

А.Н. Савельев, С.В. Козлов, И.А. Булатов, О.Д. Прохоренко
Сибирский государственный индустриальный университет

ВЛИЯНИЕ СООТНОШЕНИЯ МАСС ПОДВИЖНЫХ БАЛОК И МЕТАЛЛА НА ВЕЛИЧИНУ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В МНОГОДВИГАТЕЛЬНОМ ГИДРОПРИВОДЕ ХОЛОДИЛЬНИКОВ МНЛЗ

Для последней стадии охлаждения металла на машинах непрерывного литья заготовок применяются холодильники с подвижными и неподвижными балками. К металлу, расположенному на холодильнике, подводятся подвижные балки, которые поднимают его в вертикальной плоскости, перемещают в горизонтальной и затем опускают на новое место, расположенное от прежнего на один шаг холодильника. В течение такого цикла перемещения металла по холодильнику привод последнего испытывает ряд резко меняющихся нагрузок. Это приводит к возникновению в приводе динамических процессов разной частоты и разного вида [1 – 3]. Возникающие в оборудовании динамические воздействия провоцируют появление в них волновых процессов, которые, складываясь с низкочастотными колебательными составляющими нагрузки, приводят к критическим ситуациям и, как результат, выходу оборудования из строя [4, 5]. Все эти процессы зависят от изменения внешней технологической нагрузки [6, 7] и от скоростных параметров взаимодействия подвижных балок холодильника с металлом [8].

В настоящей работе на основе математической модели волновых процессов, возникающих

в гидроприводе холодильников МНЛЗ в результате ударного взаимодействия металла с подвижными балками, анализируется влияние конструктивных параметров подвижных балок на величину динамических нагрузок в их приводе.

Оценка волновой части динамического процесса в рассматриваемом приводе может быть выполнена на основе модели, представленной в работе [9]. Основой модели является двойной волновод с распределенными массами, взаимодействующий с расположенным над волноводом металлом (рис. 1).

Математическая модель волнового процесса в работе [9] построена следующим образом. В приводе подвижных балок холодильника при передаче энергии от делителя потока (рис. 1) к подвижным балкам холодильника в момент их соприкосновения с металлом ступенчато возрастает дополнительная нагрузка. Эта нагрузка определяет не только усилие, действующее на подвижные балки, но и скорость их движения и всех элементов передаточного механизма привода. В результате действия низкочастотных динамических процессов [10 – 12] происходит многократно повторяющийся продольный по элементам привода удар с относительной скоростью v_0 (рис. 2, а).

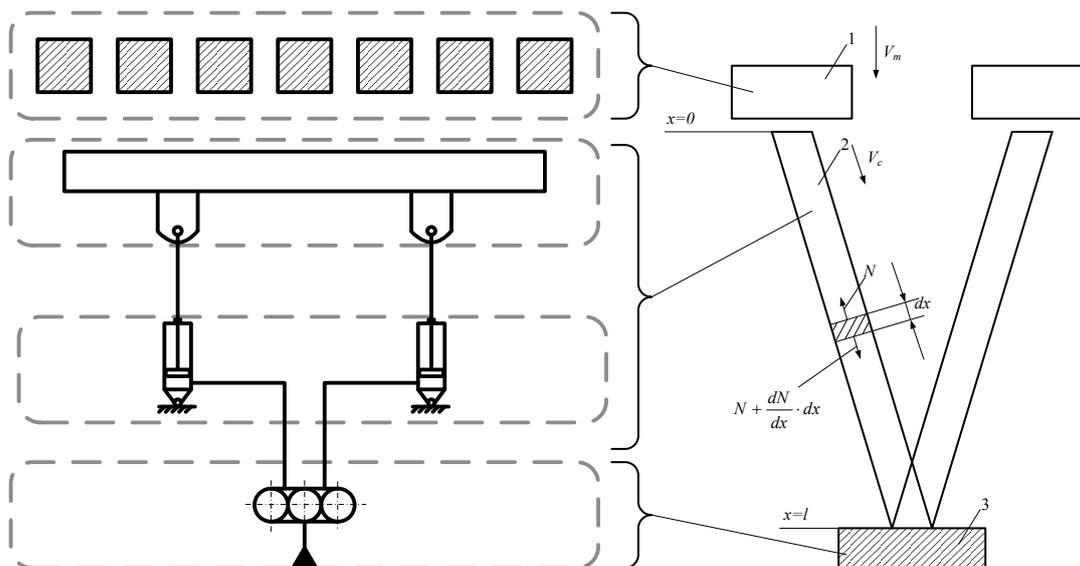


Рис. 1. Процесс перехода от реальной конструкции привода холодильника к расчетной схеме [9]

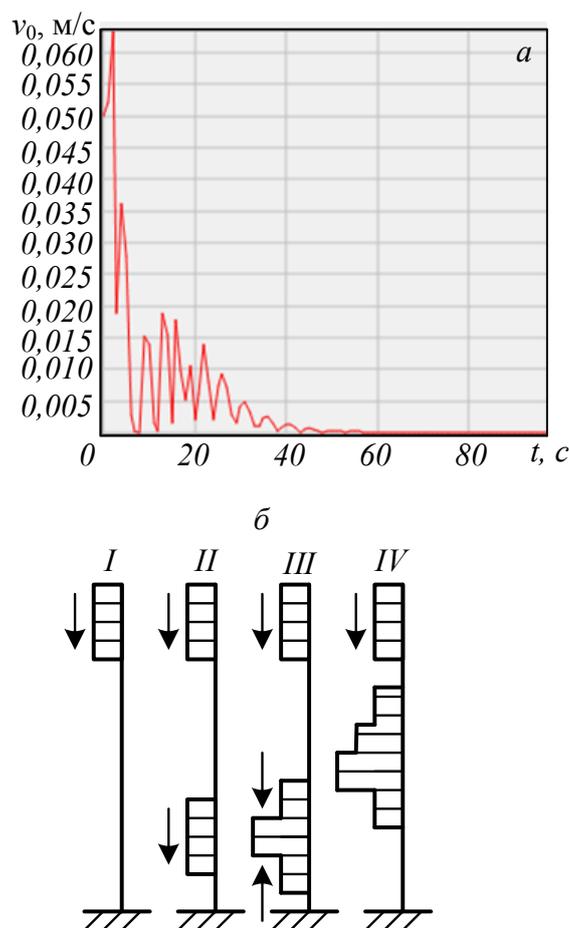


Рис. 2. Низкочастотная скоростная характеристика:

a – динамического процесса взаимодействия металла с подвижными балками холодильника, полученная на основе математической модели динамического процесса в приводе холодильника [11 – 13]; *б* – схема организации в приводе волнового процесса под действием низкочастотных колебаний металла на подвижных балках холодильника

Такое взаимодействие подвижных балок с металлом вызывает каскад следующих друг за другом волн напряжений. Так, при взаимодействии массы металла с подвижными балками с относительной скоростью v_{01} формируется первая волна напряжений (рис. 2, б, I). При этом относительная скорость v_{01} уменьшается и приближается к нулю. Однако в приводе балок холодильника разность скоростей подвижных балок и металла определяется не только взаимодействием этих элементов, но и зависит от ряда других внешних и внутренних условий, и через время Δt возникнет новая разность скоростей v_{02} , которая формирует вторую упругую волну (рис. 2, б, II). Затем появляется третья упругая волна (рис. 2, б, III) и т.д. При этом, если встречаются две и большее количество упругих волн, то общее напряжение в этой точке определяется по принципу суперпозиции волн (рис. 2, б, IV). Во взятом за основу в настоящей работе методе кривая изменения относительной скорости взаимодействующих подвижных балок холодильника с металлом представлена в виде дискретных вели-

чин с временным шагом Δt . Последний при этом значительно меньше по величине периода низкочастотных колебаний относительной скорости взаимодействия масс металла и подвижных балок.

Расчет построен таким образом, что в конце каждого шага в зависимости от величины скорости взаимодействия подвижных балок и металла в приводе балок формируется новая волна напряжений. После того, как волна пройдет несколько раз вдоль стержня, теряя при каждом проходе свою энергию, значение ее становится незначимым и в дальнейшем расчете не учитывается. Определение напряжения в материале от каждой волны характеризуется следующими условиями. В силу того, что удар между подвижными балками и металлом осуществляется на плоскости, его в каждый момент времени t можно рассматривать как линейное взаимодействие двух масс. Одна из этих масс соответствует приведенной массе элементов одного из двигателей привода холодильников и представлена в виде стержня 2 с приведенными характери-

ками упругости и плотности их материалов (рис. 1). Вторая масса – это масса охлаждаемого на холодильнике металла, приходящаяся на один двигатель привода холодильника, которая в расчетной схеме рис. 1 представлена в виде единой массы l . Между первой и второй массами в момент их контакта происходит удар. Известно, что в том случае, когда в некоторой точке упругой среды производится какое-то возмущение, то из этой точки во все стороны начинают исходить упругие волны [6, 7, 10]. На расстоянии от центра возмущения эти волны можно рассматривать как плоские. При исследовании продольных колебаний в стержне 2 (рис. 1) используется гипотеза плоских сечений, где рассматриваются только продольные колебания. Волна в стержне возникает в результате взаимодействия масс m охлаждаемого металла и стержня, которые двигаются со скоростями V_m и V_c . Считая, что произведен один акт взаимодействия массы m со стержнем с относительной скоростью $V_0 = V_m - V_c$, прикладывая при этом нагрузки, действующие на элементарный участок стержня и применяя принцип Даламбера, получим дифференциальное уравнение баланса сил. После ряда математических преобразований получается известное уравнение Сен-Венана, которое и описывает движение одной волны напряжений в стержне [7, 8]:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

где $a^2 = \frac{E}{\rho}$; E – приведенный модуль упругости материала стержня; ρ – приведенная плотность материала стержня; ξ – смещение рассматриваемого поперечного участка вдоль оси x .

Для решения уравнения Сен-Венана в данном случае используется метод разрывных функций [13]. В основе этого решения лежит уравнение деформации слоя материала в стержне:

$$\xi = f(at - x) + \varphi(at + x). \quad (2)$$

Физический смысл уравнения (2) сводится к следующему. Первое слагаемое $\xi_1 = f(at - x)$ представляет волну деформации, движущуюся вдоль стержня в направлении оси x со скоростью $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$. Точно так же второе слагаемое $\xi_2 = \varphi(at + x)$ представляет волну деформации, движущуюся с той же скоростью в противополо-

жном направлении. Для использования уравнения (2) нужно выбрать вид функций f и φ так, чтобы выполнялись начальные и граничные условия. Решение этой задачи согласно методу, изложенному в работе [13], приводит к следующему.

При $0 < z < 2l$ функция $f'(z)$ определяется выражением

$$f'(x) = \frac{v_0}{a} e^{-x/l}; \quad (3)$$

здесь аргумент z соответствует пути, пройденному упругой волной в стержне (может принимать любые значения).

Зная функцию $f(z)$ для значения $z < 2l$, можно определить изменение усилий и скоростей в любом сечении стержня: начиная с первого момента удара и до тех пор, пока $at < 2l - x$, т.е. пока до данного сечения не дойдет отраженная от опоры волна деформации.

При $at < 2l - x$ функция $f(at + x - 2l) = 0$, и выражение для перемещений имеет вид $\xi = f(at - x)$.

Соответственно скорости (v) и деформация (ε) в любом сечении определяются так:

$$\begin{aligned} v &= \frac{\partial \xi}{\partial t} = af'(at - x); \\ \varepsilon &= \frac{\partial \xi}{\partial x} = -f'(at - x). \end{aligned}$$

Подставляя сюда значение $f'(z)$, по формуле (3) найдем, что при $x < at < 2l - x$ имеем

$$\left. \begin{aligned} v &= v_0 e^{-\frac{x}{l}(at-x)} \\ \varepsilon &= -\frac{v_0}{a} e^{-\frac{x}{l}(at-x)} \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

Пока волна деформации не дошла до опоры, скорости и деформации в любом сечении оказываются связанными простым соотношением $v_0 = -a\varepsilon$. Однако эти функции являются разрывными; на фронте волны скорость скачкообразно изменяется от нуля до v_0 , а деформация – от нуля до $-v_0/a$. Таким образом, деформация стержня, возникающая в нем в первый момент удара, полностью определяется скоростью удара и не зависит от массы ударяющего груза.

Выше описан лишь первый этап удара, когда имеется только прямая волна деформации, идущая по стержню сверху вниз и обратно. Для построения функции $f(z)$ следующего интервала изменения аргумента $2l < z < 4l$ нужно подставить в правую часть исходного уравнения найденное выше значение функции $f(z)$ для $0 < z < 2l$. В этом случае получим для интервала $2l < z < 4l$ уравнение вида [9]:

$$f''(z) + \frac{\chi}{l} f'(z) = -2 \frac{v_0 \chi}{a l} e^{-\frac{\chi(z-2l)}{l}}. \quad (5)$$

Произвольная постоянная при интегрировании этого уравнения определяется из условия, что скорость груза, а значит и скорость конца стержня ($z = 0$), не могут изменяться скачкообразно, т.е. выражение

$$\left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)_{z=0} = a [f'(at) - f'(at - 2l)]$$

представляет собой непрерывную функцию. Это условие удовлетворяется, если разрывы функции $f'(z)$ будут в точности повторяться при изменении аргумента на $2l$. Так как при $z = 0$ функция $f'(z)$ скачком повысится на величину v_0/a , то этот же скачок повторится и при $z = 2l, z = 4l, z = 6l$ и т.д. В частности, при $z = 2l$ функция $f'(z)$ с определяемого формулой (3) значения

$$f'(z) - (2l) = \left(\frac{v_0}{a} \right) e^{-2\chi},$$

должна увеличиться:

$$f'(z) - (2l) = \left(\frac{v_0}{a} \right) (e^{-2\chi} + 1).$$

Последнее значение $f'(z)$ и является начальным условием для интегрирования уравнения (5), интегрируя которое, получим для интервала $2l < z < 4l$

$$f'(z) = \frac{v_0}{a} e^{-\frac{\chi z}{l}} + \frac{v_0}{a} \left(1 - 2\chi \frac{z-2l}{l} \right) e^{-\frac{\chi(z-2l)}{l}}.$$

Аналогично находим для интервала $4l < z < 6l$:

$$f'(z) = \frac{v_0}{a} e^{-\frac{\chi z}{l}} + \frac{v_0}{a} \left(1 - 2\chi \frac{z-2l}{l} \right) e^{-\frac{\chi(z-2l)}{l}} + \frac{v_0}{a} \left[1 - 2\chi \frac{z-4l}{l} \right] e^{-\frac{\chi(z-4l)}{l}}.$$

Таким образом, шаг за шагом конструируется функция $f'(z)$ для любых значений аргумента.

Далее можно интегрированием получить функцию $f(z)$, которая является непрерывной: при $0 < z < 2l$

$$f(z) = \frac{v_0 l}{a \chi} \left(1 - e^{-\frac{\chi z}{l}} \right);$$

при $2l < z < 4l$

$$f(z) = \frac{v_0 l}{a \chi} \left[1 - e^{-\frac{\chi z}{l}} + \left(1 + 2\chi \frac{z-2l}{l} \right) e^{-\frac{\chi(z-2l)}{l}} \right];$$

при $4l < z < 6l$

$$f(z) = \frac{v_0 l}{a \chi} \left\{ 1 - e^{-\frac{\chi z}{l}} + \left(1 + 2\chi \frac{z-2l}{l} \right) e^{-\frac{\chi(z-2l)}{l}} - \left[1 + 2\chi^2 \left(\frac{z-2l}{l} \right)^2 \right] e^{-\frac{\chi(z-4l)}{l}} \right\}$$

и т.д.

Зная функцию $f'(z)$, можно найти перемещение x . Проинтегрировав по z выражение (4), находим деформацию

$$\varepsilon = \frac{\partial x}{\partial t} = - \left[f'(at - z) + f'(at + z - 2l) \right].$$

Расчет нагрузок в зоне делителя потока, где встречаются волнопроводы двух двигателей подвижных балок, можно по вышеописанному методу определить суммарное волновое давление в делителе потока. Составленная по вышеописанному методу программа позволяет моделировать картину нагружения делителя потока многодвигательного привода в зависимости от скоростных параметров зоны контакта подвижных балок с металлом при многократном процессе их взаимодействия. Для учета многообразия волновых потоков необходимо знать характер принудительного изменения разности относительных скоростей v_{0i} подвижных балок и металла.

Скоростные характеристики в зоне контакта подвижных балок холодильника с металлом в представленном расчете получены путем рассмотрения динамики низкочастотных колебаний элементов привода, выполненного в работах [11 – 13]. В них весь привод представлен в виде дискретной восьмимассовой динамической модели с упругими связями и зазорами в связях. Математическое описание восьмимассовой динамической модели позволяет получить скоростные параметры взаимодействия подвижных балок холодильника и охлаждаемого на нем металла. Пример таких скоростных параметров одного из вариантов взаимодействия подвижных балок и металла [12, 13] приведен на рис. 2, а. Характер волнового давления в зоне делителя потока от одного волнового канала показан на рис. 3, а.

Результаты расчета давления, возникающего в гидроприводе от волн напряжений при взаимодействии охлаждаемого на холодильнике ме-

талла различной массы с подвижными балками холодильника, показаны на рис. 3, б. Волновая составляющая нагрузки при статическом давлении в гидроприводе подвижных балок холодильника в 16 МПа от одного волновода в делителе потока гидропривода составляет порядка 17 МПа. При наложении волн напряжений от двух волноводов в делителе потока давление удваивается (34 МПа). Это давление при соотношении масс металла и подвижных балок $x_1/x_3 = 1,12$ и скорости подвода подвижных балок к металлу 0,7 м/с в исследуемом диапазоне масс и скоростей является максимальным и составляет 34 МПа. Минимальное волновое давление наблюдается при соотношении масс металла и подвижных балок $x_1/x_3 = 2,3$ и скорости контакта балок с металлом 0,3 м/с. Полученные в работе результаты позволяют обоснованно принимать скоростные и весовые параметры привода подвижных балок холодильников МНЛЗ.

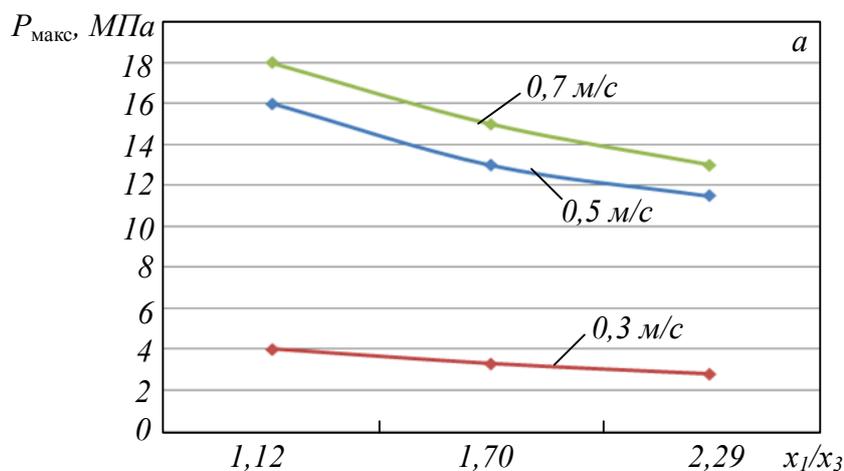
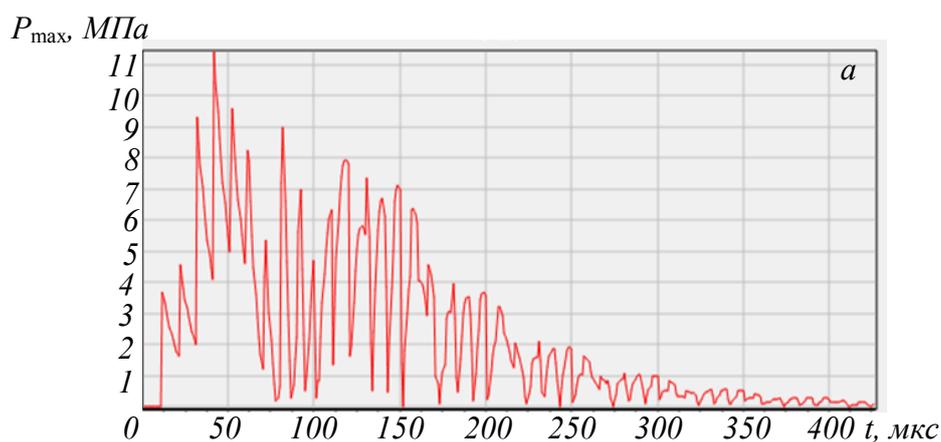


Рис. 3. Давление, возникающее в гидроприводе от волн напряжений при взаимодействии охлаждаемого на холодильнике металла различной массы с подвижными балками холодильника:
 а – пример характера изменения давления волны напряжений в зоне делителя потока от одного волнового канала; б – характер изменения давления от скоростных и весовых параметров

Выводы. Проанализировано влияние соотношения масс металла и подвижных балок холодильников при разных скоростях их передвижения на величину волновых процессов в гидроприводе. Наибольшее значение давления в гидроприводе подвижных балок соответствует 34 МПа и возникает при отношении массы металла к массе подвижных балок 1,12 и скорости взаимодействия масс 0,7 м/с. По величине волновое давление может значительно превышать статическое давление в гидроприводе холодильника, а значит обязательно должно учитываться при конструировании приводов холодильников МНЛЗ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Савельев А.Н., Савельев Н.В. Анализ нагрузок во вкладыше универсального шпинделя привода прокатной клетки // Изв. вуз. Черная металлургия. 2007. № 10. С. 57 – 59.
2. Савельев А.Н., Савельев Н.В., Локтева Н.А. Визуальная оценка динамических процессов в шарнирах головок универсальных шпинделей // Изв. вуз. Черная металлургия. 2011. № 4. С. 50 – 55.
3. Савельев А.Н., Савельев Ан. Н. Исследование динамики движения полосы в установившейся стадии прокатки // Изв. вуз. Черная металлургия. 1982. № 10. С. 71 – 74.
4. Савельев А.Н., Савельев Н.В. Экспериментальная оценка динамических нагрузок в зоне трения вкладышей универсального шпинделя прокатного стана // Изв. вуз. Черная металлургия. 2002. № 8. С. 51 – 53.
5. Савельев А.Н., Савельев Н.В., Локтева Н.А. Метод расчета давления в зоне контакта лопасть – вкладыш универсального шпинделя с учетом происходящих в ней волновых процессов // Изв. вуз. Черная металлургия. 2011. № 4. С. 50 – 55.
6. Динамика машин и управление машинами: Справочник / В.К. Асташев, В.И. Бабитский и др. Под ред. Г.В. Крейнина. – М: Машиностроение, 1988. – 240 с.
7. Волновая динамика машин / Под ред. К.В. Фролова, Г.К. Сорокина. – М: Наука, 1991. – 188 с.
8. Манжосов В.К. Модели продольного удара. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 160 с.
9. Савельев А.Н., Козлов С.В., Живаго Э.Я., Прохоренко О.Д. Формирование математической модели продольных колебаний, возникающих в многодвигательном гидроприводе холодильников МНЛЗ // Вестник СибГИУ. 2018. № 2 (24). С. 58 – 64.
10. Савельев А.Н., Козлов С.В., Анисимов Д.О. Особенности формирования динамических моделей многодвигательных гидроприводов холодильников МНЛЗ // Вестник СибГИУ. 2016. № 2 (16). С. 28 – 31.
11. Савельев А.Н., Козлов С.В., Винокуров Н.Е. Динамические нагрузки, воздействующие на элементы многодвигательного гидропривода холодильника МНЛЗ // Изв. вуз. Черная металлургия. 2018. Т. 61. № 2. С. 149 – 155.
12. Расчет на прочность в машиностроении. Т. III. Инерционные нагрузки. Колебания и ударные нагрузки. Выносливость. Усталость: Справочник / Под ред. С.Д. Пономарева. – М.: Машгиз, 1959. – 1123 с.

© 2019 г. А.Н. Савельев, С.В. Козлов,
И.А. Булатов, О.Д. Прохоренко
Поступила 25 января 2019 г.