

Контроль усилия запирания пресс-формы в машине литья под давлением*

При закрытой пресс-форме необходимо обеспечивать заданное усилие запирания, исключающее выплеск расплавленного металла при прессовании. Это достигается регулированием нагрузки на несущих колоннах машины ЛПД. Однако равенство нагрузки на несущих колоннах машины ЛПД заданному значению не свидетельствует о закрытии пресс-формы, распрямлении рычагов и взятии их на механическую блокировку. Приведены принципы, схема и реализация технического решения, в основу которого положен косвенный контроль усилия запирания по величине давления масла в гидравлическом цилиндре. Показаны основные зависимости и варианты технических неисправностей механизма запирания пресс-формы.

Ключевые слова: литье под давлением, пресс-форма, запираение, система контроля

Введение. Технологический процесс получения отливок в машинах ЛПД, отличающийся большим быстродействием, состоит из операций, которые характеризуются различными переменными величинами и непосредственно влияют на качество отливок. Наиболее важные операции: подогрев металла в раздаточной печи; очистка, смазка и закрытие пресс-формы, заливка металла в камеру прессования; запрессовка металла в форму, охлаждение и затвердевание металла в ней; раскрытие пресс-формы и выталкивание отливки.

При закрытой пресс-форме необходимо обеспечивать заданное усилие запирания, исключающего выплеск расплавленного металла при прессовании. Это достигается регулированием нагрузки на несущих колоннах машины ЛПД [1]. Однако равенство нагрузки на несущих колоннах машины ЛПД заданному значению не свидетельствует о закрытии пресс-формы, распрямлении рычагов и взятии их на механическую блокировку. В этом случае в процессе прессования возможен выплеск металла [2].

Исследования, приведённые в статье, проводились в НТУУ «Киевский политехнический институт» по теме «Математическая модель и система управления машинами литья под давлением», Государственный регистрационный номер 0112U002173.

Цель исследований. Повышение надёжности контроля механизма запирания пресс-формы.

Результаты исследований. В основу технического

решения положен косвенный контроль усилия запирания по величине давления масла в гидравлическом цилиндре запираения. Идентификация характерных участков на кривой изменения давления масла в гидравлическом цилиндре запираения позволяет однозначно интерпретировать правильную настройку механизма запираения. Усилие запираения контролируется только при закрытой пресс-форме. Автоматическое распознавание динамики изменения давления масла в гидравлическом цилиндре запираения позволяет осуществлять контроль усилия запираения пресс-формы в машине литья под давлением с более высокой надёжностью.

Управляемым оборудованием является гидро-рычажный механизм запираения пресс-формы. Принцип его действия показан на рис. 1 (на схеме условно приведена верхняя, симметрично расположенная шарнирно-рычажная система).

При передаче давления из гидросистемы в левую полость запирающего цилиндра поршень со штоком 3 перемещается, в результате чего увеличивается угол α , шарниры 5 и 6 поднимаются, а рычаги 5-2-6 и 6-7 распрямляются, передвигая

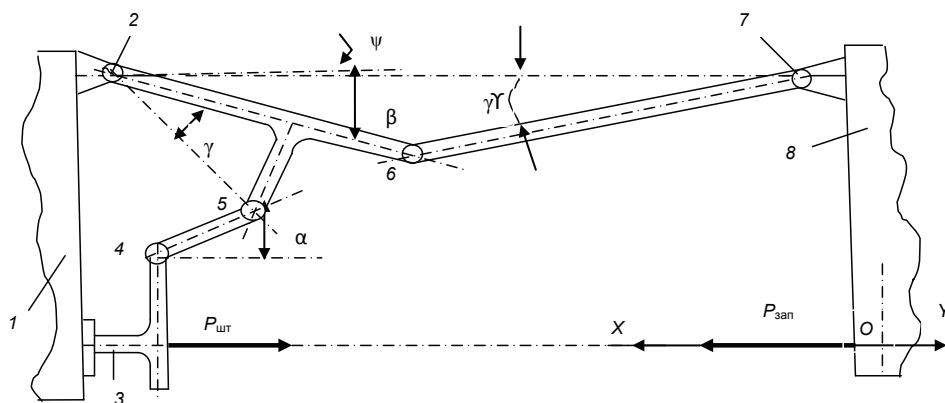


Рис. 1. Схема механизма запираения машины ЛПД: 1 – упорная плита; 2, 4, 5, 6, 7 шарниры; 3 – шток гидроцилиндра запираения; 8 – подвижная плита

*Материалы XI Международной конференции «Литьё. Металлургия 2015», которая состоится 26-28 мая 2015 года в г. Запорожье

подвижную плиту 8 машины с укрепленной на ней подвижной половиной пресс-формы и прижимают её к неподвижной половине.

При полном выпрямлении рычагов 5-2-6 и 6-7 размер 2-7 будет примерно равен сумме длин 2-6 и 6-7 без величины их упругой деформации. Усилия запирания пресс-формы определяется суммой упругих деформаций при сжатии рычагов, растяжением направляющих колонн, сжатием пакета пресс-формы и изгибом подвижной 8 и упорной 1 плит.

Соотношение между усилием запирания машины $P_{зап}$ и усилием на штоке гидроцилиндра $P_{шт}$ определяется коэффициентом усиления шарнирно-рычажной системы η

$$P_{зап} = \eta P_{шт} \quad (1)$$

Из рассмотренных сил, действующих на шарнирно-рычажную систему, найдём коэффициент усиления

$$\eta = \frac{l_{2-5} \sin(\beta + \psi + \varphi) + \frac{\chi r_5}{\cos \alpha} + \frac{\chi r_2}{\cos(\beta + \psi)} + \frac{l_{4-5} \sin \alpha - \frac{\chi(r_1 - r_5)}{\cos \alpha}}{l_{4-5} \cos \alpha} l_{2-5} \cos(\beta + \psi + \varphi)}{l_{2-6} \sin(\beta + \psi) + \frac{\gamma r_6}{\cos(\gamma - \psi)} + \frac{\gamma r_2}{\cos(\beta + \psi)} + \frac{l_{6-7} \sin(\gamma - \psi) + \frac{\gamma(r_6 + r_7)}{\cos(\gamma - \psi)}}{l_{6-7} \cos(\gamma - \psi)} l_{2-6} \cos(\beta + \psi)}, \quad (2)$$

где l_{2-5} , l_{2-6} , l_{4-5} , l_{6-7} – длины соответствующих рычагов; α , β , γ , φ , ψ – величина углов; χ – коэффициент трения; r_1 , r_2 , r_5 , r_6 , r_7 – радиусы осей соответствующих шарниров.

Аналогично определяем зависимость коэффициента усиления от положения подвижной плиты 8 относительно плоскости смыкания пресс-формы $\eta(x)$ (рис. 1). Полученная зависимость сложна в реализации, однако достаточно точно может быть аппроксимирована функцией

$$\eta = A / (x + B), \quad (3)$$

где коэффициенты A и B определяем методом наименьших квадратов.

Следует отметить, что точная аппроксимация кривой важна лишь на последних 2...3 мм пути подвижной плиты 8, то есть в момент, когда начинается процесс запирания пресс-формы.

Считаем, что упругие звенья машины ЛПД деформируются согласно закону Гука

$$P_{зап} = cy, \quad (4)$$

где $c = k_1 / (\frac{1}{n_1 c_{кол}} + \frac{1}{n_2 c_{2-6}} + \frac{1}{n_3 c_{6-7}})$ – жёсткость упругой

системы; $k_1 = 1,4 \dots 1,5$ – коэффициент, учитывающий жёсткость неучтённых элементов; $c_{кол}$, c_{2-6} , c_{6-7} – жёсткость колонны и соответствующих рычагов, определяемая с учётом информации о модуле упругости Юнга E_i , площади поперечного сечения элемента Ω_i и его длины l_i ; $c_i = E_i \Omega_i / l_i$; n_1 , n_2 , n_3 – числа параллельно работающих элементов.

На рис. 2 показана зависимость $P_{зап}(y)$ для трёх конечных значений деформации $y_{зап}$. При изменении y от нуля до $y_{зап}$ изменение x происходит по зависимости

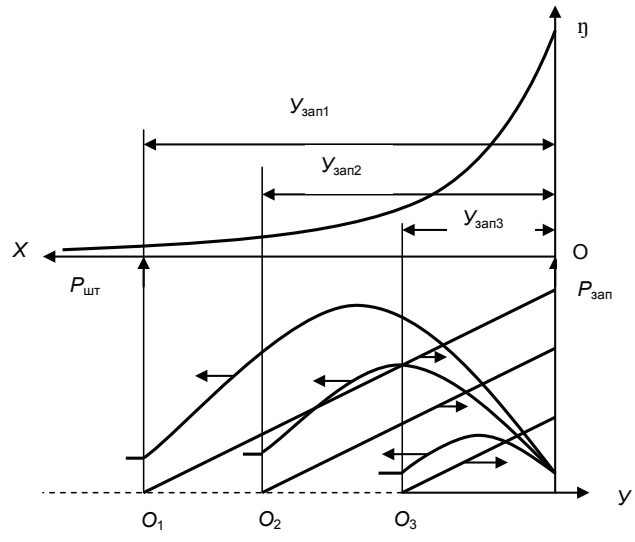


Рис. 2. Зависимость коэффициента усиления η , усилия на штоке гидроцилиндра $P_{шт}$ и усилия запирания $P_{зап}$ от величины деформации X

$$x = y_{зап} - y. \quad (5)$$

Формула (3) трансформируется в выражение

$$\eta = A / (y_{зап} - y + B). \quad (6)$$

С другой стороны, с учётом соотношения (4) имеем

$$\eta = cy / P_{шт}. \quad (7)$$

Сопоставляя (6) и (7), получаем

$$P_{шт} = cy(y_{зап} - y + B) / A. \quad (8)$$

Так как конечное значение усилия запирания $P_{зап.к}$

$$P_{зап.к} = cy_{зап}, \quad (9)$$

то из (8) получаем

$$P_{шт} = cy^2 / A + [(P_{зап.к} + B) / A] y. \quad (10)$$

Согласно алгоритму управления контроль усилия запирания пресс-формы производится по максимальному пиковому давлению развиваемому в гидроцилиндре (рис. 3, a – ордината, соответствующая моменту 4). Для аналитического выражения максимального пикового давления найдём

$$dP_{шт} / dy = -2cy / A + (P_{зап.к} + B) / A. \quad (11)$$

Приравняв производную к нулю, находим $y_{макс}$ соответствующее значению $P_{шт.макс}$

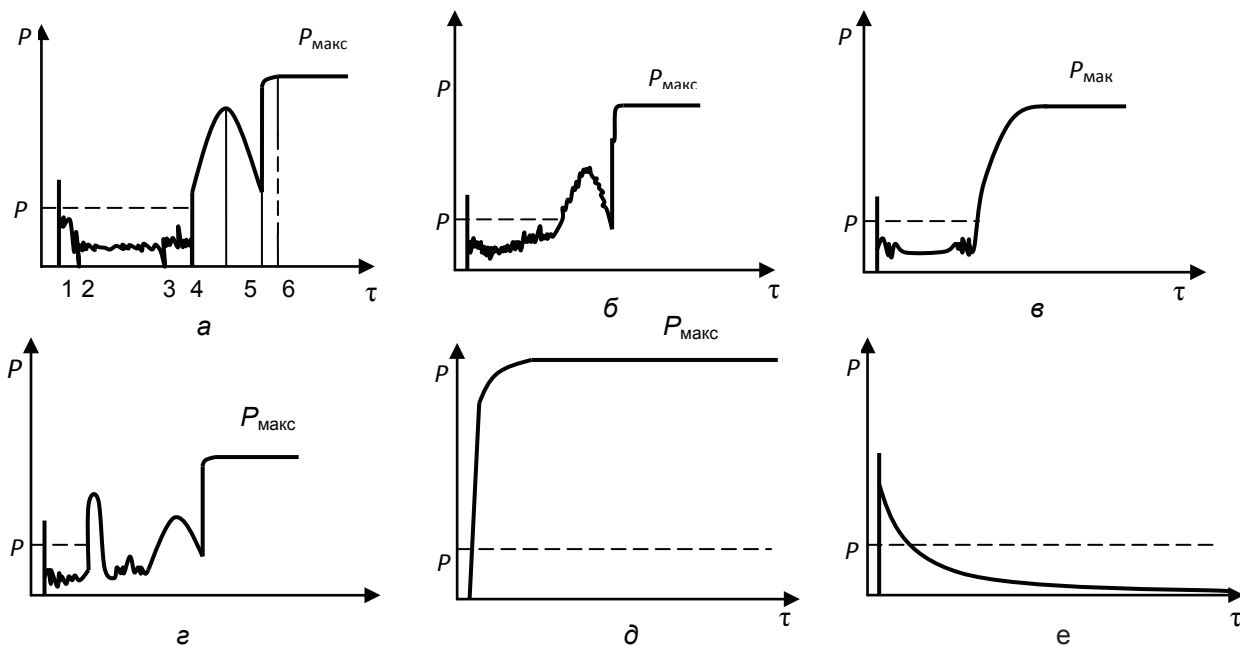


Рис. 3. Кривые изменения давления в гидроцилиндре механизма замыкания в период замыкания пресс-формы τ : P и $P_{\text{макс}}$ – давление в гидроцилиндре, соответственно граничное и максимальное значения, которые обеспечиваются насосами машины ЛПТ

$$y_{\text{макс}} = (P_{\text{зап.к}} + BC)^2 / (4AC). \quad (12)$$

С учётом гидравлических потерь и геометрических размеров поршня цилиндра запирающего усилия на штоке 3 нетрудно пересчитать в давление рабочего тела. Для максимального пикового давления в гидроцилиндре

$$P_{\text{макс.п}} = (P_{\text{зап.к}} + BC)^2 / (AC\pi D^2 k_2), \quad (13)$$

где D – диаметр поршня; k_2 – коэффициент, учитывающий потери на трение в уплотнениях поршня и штока ($k_2 < 1$).

Полученная параболическая зависимость (13) объясняет характерный пик на кривой изменения давления масла при запирании пресс-формы.

Ход кривой (рис. 3), снятой на работающем оборудовании, объясняется следующим образом. На начальном участке кривой 0-1, свидетельствующем о нормальной работе механизма, давление в цилиндре запирающего нарастает до величины, достаточной для преодоления трения в поршневых кольцах и манжетах уплотнения штока. Затем шток (см. рис. 1) приходит в движение, и выбираются зазоры в шарнирах рычажной системы, чем, по-видимому, и объясняются колебания давления на участке 1-2. В момент времени (точка 2) происходит смыкание подвижной и неподвижной половин пресс-формы и выборка зазоров в местах соединения направляющих колонн машины и в пакете пресс-формы. На участке 3-5 (точки 3, 4, 5) происходит упругая деформация механических элементов машины (растяжение колонн, сжатие рычагов, изгиб подвижной и неподвижной плит) и пресс-формы (собственно запираение), причём усилие запирающего в это время увеличивается от минимума (точка 3) до максимально возможного при данной настройке механизма запирающего (точка 5). На

протяжении рассматриваемого периода давление жидкости в гидравлическом цилиндре запирающего возрастает до местного «пикового» максимума (точка 4) и снова падает в результате изменения коэффициента усиления рычажной системы. Участки 3-4-5 соответствуют значениям от десятых долей миллиметров пути перемещения подвижной плиты 8, при небольших усилиях запирающего до 1-2 мм для усилий запирающего порядка $(1-3) \cdot 10^7$ Н. Затем в результате упора штока цилиндра 3 останавливается, и давление в гидросистеме машины (участок 5-6) возрастает до максимального. Запрессовка металла в пресс-форму может осуществляться, начиная с момента 5, или с небольшой задержкой.

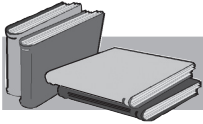
Для реализации алгоритма определения усилия запирающего по величине давления в гидроцилиндре, кроме информации о давлении, которое измеряется датчиком Метран-100ДИ, на вход контроллера управления подаются сигналы с позиционных датчиков: подвижная плита 8 в положении «закрыто» или «открыто».

Использование описанного алгоритма на Полтавском заводе «Электромотор» исключило выплески металла при прессовании, что увеличило выход годного на 0,3 % и производительность машины на 0,5 %.

Выводы

Контроль усилия запирающего пресс-формы по характеру изменения давления в цилиндре запирающего позволяет автоматически с высокой надёжностью определять искомый параметр. При этом диагностируется как нормальный режим работы механизма запирающего, так и аварийный с анализом причин отказов.

Дальнейшие исследования будут направлены на включение алгоритма в АСУ ТП машиной литья под давлением.



ЛИТЕРАТУРА

1. *Богушевський В. С.* АСКТП комплексу лиття під тиском / В. С. Богушевський // Автоматизація виробничих процесів. – 2001. – № 2 (13). – С. 53-55.
2. *Жуков А. А.* Повышение эффективности литья под давлением (ЛПД) / А. А. Жуков, А. Д. Постнова, В. А. Борисов и др. // Литейщик России. – 2008. – № 1. – С. 25-30.

Анотація

Богушевський В. С., Антоневи́ч Я. К., Антоневи́ч О. О.

Контроль зусилля замика́ння прес-форми в машині лиття під тиском

При закритті прес-форми необхідно забезпечити задане зусилля замика́ння, що виключає виплеск розплавленого металу при пресуванні. Цього можна досягти регулюванням навантаження на несучих колонах машини ЛПД. Однак рівність навантаження на несучих колонах ЛПД заданому значенню не засвідчує закриття прес-форми, розпрявлення важелів та взяття їх на механічне блокування. Наведено принципи, схему та реалізацію технічного рішення, в основу якого покладено непрямий контроль зусилля замика́ння за величиною тиску мастила в гідравлічному циліндрі. Показано основні залежності і варіанти технічних несправностей механізму замика́ння прес-форми.

Ключові слова

лиття під тиском, прес-форма, запирання, система контролю

Summary

Bogushevsky V., Antonevich Y., Antonevich O.

Locking force control in die-casting machine

Under the closed mold it is necessary to provide the pre-determinate locking force that excludes the molten metal splash during extrusion. This is achieved by the load control on the die-casting machine supporting columns. However the equality the load on the die-casting machine supporting columns to pre-determinate value isn't the evidence of the mold closing, levers unbending and their mechanical blocking. The principles, lay-out and technical solution based on the indirect control of locking force using the value of oil pressure in hydraulic cylinder are provided. The main dependences and variants of mold lock technical failures are shown.

Keywords

die-casting, mold, locking, control system

Поступила 18.03.2015