

систем // Изв. вуз. Черная металлургия. 1998. № 8. С. 69 – 75.

6. Савельев А.Н., Тимошенко Ю.Г., Бич Т.А. Оценка показателей безотказности и ремонтпригодности агрегатов устойчиво работающей технологической линии МНЛЗ // Изв. вуз. Черная металлургия. 2006. № 6. С. 57 – 60.

7. Савельев А.Н., Тимошенко Ю.Г., Бич Т.А. Идентификация модели распределения элементов в сложной технической системе // Изв. вуз. Черная металлургия. 2004. № 6, С. 64 – 67.

© 2016 г. А.Н. Савельев,
С.С. Северьянов, А.В. Савельева
Поступила 01 июня 2016 г.

УДК 621.01:669.02/.09

А.Н. Савельев, С.В. Козлов, Д.О. Анисимов

Сибирский государственный индустриальный университет

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ХОЛОДИЛЬНИКОВ МНЛЗ

Одним из наиболее распространенных агрегатов, используемых на завершающих участках технологических линий производственных процессов в черной металлургии, являются холодильники. На этих агрегатах горячий металл, постепенно перемещаясь вдоль них, остывает до температуры товарного состояния. Широкое распространение получили холодильники шагающего типа, в которых подвижные балки совершают циклическое поступательное движение в двух плоскостях: вертикальной и горизонтальной. В процессе длительной эволюции приводов этих холодильников инженерные поиски наиболее рационального решения привели к выводу, что наиболее эффективным является гидравлический привод. Однако, наряду с положительными качествами гидравлических приводов при их эксплуатации наблюдаются и отрицательные явления, сдерживающие их широкое применение. Наиболее существенным недостатком гидроприводов в этих агрегатах является наличие в их системе значимых по величине динамических процессов. Результаты анализа надежности работы элементов холодильников машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) [1] показали, что гидроприводы холодильников достаточно часто (до ста раз в год) выходят из строя. Таким образом, оценка динамических процессов при эксплуатации холодильников МНЛЗ представляет с точки зрения надежности работы этого вида оборудования значительный интерес.

Известно, что динамические процессы в оборудовании по своей частотной характеристике делятся на высоко- и низкочастотные, определяемые частотой колебаний массивных масс технологического агрегата. В настоящей работе разработана модель и выполнена оценка ее применения для определения низкочастотных процессов в гидроприводе холодильников, используемых в металлургической промышленности. В качестве холодильника-аналога рассмотрен холодильник шагающего типа, установленный в технологической линии МНЛЗ и состоящий из двух секций. Движение подвижных балок каждой из секций осуществляется четырьмя вертикальными и двумя горизонтальными цилиндрами, синхронно работающими от разных источников гидроэнергии. В цикле работы вертикального привода балок холодильника существует участок, когда балки подводятся к остывающему металлу, и участок, когда они поднимают металл. В момент касания подвижных балок металла нагрузка на привод этих балок резко возрастает, а в момент опускания охлаждаемого металла происходит обратный процесс (нагрузка резко падает). Таким образом, в цикле работы вертикального привода подвижных балок существует два момента, когда нагрузка ступенчато на них меняется.

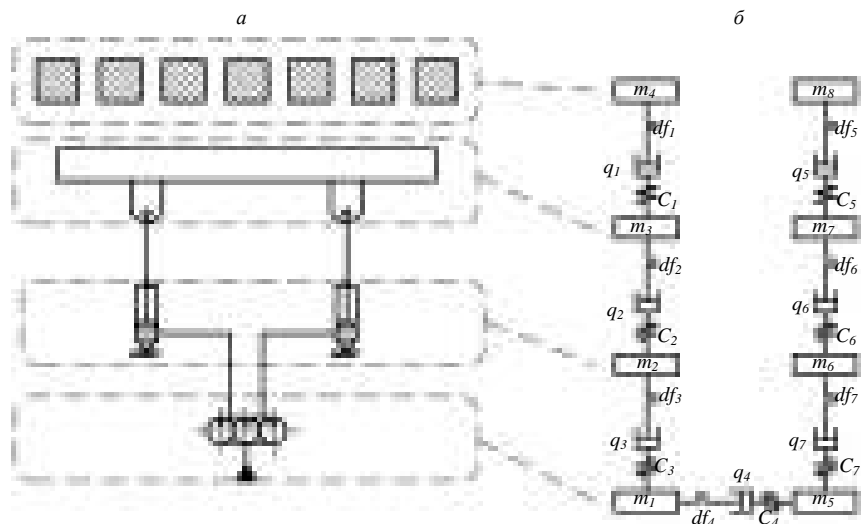


Рис. 1. Формирование динамической модели гидропривода вертикального движения подвижных балок холодильника: *а* – кинематическая схема гидропривода; *б* – динамическая модель привода

Вертикальные цилиндры работают от одной гидросети, подающей энергию на попарно питающиеся цилиндры через делители потока жидкости шестеренного типа (рис. 1). В делителях потока динамические процессы, возникающие на каждом из двигателей, могут вступать во взаимодействие друг с другом. Этот момент с точки зрения характера протекания процессов наложения динамических колебаний друг на друга является наиболее опасным для целостности элементов оборудования. С учетом этого гидравлическая система многодвигательного привода холодильников машины непрерывного литья заготовок с делителем потока представлена в общем случае восьми-массовой динамической моделью (рис. 1). На схеме показаны массы и жесткости подвижных элементов привода, использован метод работы [1]. При формировании динамической модели реальная гидравлическая система была разбита на однородные по конструкции элементы, в результате получена многомассовая динамическая система. Эти элементы были приведены к координатам гидроцилиндра и по принципу концентрации малых масс в точках расположения значительных массовых величин сформирована динамическая модель. Процесс сокращения масс системы контролировался допустимой величиной отклонения первых трех собственных частот колебаний модели от исходных. Жесткости элементов гидропривода при этом были сконцентрированы между массами системы. К массам модели, которые взаимодействуют с внешней средой, были приложены соответствующие силы внешнего воздействия на гидропривод.

Опираясь на выше описанную динамическую модель привода, была сформирована математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений движения каждой из масс:

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= x_1; & \frac{dx_1}{dt} &= \frac{F_1}{m_1}; \\ \frac{dx_2}{dt} &= x_2; & \frac{dx_2}{dt} &= \frac{F_2}{m_2}; \\ & \dots & & \dots \\ \frac{dx_n}{dt} &= x_n; & \frac{dx_n}{dt} &= \frac{F_n}{m_n}, \end{aligned}$$

где x_i и \dot{x}_i – перемещение и скорость массы системы; F – сумма сил, действующих на массу; m – масса; t – текущее время; индексы $1 \dots n$ – номера масс.

В математической модели принят ряд допущений, позволяющих значительно ее упростить без принципиальных при этом изменений ее сути: во-первых, на движение поршней цилиндров оказывает влияние только упругость жидкости, находящейся в цилиндре и трубопроводах между цилиндром и делителем потока; во-вторых, считается незначимым влияние динамических процессов, происходящих на участке гидросистемы от насоса до делителя потока; в-третьих, усилие, возникающее при соприкосновении подвижных балок с металлом, носит ярко выраженный ступенчатый характер. Таким образом, усилие в связях между массами в математической модели описывается уравнениями, учитывающими наличие в них зазоров

Δ_{ij} и демпфирования q_i динамических составляющих процесса колебаний системы. Модель связи выражена следующим уравнением:

$$F_{ij} = q(x_j - x_i) + k_{ij},$$

где

$$k_{ij} = \begin{cases} c_{ij}(x_j - x_i + \Delta_{ij}) & \text{при } (x_j - x_i) < -\Delta_{ij}; \\ 0 & \text{при } -\Delta_{ij} < (x_j - x_i) < 0; \\ c_{ij}(x_j - x_i) & \text{при } (x_j - x_i) > 0; \end{cases}$$

q – коэффициент эквивалентного вязкого демпфирования в упругих связях; x_i и \dot{x}_i – перемещение и скорость i -ой массы системы; x_j и \dot{x}_j – перемещение и скорость j -ой массы системы; c_{ij} – жесткость упругой связи; Δ_{ij} – зазор в упругой связи.

Технологическая нагрузка от веса подвижных балок, а также от веса перемещаемого по холодильнику металла в математической модели определяется по следующему выражению:

$$F_{Тк} = m_k g,$$

где m_k – масса заготовок и подвижных балок, на которые действует сила; g – ускорение свободного падения.

При расчете динамического процесса в приводе необходимо знать зависимость усилия $F_{ДВ}$, создаваемого гидроприводом при перемещении металла в вертикальной плоскости, от времени. Определить усилие гидропривода можно по формуле механической характеристики гидропривода:

$$F_{ДВ} = p_{ц} f_{п} = \frac{f_{п} Q_{п}}{a_{гп}} U_{п} - \frac{v f_{п}^2}{a_{гп}},$$

где $p_{ц}$ – давление в гидроцилиндре; $f_{п}$ – площадь поршня; $Q_{п}$ – подача жидкости в цилиндр; $U_{п}$ – параметр регулирования; $a_{гп}$ – коэффициент утечек в гидроприводе; v – скорость перемещения рабочего органа цилиндра.

На основе математической модели с использованием интегрированной среды разработки «Delphi» написана программа, в которой интегрирование дифференциальных уравнений осуществляется с помощью стандартной программы Рунге-Кутты. В качестве примера выполнен расчет силовых составляющих нагрузок, которые возникают в элементах, составляющих ту или иную упругую связь модели. В результате расчета показано, что динамические нагрузки при низких частотах в многодвигательном

гидроприводе холодильников в процессе подъема подвижных балок сначала без перемещаемого ими металла, а затем вместе с металлом значительны. В расчете были приняты следующие значения: $m_1 = 80$ кг, $m_2 = 50$ кг, $m_3 = 18750$ кг, $m_4 = 43750$ кг, $m_5 = 80$ кг, $m_6 = 50$ кг, $m_7 = 18750$ кг, $m_8 = 43750$ кг; $C_{1,2,4,5,6} = 9 \cdot 10^{11}$, $C_{3,7} = 7 \cdot 10^{11}$; $\Delta_{2,3,4,6,7} = 5 \cdot 10^{-4}$, $\Delta_{1,5} = 5 \cdot 10^{-2}$ м; $q_{2,3,4,6,7} = 5 \cdot 10^6$ Н·с/м, $q_{1,5} = 13500$ Н·с/м.

Результаты моделирования динамических процессов в вертикальном приводе холодильника шагающего типа приведены на рис. 2. Нагрузки в разных элементах привода отличаются друг от друга, причем это отличие значительно.

Известно, что динамические процессы в оборудовании оказывают сильное влияние на надежность работы элементов машин. В связи с этим интересно сопоставить показатели надежности элементов привода с расчетной величиной динамических нагрузок. Сопоставление надежности данных элементов привода [2] с коэффициентами динамичности, возникающими в элементах гидропривода холодильника МНЛЗ, показаны на рис. 3. При близких значениях статических и динамических нагрузок наименьшей надежностью обладают цилиндры гидропривода. Это, по всей вероятности, связано с тем, что в этих устройствах существует ряд подверженных интенсивному износу пар трения скольжения.

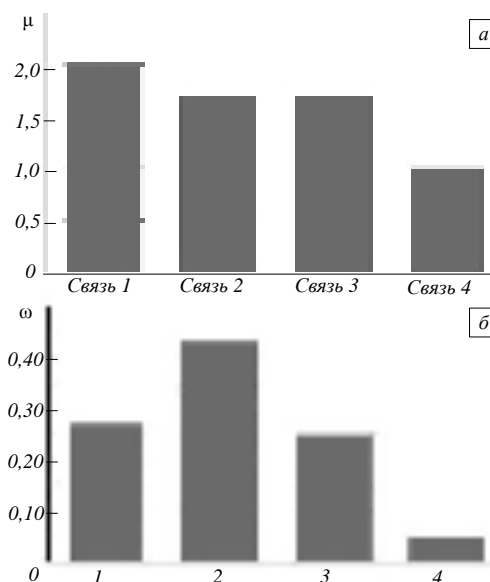


Рисунок 3. Сопоставление коэффициента динамической нагрузки (а) в связях 1 – 4 и частоты (б) встречаемости выхода из строя элементов привода вертикального подъема балок холодильника:
1 – подвижные балки; 2 – гидроцилиндры привода балок; 3 – подводящие к цилиндрам трубопроводы; 4 – делители потока

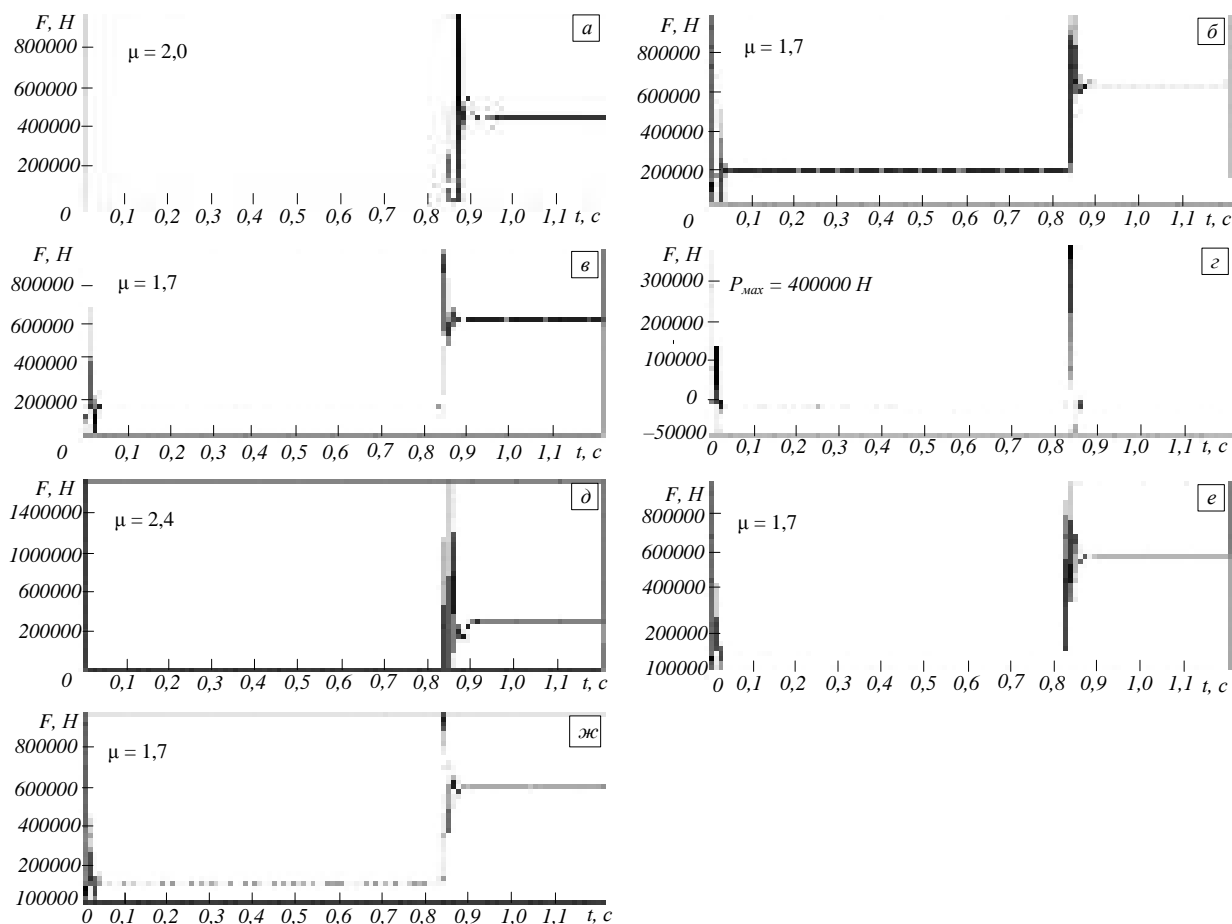


Рис. 2. Характер изменения нагрузок (а – ж), возникающих в связях 1 – 7 между массами динамической модели в первой половине цикла работы привода (μ – коэффициент динамичности нагрузки)

Выводы. Сформированная динамическая модель многодвигательного гидропривода холодильников шагающего типа позволяет оценить возникающие в гидроприводе низкочастотные динамические процессы, что дает возможность рекомендовать эту модель к использованию в инженерных расчетах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Савельев А.Н., Ступаков М.И. Определение динамических нагрузок в технологическом оборудовании: Учеб. пособие. – Новокузнецк: изд. СибГИУ, 1999. – 82 с.

савельев А.Н., Козлов С.В. Оценка эксплуатационной надежности холодильника МНЛЗ с гидроприводом. – В кн.: Материалы шестнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – Новокузнецк: изд. СибГИУ, 2006. – 240 с.

2. Савельев А.Н., Козлов С.В. Оценка эксплуатационной надежности холодильника МНЛЗ с гидроприводом. – В кн.: Материалы шестнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – Новокузнецк: изд. СибГИУ, 2006. – 240 с.

© А.Н. Савельев, С.В. Козлов,
Д.О. Анисимов

Поступила 01 июня 2016 г.