

УДК 621.225

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МНОГОДВИГАТЕЛЬНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПРЕССА ДЛЯ БРИКЕТИРОВАНИЯ ОПИЛОК

Дубинский В.В., инженер, Кулинич С.П., канд. техн. наук
Сумской государственной университет

Приведено описание гидравлического привода пресса для брикетирования отходов деревообрабатывающей промышленности. Для определения динамических характеристик разработана математическая модель привода, учитывающая двухфазность и сжимаемость рабочей жидкости и нелинейность характеристик элементов привода. Приведены результаты исследования движения штока главного гидравлического цилиндра.

The paper presents the description of a hydraulic drive of the press for briquetting of wastes of woodworking enterprises. In order to determine the dynamic characteristics, a mathematical model of the hydraulic drive was developed. The model takes into account the two-phase character and compressibility of the working fluid and non-linearity of characteristics of the elements of the drive.

1. Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Эффективность технологических процессов во многом определяется возможностью прогнозирования характеристик и количественной оценки применяемых в оборудовании силовых приводов. В подавляющем большинстве современного оборудования, в частности, для брикетирования опилок, привод обеспечивается гидравлическими системами, как высокоэффективными и надежными.

Поэтому исследование динамических характеристик гидравлического привода пресса для брикетирования опилок является актуальной научной задачей, имеющей практическое приложение.

2. Анализ исследований и публикаций. Во многих случаях в технологическом оборудовании используется многодвигательный привод, для исследования работы которого применяются известные математические модели [1, 2].

Одной из особенностей гидравлического привода пресса для брикетирования опилок является значительное колебания давления в гидросистеме, провоцирующее выделение из рабочей жидкости

растворенных газов и ее сжимаемость. Вопросы моделирования таких гидросистем в известных литературных источниках решены недостаточно полно.

3. Постановка задачи. Необходимо разработать математическую модель многодвигательного привода пресса для брикетирования опилок, учитывающую двухфазность и сжимаемость рабочей жидкости, а также нелинейность характеристик привода.

4. Изложение материала и результаты. В гидравлический пресс для брикетирования отходов деревообработки (рис. 1) входит главный гидроцилиндр Ц1, дозирующий гидроцилиндр Ц2, сжимающий гидроцилиндр Ц3 и гидроаппаратура управления работой гидроцилиндров. Распределитель Р2 руководит работой дозирующего гидроцилиндра. Гидрозамок ГЗ2 предназначен для предотвращения потерь давления в поршневой полости дозирующего гидроцилиндра в процессе прессования, а реле давления РД2 сигнализирует об окончании процесса загрузки. Из линии поршневой полости дозирующего гидроцилиндра через обратный клапан КО рабочая жидкость поступает к сжимающему гидроцилиндру. Для регулирования усилия сжимающего гидроцилиндра установлен клапан давления с электрическим управлением КП2. Распределитель Р1 руководит работой главного гидроцилиндра. При включении правого электромагнита распределителя Р1 рабочая жидкость подается в малую поршневую полость главного гидроцилиндра. При этом в большую поршневую полость жидкость всасывается через гидрозамок ГЗ1, который выполняет функцию клапана быстрого наполнения. Происходит режим предварительного прессования. В сжимающем гидроцилиндре предохранительный клапан устанавливает давление 5 МПа, и брикет выжимается из зоны прессования, освобождая место для следующего. Режим предварительного прессования продолжается до срабатывания реле давления РД1, которое включает электромагнит распределителя Р3. Рабочая жидкость под давлением подается в большую полость главного гидроцилиндра, в сжимающем гидроцилиндре предохранительный клапан устанавливает давление 16 МПа и происходит прессование отходов. В процессе работы пресса возникает проблема, перехода от режима предварительного прессования к режиму прессования, связанная с колебанием давления в гидросистеме, поэтому необходимо исследовать переходные режимы работы привода с целью улучшения его динамических характеристик.

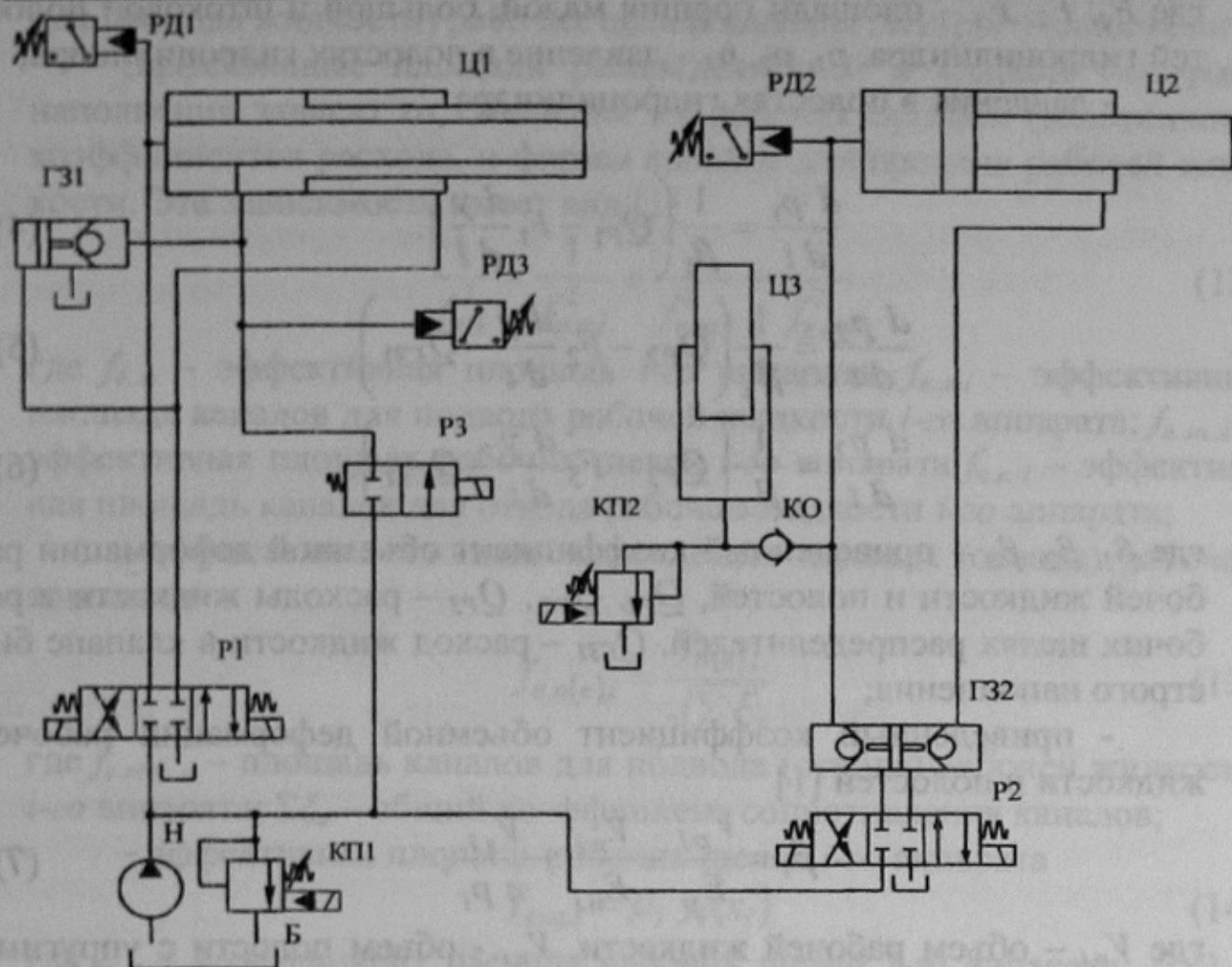


Рисунок 1. Принципиальная схема гидравлического привода прессы для брикетирования отходов деревообработки

Работа гидравлического привода описывается системой уравнений:

- уравнение движения поршня гидроцилиндра

$$m_n \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum P_n \quad (1)$$

где m_n – приведенная к штоку масса подвижных частей поршня и механизма прессы; y_n – перемещение поршня, $\sum P_n$ – сумма сил, приложенных к штоку;

– силы, которые действуют на шток, состоят из сил давления рабочей жидкости на поршень P_p , сил прессования P_{np} и сил, которые возникают вследствие трения P_{mp}

$$\sum P_n = P_p - P_{np} - P_{mp}; \quad (2)$$

- сила давления рабочей жидкости на поршень

$$P_p = F_1 p_1 + F_2 p_2 - F_3 p_3 \quad (3)$$

где F_1, F_2, F_3 – площади поршня малой, большой и штоковой полостей гидроцилиндра, p_1, p_2, p_3 – давление в полостях гидроцилиндра;

- давление в полостях гидроцилиндра:

$$\frac{d p_1}{d t} = \frac{1}{\beta_1} \left(Q_{P1} - F_1 \frac{d y}{d t} \right), \quad (4)$$

$$\frac{d p_2}{d t} = \frac{1}{\beta_2} \left(Q_{P2} - F_2 \frac{d y}{d t} - Q_{ГЗ1} \right), \quad (5)$$

$$\frac{d p_3}{d t} = \frac{1}{\beta_3} \left(Q_{P3} - F_3 \frac{d y}{d t} - Q_{ГЗ1} \right), \quad (6)$$

где $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – приведенный коэффициент объемной деформации рабочей жидкости и полостей, Q_{P1}, Q_{P2}, Q_{P3} – расходы жидкости в рабочих щелях распределителей, $Q_{ГЗ1}$ – расход жидкости в клапане быстрого наполнения;

- приведенный коэффициент объемной деформации рабочей жидкости и полостей [1]

$$\beta_i = \frac{V_{p,i}}{E_p} + \frac{V_{n,i}}{E_{n,i}} + \frac{V_{z,i}}{n p_i}, \quad (7)$$

где $V_{p,i}$ – объем рабочей жидкости, $V_{n,i}$ – объем полости с упругими стенками; $V_{z,i}$ – объем нерастворенных газов в рабочей полости; E_p – модуль объемной упругости жидкости; $E_{n,i}$ – модуль объемной упругости стенок полости; n – коэффициент политропы;

- расход жидкости в рабочих щелях распределителей [1]

$$Q_{P1} = f_{e.P1} \sqrt{\frac{2|p_H - p_1|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_H - p_1) \quad (8)$$

$$Q_{P2} = f_{e.P2} \sqrt{\frac{2|p_H - p_2|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_H - p_2) \quad (9)$$

$$Q_{P3} = f_{e.P3} \sqrt{\frac{2|p_3 - p_{cl}}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_3 - p_{cl}) \quad (10)$$

где $f_{e.Pi}$ – эффективная площадь (с учетом сопротивления каналов для прохода жидкости) рабочих щелей распределителей;

- расход жидкости в клапане быстрого наполнения

$$Q_{ГЗ1} = f_{e.ГЗ1} \sqrt{\frac{2|p_2 - p_{cl.2}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_2 - p_{cl.2}) \quad (11)$$

где $f_{e.ГЗ1}$ – эффективная площадь (с учетом сопротивления каналов

для прохода жидкости) рабочих щелей клапана быстрого наполнения;

Эффективные площади распределителей и клапана быстрого наполнения зависят от смещения их рабочих органов (золотников), коэффициентов расхода, и формы каналов для прохода рабочей жидкости. Эта зависимость имеет вид [1]

$$\frac{1}{f_{e.l}^2} = \frac{1}{f_{e.n.i}^2} + \frac{1}{f_{e.щ.i}^2} + \frac{1}{f_{e.в.i}^2} \quad (12)$$

где $f_{e.u}$ – эффективная площадь i -го аппарата; $f_{e.n.i}$ – эффективная площадь каналов для подвода рабочей жидкости i -го аппарата; $f_{e.щ.i}$ – эффективная площадь рабочих щелей i -го аппарата $f_{e.в.i}$ – эффективная площадь каналов для отвода рабочей жидкости i -го аппарата;

- эффективная площадь каналов для подвода (отвода) рабочей жидкости

$$f_{e.n(s).i} = \frac{f_{n(s).i}}{\sqrt{\sum \xi_i}} \quad (13)$$

где $f_{e.n(s).i}$ – площадь каналов для подвода (отвода) рабочей жидкости i -го аппарата; $\sum \xi_u$ – общий коэффициент сопротивления каналов;

- эффективная площадь рабочих щелей i -го аппарата

$$f_{e.щ.i} = \mu_i f_i(x_i) \quad (14)$$

где μ_u – коэффициент расхода рабочих щелей i -го аппарата; $f_i(x_i)$ – площадь рабочих щелей i -го аппарата; x_i – смещение рабочего органа i -го аппарата.

- сила, которая возникает в результате прессования зависит от состава отходов, их влажности и величины сжатия. В первом приближении ее можно определять по формуле

$$P_{np} = \sigma_0 F_{np} e^{\alpha y} \quad (15)$$

где σ_0 – начальное напряжение прессованного брикета; F_{np} – площадь прессования брикета; α – экспериментальный коэффициент;

- силы, которые возникают вследствие трения в гидроцилиндре и механизме прессования [3]

$$P_{тр} = P_{в.тр} + P_{к.тр} \quad (16)$$

где $P_{к.тр}$ – сила контактного у трение; $P_{в.тр}$ – сила вязкого трения;

- сила контактного трения

$$P_{к.тр} = \begin{cases} |P_{тр.д}| \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ P_a & \text{при } v = 0 \text{ и } |P_{тр}| > |P_a| \\ |P_{тр.с}| \operatorname{sgn}(P_a) & \text{при } v = 0 \text{ и } |P_{тр}| < |P_a| \end{cases} \quad (17)$$

где $|P_{тр.д}|$ – сила трения при движении механизма; $|P_{тр.с}|$ – сила трения при остановке механизма; v – скорость движения штока; P_a – сумма активных сил, которые действуют на шток. К активным силам принадлежат силы от давления рабочей жидкости на поршень гидроцилиндра и сила, которая возникает в результате прессования;

- сила вязкого трения

$$P_{в.т} = k_{в.т} \frac{dy}{dt} \quad (18)$$

где $k_{в.т}$ – коэффициент вязкого трения.

Формулы (1-18) описывают поведение гидравлического привода пресса для брикетирования отходов деревообрабатывающих производств при прессовании брикетов.

Для получения полной картины к ним необходимо добавить еще зависимости от времени площади рабочих щелей управляющих элементов $f_i(x_i)$ от смещения рабочего органа и смещение их рабочего органа от времени.

У гидравлических распределителей общепромышленного назначения, если пренебречь зазором между золотником и отверстием в гильзе (корпусе) [1]

$$f(x_i) = \begin{cases} 0 & \text{при } x_i < x_\delta \\ \pi d_z (x_i - x_\delta) & \text{при } x_\delta \leq x_i \leq x_0 \\ \pi d_z (x_0 - x_\delta) & \text{при } x_i > x_0 \end{cases} \quad (19)$$

где x_δ – величина положительного перекрытия пояском золотника канавки в гильзе (корпусе) распределителя; x_0 – смещение золотника; d_z – диаметр золотника.

При учете зазора между золотником и отверстием в гильзе (корпусе) зависимость (19) усложняется. Смещение золотника от времени для распределителей с электрическим управлением:

$$x_i = \begin{cases} 0 & \text{при } t < t_3 \\ x_{\max} \frac{(t - t_3)}{(t_c - t_3)} & \text{при } t_3 \leq t \leq t_c \\ x_{\max} & \text{при } t > t_c \end{cases} \quad (20)$$

где t_3 – время запаздывания при срабатывании распределителя; t_c – время срабатывания распределителя.

Для клапана быстрого заполнения с коническим запорным элементом площадь рабочей щели определяется по формуле

$$f(x_i) = \pi d_k \left(1 - \frac{x_i}{d_k} \operatorname{tg} \alpha \right) \frac{x_i}{\sin \alpha} \quad (21)$$

где d_k – диаметр седла клапана быстрого заполнения; 2α – угол при вершине конусного клапана.

Перемещение x_i запорного элемента клапана быстрого заполнения определяется из уравнение его движения

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} = \sum P_k \quad (22)$$

где m_k – приведенная масса подвижных частей клапана; x_k – перемещение клапана, $\sum P_k$ – сумма сил, приложенных к клапану.

Силы, которые действуют на клапан, состоят из гидродинамической силы, которая действует на клапан при течении рабочей жидкости $P_{гд}$, силы пружины P_c и сил, которые возникают вследствие трения $P_{тр.к}$

$$\sum P_k = P_{гд} - P_c - P_{тр.к} \quad (23)$$

Гидродинамические силы, которые действуют на клапан, зависят от перепада давления на клапане и направления течения рабочей жидкости. Они могут определяться, например, по формулам, приведенными в [2]. Силы трения определяются по формулам (16-18) при условии, что коэффициенты, которые входят в эти формулы, определены для клапана быстрого наполнения.

Сила пружины определяется по формуле

$$P_c = P_{c0} + c x_k \quad (24)$$

где P_{c0} – сила предварительного сжатия пружины; c – жесткость пружины.

Начальные условия $x_k(0)$ и $\frac{dx_k}{dt}(0)$ для уравнения (23) можно получить при решении уравнения движения клапана на предыдущем этапе работы гидравлического привода.

Полученную систему необходимо дополнить уравнением баланса расходов насоса

$$Q_n = Q_{P1} + Q_{P2} + Q_d + Q_y + Q_{кз1} \quad (25)$$

где Q_d – расход на поддержание давления в дозирующем и сжимающем гидроцилиндрах; Q_y – утечки жидкости; $Q_{кз1}$ – расход жидкости в предохранительном клапане.

Полученная система уравнений (1-18), дополненная уравнениями (19-25) дает возможность исследовать динамические характери-

стики гидравлического привода пресса для брикетирования отходов деревообрабатывающих предприятий.

Характеристики движения штока главного гидравлического цилиндра, полученные в результате решения системы уравнений (1-25) при условии идеальной работы клапана быстрого наполнения, приведенные на рис.2 - 4.

Анализ графиков (рис. 2 - 4) показывает, что поршень главного гидравлического цилиндру все время движется с переменной скоростью. При условии идеальной работы клапана быстрого заполнения движение поршня плавное, перемещение зависит от заполнения отходами цилиндра прессования. Учитывая то, что клапан быстрого заполнения не идеальный, необходимо провести дополнительные исследования динамических характеристик гидравлического привода с учетом его работы.

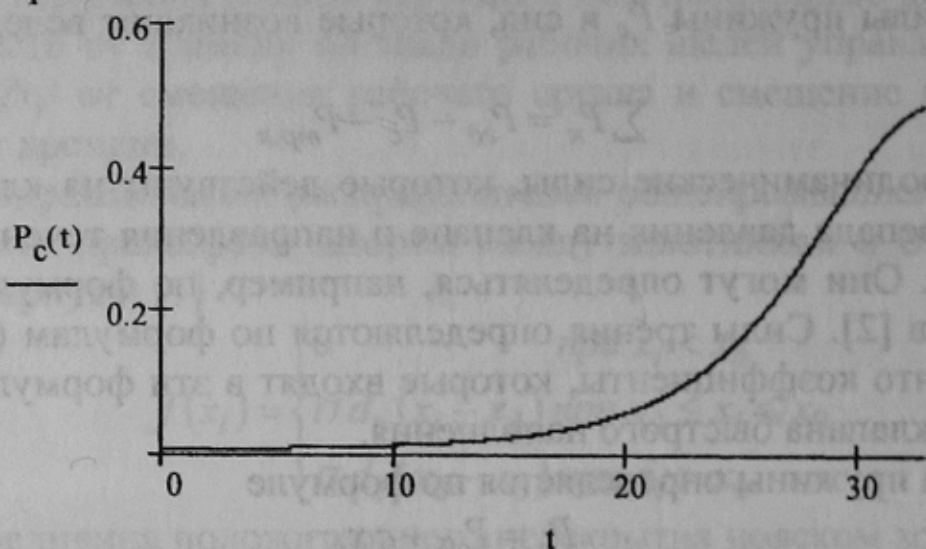


Рисунок 2. Зависимость усилия прессования от времени

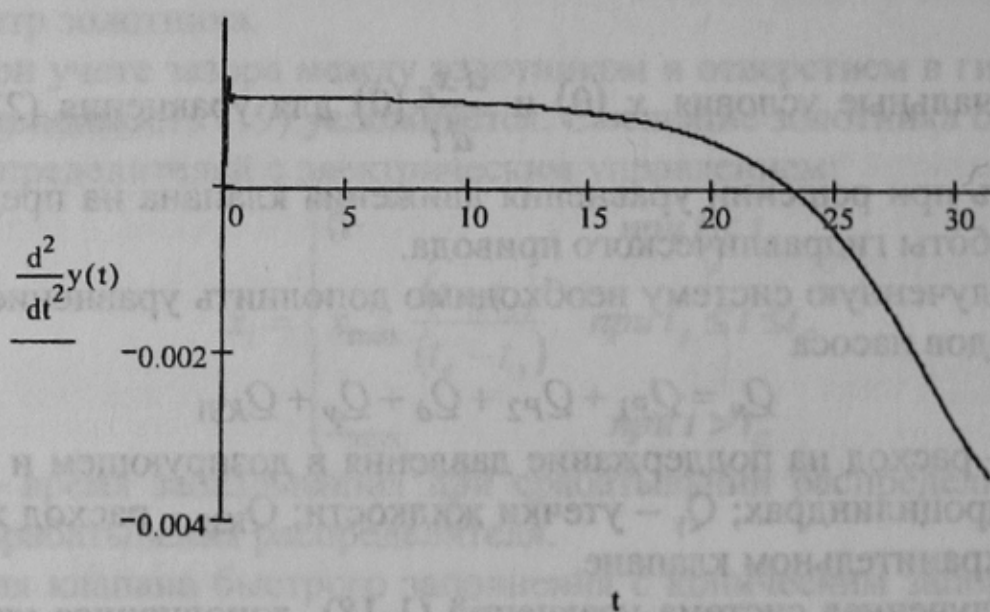


Рисунок 3. Зависимость ускорения поршня главного гидроцилиндра от времени

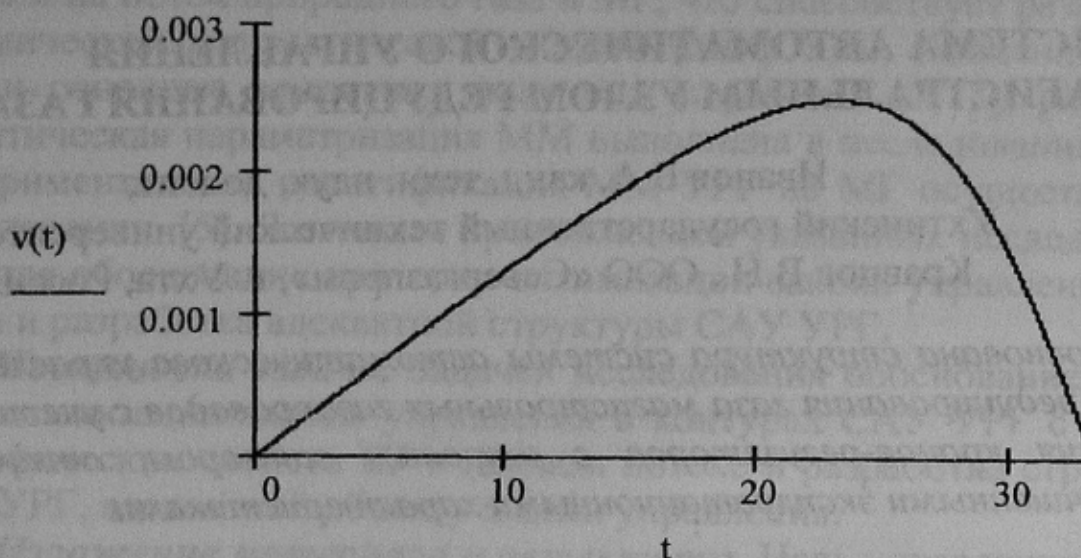


Рисунок 4. Залежність швидкості поршня головного гідроциліндра від часу

5. Висновки і напрямлення подальших досліджень. Розроблена математична модель багатодвигательного привода преса для брикетування опилок дозволяє дослідити динамічні характеристики гідросистеми – зусилля пресування, швидкість і прискорення поршня головного циліндра. Для підвищення адекватності отриманих залежностей необхідно провести додаткові дослідження роботи гідропривода з урахуванням реальності гідродинамічних процесів в клапані швидкого заповнення.

Список джерел

- 1 Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. Г.: Машиностроение, 1991.
- 2 Кулинич С. П. Экспериментальное определение сил, действующих на запорно-регулирующий элемент регулируемого дросселя клапанного типа при прямом и обратном течении рабочей жидкости. // Расчет и проектирование гидросистем. Сборник научных трудов. Г.: МАДИ, 1988. – с. 40-44.
- 3 Дубинский В. В., Кулинич С. П. Влияние контактного трения на движение золотника гидроусилителя // Технология и техника книгопечатания. Сборник научных работ. Вип. 2-3 (4-5) – К.: НТУУ «КПІ». – 2004. – С. 79-80.

Дата прийняття статті в редакцію: 24.10.06