{dt},$$

$$P_{y1} = \begin{cases} 0, & t = 0; \\ P_1, & t > 0, \end{cases} \quad (5)$$

где  $m_{yy}$  — масса золотников управляющих устройств, кг;  $k_{тy}$  — коэффициент вязкого трения;  $C_y$  — жёсткость пружины РП, Н/м;  $P_y$  — давление управления РП;  $y_y \pm \Delta y$  — приращение перемещения золотника, м;  $F_{тy}$  — сила сухого трения золотниковой пары, Н.

Система нелинейных дифференциальных уравнений может решаться различными численными методами (Эйлера, Рунге — Кутты и др.) при заданных начальных условиях. Предлагаемая модель исследовалась численным методом Рунге — Кутты в Matlab. Исходные данные: приведённая перемещаемая масса  $m_{np} = 100$  кг; диаметр поршня  $d_n = 50$  мм; диаметр штока  $d_{шт} = 25$  мм; плотность рабочей жидкости  $\rho = 880$  кг/м<sup>3</sup>; модуль объёмной упругости  $E_{см} = 1700$  МПа; коэффициент вязкого трения в подвижных сопряжениях  $k_{тр} = 0,11$  кг/с; жёсткость пружины  $C = 24220$  Н/м; давление питающей установки  $P_H = 4$  МПа; сила трения в направляющих АСГ  $F_{тр} = 1000$  Н; диаметр сверления — 10 мм.

При моделировании более подробно исследовались участки замедления  $\Delta L_{зам}$  (перехода с  $V_{бп}$  на скорость рабочей подачи АСГ). Результаты представлены на рис. 3.

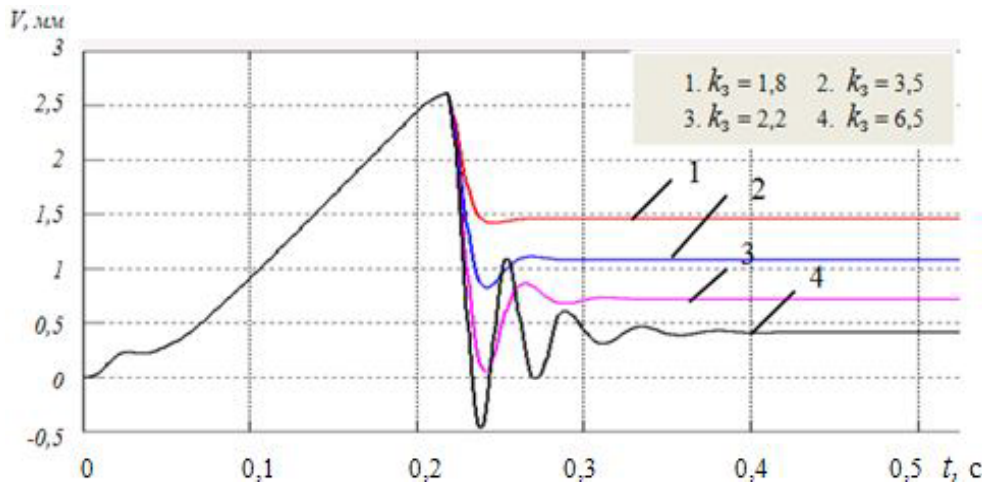


Рис. 3. Динамика рабочего цикла: разгон до  $V_{бп}$ , переход на различные скорости (1, 2, 3, 4) рабочей подачи АСГ

На рис. 3 представлены результаты моделирования процесса замедления движения АСГ с  $V_{бп}$  до  $V_{рп1} = 1,45$  м/с,  $V_{рп2} = 1,2$  м/с,  $V_{рп3} = 0,75$  м/с,  $V_{рп4} = 0,4$  м/с. При явной колебательности переходных процессов отметим, что каждый из них удовлетворяет основным критериям устойчивости (допустимое значение колебательного перерегулирования — 5 %). Разгон АСГ до  $V_{бп}$  осуществляется по субоптимальной траектории. Длину участка замедления ( $L_3$ ) определяли перемещением АСГ от координаты переключения управления на замедление до координаты завершения переходного процесса замедления заданной  $V_{рп}$ .

В результате моделирования позиционного цикла АСГ при различных значениях параметров, влияющих на время и точность позиционного цикла АСГ, выделены два наиболее существенных: скорость  $V_{рп}$  и усилие  $F_H$  рабочей подачи  $V_{рп}$  при сверлении. До быстрого подвода значение скорости во всех опытах сохранялось, после — снижалось (до различных скоростей рабочей подачи АСГ). Для оценки влияния изменения скорости  $V_{рп}$  на длину участка замедления  $L_{зам}$  введём коэффициент замедления скорости  $k_3$ :  $k_3 = \frac{V_{бп}}{V_{рп}}$ , где  $V_{бп}$  — скорость быстрого подвода;  $V_{рп}$  — скорость рабочей подачи АСГ.

Влияние изменения скорости  $V_{рп}$  на длину участка замедления  $L_{зам}$  представлено на рис. 4.

Итак, проанализированы динамика процесса перехода на рабочую подачу и зависимость длины  $L_3$  от задаваемых  $V_{рп}$ , усилия подач  $F_H$  и других параметров динамической системы. В результате представляется возможным определять длину врезания инструмента  $L_{вр}$  с учётом динамики процесса перехода на  $V_{рп}$  и минимизировать её величину при накладке процесса обработки отверстия.

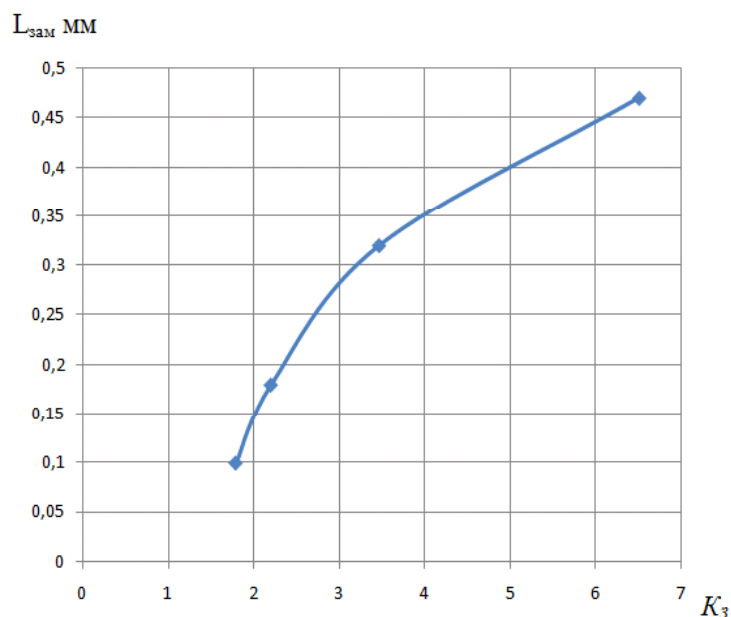


Рис. 4. Влияние скорости рабочей подачи на длину участка замедления  $\Delta L_{зам}$

С уменьшением коэффициента  $k_3$  длина участка замедления ( $L_3$ ) АСГ уменьшается. Полученные зависимости позволят сократить время замедления гидропривода и настройки адаптивной системы управления АСГ станочных систем.

**Заключение.** Предложенная и исследованная обобщённая математическая модель динамической гидромеханической позиционной системы агрегатной сверлильной головки позволяет описывать динамику механизма подачи инструмента. При проведении экспериментов на стенде-модели обнаружено удовлетворительное совпадение моделируемых процессов с результатами вычислений. Это подтверждает адекватность предлагаемой модели гидромеханической позиционной системы агрегатной сверлильной головки.

#### Библиографический список

1. Сидоренко, В. С. Синтез быстродействующих позиционирующих гидромеханических устройств / В. С. Сидоренко // СТИН. — 2003. — № 8. — С. 16–20.
2. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. — Москва : Машиностроение, 1967. — 367 с.
3. Ящерицын, П. И. Теория резания / П. И. Ящерицын, Е. Э. Фельдштейн, М. А. Корниевич. — Москва : Новое знание, 2008. — 512 с.
4. Сидоренко, В. С. Позиционный гидропривод силовых подающих столов станочных систем / В. С. Сидоренко, М. С. Полешкин, Ле Чунг Киен // Промислова гідравліка і пневматика. — 2011. — № 4 (34). — С. 64–68.
5. Гидравлический позиционный привод : а.с. 1177559 СССР, МПК<sup>6</sup> F15B11/12 / В. С. Сидоренко, А. Г. Шуваев, В. А. Герасимов. — № 3731938/25–06 ; заявл. 24.04.84 ; опубл. 07.09.85, Бюл. № 33.

Материал поступил в редакцию 15.03.2013.

## **References**

1. Sidorenko, V. S. Sintez bystrodeystvuyushchikh pozitsioniruyushchikh gidromekhanicheskikh ustroystv. [Synthesis of high-speed positioning hydromechanic devices.] STIN, 2003, no. 8, pp. 16–20 (in Russian).
2. Kudinov, V. A. Dinamika stankov. [Machine dynamics.] Moscow : Mashinostroyeniye, 1967, 367 p. (in Russian).
3. Yashcheritsyn, P. I., Feldshtein, E. E., Korniyevich, M. A. Teoriya rezaniya. [Cutting theory.] Moscow : Novoye znaniye, 2008, 512 p. (in Russian).
4. Sidorenko, V. S., Poleshkin, M. S., Le Trung Kien. Pozitsionnyy gidroprivod silovykh podayushchikh stolov stanochnykh sistem. [Position hydraulic drive of machine-tool system power feed tables.] Promyslova gidravlika i pnevmatyka, 2011, no. 4 (34), pp. 64–68 (in Russian).
5. Sidorenko, V. S., Shuvayev, A. G., Gerasimov, V. A. Gidravlicheskiy pozitsionnyy privod : a. s. 1177559 SSSR, MPK 6 F15B11/12. [Hydraulic position drive: author's certificate 1177559 SSSR, MPK 6 F15B11/12.] Patent RF, no. 3731938/25, 1985.

## **SIMULATION OF LINEAR POSITION HYDRAULIC DRIVE FOR MACHINE POWER DRILL FEED\***

**V. S. Sidorenko, Le Trung Kien**  
(Don State Technical University)

*The generalized trajectory of the power drill (PD) operational cycle is considered. In the case under study, the PD shows the increased speed and positioning accuracy of the fluid-feed. An automated hydraulic drive for providing the structural parametric control over the operational cycle and PD positioning is offered. A generalized mathematical model of the PD feed drive dynamic system is presented. The simulation experiment has permitted to determine kinematic and dynamic characteristics of the tool-feeding drive under the metering-out control. The cutting feed rate effect on the tool positioning accuracy under the deceleration and at the end of processing is determined. This allows forming time-optimal and ideal for positioning accuracy cycles under the field processing conditions.*

**Keywords:** dynamic systems, drill bit, positioning hydraulic driver, feed rate, positioning accuracy.

---

\* The research is done within the frame of the independent R&D.