

МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЗАВОДОВ

научно-технический журнал





Журнал индексируется системами РИНЦ и Google Scholar.
Сведения о журнале публикуются в международной системе «Ulrich's Periodicals Directory»

Редакционная коллегия

Главный научный редактор

Корчунов А.Г. – «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», профессор, доктор технических наук.

Заместитель главного научного редактора

Анцупов В.П. – Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, профессор, доктор технических наук.

Бобарикин Ю.Л. – Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, доцент, кандидат технических наук, г. Гомель, Республика Беларусь.

Горбатюк С.М. – Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (Университет науки и технологий МИСиС), профессор, доктор технических наук.

Кузьминов А.Л. – Череповецкий государственный университет, профессор, доктор технических наук.

Раскатов Е.Ю. – Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, профессор, доктор технических наук.

Томило В.А. – Белорусский национальный технический университет, профессор, доктор технических наук, г. Минск, Республика Беларусь.

Ответственный редактор

Слободянский М.Г. – Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, доцент, кандидат технических наук.

Журнал основан в 2012 г.
Периодичность выхода – 2 номера в год.

Адрес издателя:

455000, Челябинская обл.,
г. Магнитогорск,
пр. К. Маркса, 45/2,
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
издательский центр.

Адрес типографии:

455000, Челябинская обл.,
г. Магнитогорск,
пр. Ленина, 38,
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
участок оперативной полиграфии.

Выход в свет 15.07.2024. Заказ 182.
Тираж 300 экз.

Автор фотографии на обложке:

Шустиков Владимир Иванович

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов Оценка достаточности пропускной способности предохранительных клапанов, установленных на компенсаторе гидроударов в дополнительно- сливной гидролинии ковочного прессы	3	M.E. Goydo, V.V. Bodrov, R.M. Bagautdinov Assessing the adequacy of the conductivity of safety valves installed on the compensator of hydraulic shocks in the filling-draining hydraulic line of the forging press	3
Т.В. Бровман Исследование деформации металла в калибрах	11	T.V. Brovman Study of metal deformation in calibers	11
В.В. Столяров Влияние комбинированной обработки давлением на структуру и свойства технически чистого титана	16	V.V. Stolyarov Influence of combined pressure treatment on the structure and properties of pure titanium	16
Ю.А. Извеков, И.Е. Ильин, А.С. Путенихина, К.О. Светус Задача замены элементов механического обору- дования металлургического предприятия с целью сокращения ущербов от их отказов	21	Yu.A. Izvekov, I.E. Ilyin, A.S. Putenikhin, K.O. Svetus The task of replacing elements of mechanical equipment of a metallurgical enterprise with the purpose of reducing damages from their failures	21
М.Г. Васильев Радиальное обжатие цилиндрической заготовки кольцевым инструментом	26	M.G. Vasiliev Radial compression of a cylindrical blank with a ring tool	26
М.П. Шишкарёв Наибольшая точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт с одноконтурной отрицательной обратной связью	31	M.P. Shishkarev Highest precision of adaptive friction clutches with single-circuit negative feedback	31
Е.А. Панин, И.Е. Волокитина, Г.Е. Ахметова, А.В. Волокитин, А.Б. Есболат Изучение эволюции микроструктуры сплава АД31 в процессе «Прокатка-РКУП» с комбинированными валками различными методами	36	E.A. Panin, I.E. Volokitina, G.E. Akhmetova, A.V. Volokitin, A.B. Esbolat Study of the evolution of the microstructure of the AD31 alloy in the “Rolling-ECAP” process with combined rolls using various methods	36
Е.М. Мартынов, Д.Н. Романенко, Р.Р. Дёма, М.В. Харченко Моделирование процесса комбинированной обработки рабочих поверхностей трапецидальной резьбы гайки натяжного устройства конвейера обжиговой машины	42	E.M. Martynov, D.N. Romanenko, R.R. Dema, M.V. Kharchenko Simulation of the process of combined processing of working surfaces of trapezoidal thread nut of tensioner device of conveyor rocking machine	42
П.Н. Громыко, И.В. Трусов, С.Н. Хатетовский Повышение показателей передач эксцентрикового типа с параллельной конфигурацией их входных и выходных валов путем замены в контактирующих парах трения скольжения на трение качения	48	P.N. Gromyko, I.V. Trusov, S.N. Khatetovsky Increasing the performance of eccentric-type transmissions with a parallel configuration of their input and output shaft by replacing sliding friction in contacting pairs with rolling friction	48
Н.А. Макаров Точность заготовок при упругопластической деформации изгиба	53	N.A. Makarov Accuracy of workpieces under elastoplastic bending deformation	53
А.М. Милюкова, А.Н. Матяс, А.А. Лях, О.А. Толкачева, Линьюн Цянь Исследование влияния экструзии и магнитно- импульсного воздействия на магниевый сплав AZ80	57	A.M. Milyukova, A.N. Matyas, A.A. Lyakh, O.A. Tolkacheva, Linyun Qian Study of the influence of extrusion and magnetic- pulse influence on magnesium alloy AZ80	57
М.А. Воронин, Л.В. Дерябина, Т.В. Усатая Технологии трехмерного моделирования как основа современного промышленного дизайна	65	M.A. Voronin, L.V. Deryabina, T.V. Usataya 3D Modeling technologies as the basis of modern industrial design	65
К.С. Горченков Расчет мощности деформации при закатке баллонов	72	K.S. Gorchenkov Calculation of deformation power when rolling cylinders	72



УДК 621.979-82

М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов
ООО «Уральский инжиниринговый центр»,
г. Челябинск, Россия
E-mail: goido@cheltec.ru
Дата поступления 28.03.2024

ОЦЕНКА ДОСТАТОЧНОСТИ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА КОМПЕНСАТОРЕ ГИДРОУДАРОВ В НАПОЛНИТЕЛЬНО-СЛИВНОЙ ГИДРОЛИНИИ КОВОЧНОГО ПРЕССА

Аннотация

Рассмотрена предложенная специалистами ООО «УрИЦ» методика подготовки к работе компенсатора гидроударов, установленного в наполнительно-сливной гидролинии ковочного пресса силой 32 МН, в гидросистеме которого в качестве рабочей жидкости используется вода. Изложен подход к проверке достаточности пропускной способности предохранительных клапанов, установленных на сосудах компенсатора гидроударов, для ограничения максимального давления в сосудах на уровне, определяемой его расчетным давлением, с использованием имитационного моделирования процессов, протекающих в гидросистеме пресса после соединения рабочих гидроцилиндров подвижной траверсы пресса с наполнительно-сливной гидролинией по завершении рабочего хода.

Ключевые слова: гидравлические presses, гидроудар в наполнительно-сливной гидролинии, компенсатор гидроударов, предохранительные клапаны, расчет переходных процессов.

Введение

Продолжительность рабочего цикла гидравлического ковочного пресса (холостой ход – рабочий ход – снижение давления в рабочих гидроцилиндрах подвижной траверсы – подъем подвижной траверсы) в ощутимой степени зависит от быстродействия используемой распределительной гидроаппаратуры и от значения промежутка времени, в течение которого производится снижение давления в рабочих гидроцилиндрах подвижной траверсы при соединении их с наполнительно-сливной гидролинией после завершения рабочего хода. Однако чем меньше указанный промежуток времени, тем при прочих равных условиях больше ударное повышение давления в наполнительно-сливной гидролинии пресса, которое в конечном итоге может повлечь за собой ее разрушение [1 - 4].

Для снижения величины максимально возможного повышения давления при гидравлических ударах в гидросистемах прессов широко используются компенсаторы гидроударов [5], представляющие собой,

пневмогидравлические аккумуляторы низкого давления без разделения сред.

С этой целью при проведении модернизации электрогидравлической системы управления ковочного пресса силой 32 МН в кузнечно-прессовом цехе ПАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА» (г. Верхняя Салда) в наполнительно-сливной гидролинии на участке между сливным коллектором главного гидрораспределителя, в состав которого входят клапаны наполнения центрального и боковых рабочих гидроцилиндров [6, 7] и баком наполнения, установлен компенсатор гидроударов вместимостью 0,868 м³ (рисунок 1).

Гидравлический компенсатор гидроударов КГ оснащен двумя предохранительными клапанами, из которых один КП1 типа СППК4Р-50-40 (17с21нж, D_y=50 мм) присоединен к нижней части компенсатора, а другой КП2 типа СППК4Р-150-40 (17с21нж, D_y=150 мм) присоединен к верхней части компенсатора, и двумя бесконтактными сигнализаторами уровня жидкости SL1 и SL2 типа СУЗ-2Р-34-3-Р

(рисунок 2). При этом место установки сигнализатора уровня SL1 соответствует нижнему допустимому уровню воды в компенсаторе КГ, а сигнализатора уровня SL2 — верхнему допустимому уровню.



Рисунок 1. Компенсатор гидроударов на участке отгрузки готовой продукции ООО «УРИЦ»

Нормальным является уровень воды в компенсаторе гидроударов КГ между положениями, на которых установлены сигнализаторы SL1 и SL2 (при этом существует сигнал с сигнализатора SL1 и отсутствуют сигнал с сигнализаторов SL2).

В силу того, что бак наполнения и компенсатор гидроударов КГ расположены на разных высотах (вертикальных уровнях), давление в компенсаторе гидроударов при наличии в нем и в баке наполнения воды примерно на 0,05 МПа больше, чем в баке наполнения.

Максимальное давление воздуха в пневмосистеме кузнечнопрессового цеха, в котором эксплуатируется пресс, составляет около 0,5 МПа, и обычно бак наполнения перед началом работы заполняется воздухом до этого давления (поскольку для нормальной работы прессы требуется давление в наполнителе порядка 0,8 - 0,9 МПа).

В результате возможность выдавить из компенсатора гидроударов воду до требуемого уровня воздухом из цеховой пневмосети при подготовленном к работе баке наполнения отсутствует.

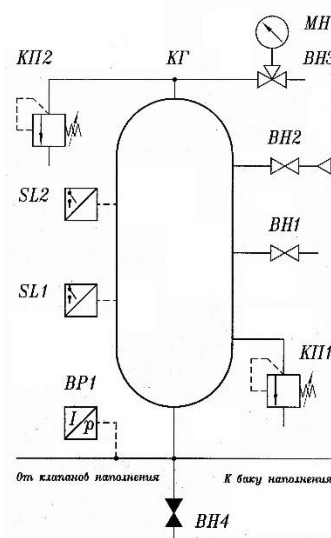


Рисунок 2. Фрагмент принципиальной гидравлической схемы прессы с компенсатором гидроударов КГ

С учетом сказанного используют следующий порядок подготовки компенсатора гидроударов к работе:

1) после заполнения бака наполнения водой до требуемого уровня давление воздуха в нем поднимают до величины порядка 0,4 - 0,43 МПа (в общем случае величина этого давления должна быть меньше величины давления воздуха в пневмосети цеха на 0,07 - 0,1 МПа);

2) открывают проходные сечения крана ВН1 контроля уровня воды в компенсаторе гидроударов и крана ВН2 подачи сжатого воздуха в компенсатор гидроударов и производят контроль того, какая среда (вода или воздух) выходит через кран ВН1 из компенсатора в атмосферу;

3) после того как через кран ВН1 из компенсатора в атмосферу перестает вытекать вода и начинает выходить воздух, проходные сечения упомянутого крана и крана ВН2 подачи сжатого воздуха в компенсатор перекрывают.

Далее бак наполнения заполняют воздухом до величины давления воздуха в пневмосети цеха (при этом уровень воды в компенсаторе повышается вследствие сжатия находящегося в компенсаторе воздуха, однако восстановить необходимый уровень воды в компенсаторе не представляется возможным, так как при этом давление воздуха в компенсаторе оказывается выше давления воздуха в пневмосети цеха).

Для слива воды из компенсатора гидроударов КГ и соединенной с ним части наполнительно-сливного трубопровода в атмосферу служит кран ВН4, присоединенный к коллектору компенсатора гидроударов.

Для автоматического дистанционного контроля текущих значений давления в наполнительно-сливной гидролинии пресса к ней на входе компенсатора гидроударов со стороны главного гидрораспределителя подключен датчик давления ВР1.

В соответствии с уровнем сигнала на выходе датчика давления ВР1 производится управление запорно-регулирующими сливными клапанными модулями и клапанами наполнения центрального и боковых рабочих гидроцилиндров пресса после подачи команды на подъем подвижной траверсы по завершении рабочего хода.

Благодаря наличию отрицательной обратной связи по сигналу на выходе датчика давления ВР1 и реализованному алгоритму управления, открытие проходных сечений запорно-регулирующих сливных клапанных модулей и клапанов наполнения центрального и боковых рабочих гидроцилиндров пресса после подачи команды на подъем подвижной траверсы по завершении рабочего хода осуществляется из условия исключения повышения давления на входе компенсатора гидроударов (в соответствии с сигналом с датчика давления ВР1) сверх заданного значения, равного рабочему давлению $p_{\text{раб}}$ сосуда компенсатора.

В соответствии с принятым алгоритмом управления в штатных условиях эксплуатации повышение давления в сосудах компенсатора гидроударов сверх рабочего значения исключено. Такое повышение давления, влекущее за собой срабатывание предохранительных клапанов, возможно только в нештатных ситуациях (при сбоях в работе системы управления пресса).

Целью настоящей работы является проверка расчетным путем с использованием имитационного моделирования достаточности пропускной способности предохранительных клапанов, установленных на компенсаторе гидроударов в наполнительно-сливной гидролинии ковочного

пресса, для ограничения на допустимом уровне максимального давления в компенсаторе гидроударов и, соответственно, в наполнительно-сливной гидролинии после соединения с ней полостей рабочих гидроцилиндров подвижной траверсы пресса по завершении рабочего хода.

Основная часть

На установившихся режимах работы пресса максимальный расход $Q_{\text{б.макс}}$ рабочей жидкости (воды), поступающей в бак наполнения пресса, соответствует случаю подъема подвижной траверсы с максимальной скоростью $v_{\text{п.макс}}$, которая согласно паспортным данным ковочного пресса силой 32 МН составляет [8]:

$$v_{\text{п.макс}} = 0,3 \text{ м/с}.$$

Указанный расход вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{б.макс}} = A_{\text{р.ц}} v_{\text{п.макс}},$$

где $A_{\text{р.ц}}$ — суммарная эффективная площадь плунжеров (поршней) рабочих гидроцилиндров подвижной траверсы пресса.

Привод подвижной траверсы рассматриваемого пресса осуществляется посредством трех идентичных плунжерных рабочих гидроцилиндров ($n_{\text{р.ц}} = 3$) с диаметром плунжера, равным $D_{\text{пл}} = 0,67 \text{ м}$. Соответственно,

$$Q_{\text{б.макс}} = A_{\text{р.ц}} v_{\text{п.макс}} = n_{\text{р.ц}} \pi D_{\text{пл}}^2 v_{\text{п.макс}} / 4 = \\ = 3 \cdot \pi \cdot 0,67^2 \cdot 0,3 / 4 \text{ м}^3/\text{с} = 0,3173 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Три предохранительных клапана типа СППК4Р-150-16 (два жидкостных и один газовый), установленных на баке наполнения, при максимально допустимом избыточном давлении в баке наполнения, равном $p_{\text{б.макс}} = 1,25 \text{ МПа}$, имеют суммарную пропускную способность, достаточную для выпуска из бака наполнения жидкости (воды) и газа (воздуха) при объемном расходе, превышающем величину $Q_{\text{б.макс}}$.

Рабочее $p_{\text{раб}}$ и расчетное $p_{\text{расч}}$ значения давления для сосуда компенсатора гидроударов приняты одинаковыми и равными 1,2 МПа ($p_{\text{раб}} = p_{\text{расч}} = 1,2 \text{ МПа}$).

Согласно п. 350 федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила промышленной безопасности при использовании оборудования, работающего под избыточным давлением» (приказ Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 15 декабря 2020 г. № 536): «При работающих предохранительных клапанах в сосуде не допускается давление, превышающее ... разрешенное давление более чем на 15% – для сосудов с давлением от 0,3 до 6 МПа».

Таким образом, для рассматриваемого компенсатора гидроударов предохранительные клапаны, которыми он снабжен, должны исключать повышение давления сверх значения

$$p_{\max} = 1,15p_{\text{расч}} = 1,15 \cdot 1,2 \text{ МПа} = 1,38 \text{ МПа}.$$

Предохранительные клапаны СППК4Р-50-40 и СППК4Р-150-40, установленные на компенсатор гидроударов, настроены таким образом, что давление полного открытия их проходного сечения составляет $p_{\text{п.о}} = 1,35 \text{ МПа}$, а давление начала открытия — $p_{\text{н.о}} = 1,28 \text{ МПа}$.

При этом для клапана СППК4Р-50-40 площадь проходного сечения седла и коэффициент расхода для жидких сред составляют соответственно $A = 854,9 \text{ мм}^2$ и $\alpha_2 = 0,5$, а для клапана СППК4Р-150-40 площадь проходного сечения седла и коэффициент расхода для газовых сред составляют соответственно $A = 4415 \text{ мм}^2$ и $\alpha_1 = 0,8$ [9].

При избыточном давлении на входе клапана $p_{\text{вх}} = p_{\text{п.о}} = 1,35 \text{ МПа}$ и давлении на выходе клапана $p_{\text{вых}} = 0,0 \text{ МПа}$ (с учетом того, что выходной патрубок клапана открыт в атмосферу) получаем:

- объемный расход воды через клапан СППК4Р-50-40, равный $Q_{\text{вод}} = 0,0219 \text{ м}^3/\text{с}$;

- массовый расход воздуха через клапан СППК4Р-150-40, равный $M_{\text{возд}} = 11,55 \text{ кг/с}$.

Участок трубопровода между компенсатором гидроударов и баком наполнения имеет: длину $L_{\text{к.б}} = 6,8 \text{ м}$, внутренний диа-

метр $d_{\text{к.б}} = 0,249 \text{ м}$ и суммарный коэффициент местных сопротивлений $\zeta_{\text{к.б}} = 3,0$. При расходе, равном $Q_{\text{б.макс}} = 0,3173 \text{ м}^3/\text{с}$, потери давления на данном участке составляют:

$$\Delta p_{\text{к.б}} = 0,076 \text{ МПа}.$$

В соответствии с этим при максимальных расходе $Q_{\text{б.макс}}$ воды, поступающей в бак наполнения, и давлении $p_{\text{б.макс}}$ в баке наполнения — давление в наполнительно-сливной гидролинии в месте подсоединения к ней компенсатора гидроударов на установившихся режимах работы прессы не превышает значение $p_{\text{к.макс}}$, равное:

$$\begin{aligned} p_{\text{к.макс}} &= p_{\text{б.макс}} + \Delta p_{\text{к.б}} = \\ &= (1,25 + 0,076) \text{ МПа} = 1,326 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Величина $p_{\text{к.макс}}$ меньше давления полного открытия $p_{\text{п.о}} = 1,35 \text{ МПа}$ предохранительных клапанов, установленных на сосуде компенсатора гидроударов, но превышает давление начала открытия $p_{\text{н.о}} = 1,28 \text{ МПа}$ этих клапанов.

В связи с этим в аварийной ситуации и открытии проходных сечений предохранительных клапанов, установленных на баке наполнения, проходные сечения предохранительных клапанов, установленных на сосуде компенсатора гидроударов, также оказываются открытыми. Благодаря этому снижаются расходы рабочих сред через предохранительные клапаны, установленные на баке наполнения, и при прочих равных условиях, соответственно, величина максимального давления в баке наполнения.

Достаточность пропускной способности предохранительных клапанов, которые установлены на сосуде компенсатора гидроударов, может быть определена лишь на основании расчета переходных процессов, протекающих в гидросистеме прессы после соединения с наполнительно-сливной гидролинией полостей рабочих гидроцилиндров подвижной траверсы по завершении рабочего хода.

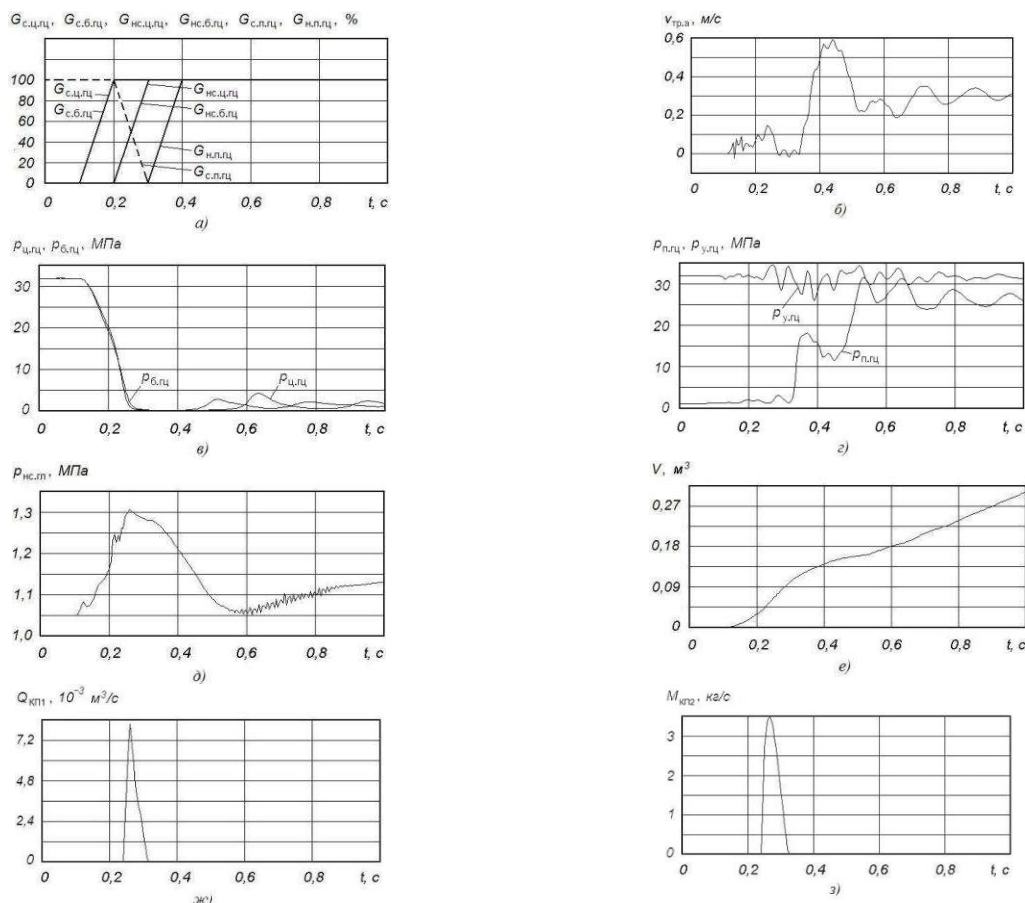


Рисунок 3. Графики изменения в функции времени t :

а) относительных значений коэффициентов проводимости сливных (разгрузочных) клапанных модулей ($G_{с.ц.гц}$, $G_{с.б.гц}$) и клапанов наполнения ($G_{нс.ц.гц}$, $G_{нс.б.гц}$) центрального и боковых рабочих гидроцилиндров и сливного ($G_{с.п.гц}$) и напорного ($G_{н.п.гц}$) клапанных модулей подъемных гидроцилиндров подвижной траверсы пресса; б) скорости $v_{тра}$ движения подвижной траверсы в направлении архитрава относительно последнего; в) давлений в рабочих полостях центрального ($p_{ц.гц}$) и боковых ($p_{б.гц}$) рабочих гидроцилиндров; г) давлений в рабочих полостях подъемных ($p_{п.гц}$) и уравнивающих ($p_{у.гц}$) гидроцилиндров; д) давления $p_{нс.гц}$ в наполнительно-сливной гидролинии в месте подсоединения к ней компенсатора гидроударов; е) объема V рабочей жидкости, прошедшей через живое сечение наполнительно-сливной гидролинии перед местом подсоединения к ней компенсатора гидроударов; ж) расхода $Q_{кп1}$ воды через нижний предохранительный клапан КП1, установленный на сосуда компенсатора гидроударов; з) расхода $M_{кп2}$ воздуха через верхний предохранительный клапан КП2, установленный на сосуда компенсатора гидроударов

При математическом моделировании процессов, протекающих в гидросистеме пресса после соединения с наполнительно-сливной гидролинией полостей рабочих гидроцилиндров по завершении рабочего хода, приняты следующие основные допущения:

- при открытии и закрытии проходных сечений напорных и сливных клапанных модулей и клапанов наполнения главного

гидрораспределителя пресса их коэффициенты проводимости изменяются от нуля до максимального значения и, наоборот, как линейная функция времени;

- содержание неразтворенного газа в рабочей жидкости (воде) по массе не изменяется при изменении давления жидкости;

- давление в баке наполнения, а также в гидроаккумуляторе насосно-аккумуля-

торной станции (НАС) пресса во время рассматриваемых переходных процессов не изменяется;

- при изменении давления на входе предохранительного клапана, установленного на сосуде компенсатора гидроударов, от давления начала открытия до давления полного открытия проходного сечения клапана расход рабочей среды через клапан изменяется по линейному закону в функции давления от расхода утечек до значения, соответствующего давлению полного открытия проходного сечения клапана;

- для описания процессов, происходящих при движении рабочей жидкости по трубопроводам, допустимо использование сосредоточенных моделей последних (Т-образной и Г-образной схем) [10, 11].

Расчеты проведены для следующих условий:

- избыточное давление в баке наполнения равно рабочему (то есть максимальному внутреннему избыточному давлению, возникающему при протекании рабочего процесса), составляющему в соответствии с паспортными данными бака наполнения величину $p_{б,раб} = 1,0 \text{ МПа}$;

- избыточное давление в гидроаккумуляторе НАС пресса равно максимальному значению $p_{НАС,макс} = 32,0 \text{ МПа}$;

- избыточное давление в полостях всех рабочих гидроцилиндров подвижной траверсы пресса по окончании рабочего хода равно максимально возможному давлению в гидроаккумуляторе НАС пресса;

- количество рабочей жидкости в полостях всех рабочих гидроцилиндров подвижной траверсы пресса является максимально возможным и соответствует выходу плунжеров указанных гидроцилиндров на величину их полного хода $H = 2,0 \text{ м}$;

- объем, занимаемый воздухом в сосуде компенсатора гидроударов, является минимально возможным и соответствует положению свободной поверхности воды на уровне установки верхнего сигнализатора уровня;

- полное открытие проходных сечений сливных (разгрузочных) клапанных модулей центрального и боковых рабочих гидроцилиндров подвижной траверсы пресса происходит за время $0,1 \text{ с}$;

- полное открытие проходных сечений наполнительно-сливных клапанов центрального и боковых рабочих гидроцилиндров происходит за время $0,1 \text{ с}$ сразу вслед за полным открытием проходных сечений сливных клапанных модулей упомянутых гидроцилиндров (одновременно происходит закрытие проходного сечения сливного клапанного модуля подъемных гидроцилиндров);

- полное открытие проходного сечения напорного клапанного модуля подъемных гидроцилиндров происходит за время $0,1 \text{ с}$ сразу вслед за полным открытием проходных сечений наполнительно-сливных клапанов рабочих гидроцилиндров и закрытием проходного сечения сливного клапанного модуля подъемных гидроцилиндров (рисунок 3,а);

- силы сухого трения в рабочих, подъемных и уравнивающих гидроцилиндрах, а также в направляющих подвижной траверсы отсутствуют.

Имитационное моделирование процессов, протекающих в гидросистеме пресса, выполнено с использованием программного комплекса (пакета прикладных программ) ПРАНС-ПК (Проектирование, Автоматизированное Неоднородных Систем на Персональном Компьютере) [12] на основании математической модели, составленной с учетом подвижности архитрава пресса относительно его неподвижного основания (станины), обусловленной упругими деформациями колонн пресса в их осевом направлении.

Графики изменения основных величин, характеризующих процессы, протекающие после соединения полостей рабочих гидроцилиндров по завершении рабочего хода с наполнительно-сливной гидролинией и при последующем подъеме подвижной траверсы пресса, полученные при оговоренных выше допущениях и условиях в результате выполненных расчетов, представлены на рисунках 3, б-з.

В рассмотренном случае снижение давления до минимального значения в полостях центрального и боковых рабочих гидроцилиндров с момента начала открытия проходных сечений, соответствующих сливных клапанных модулей происходит за

промежуток времени порядка 0,2 с (см. рисунок 3, в). За это время из указанных гидроцилиндров в наполнительно-сливную гидролинию поступает вода в количестве 0,1 м³ (см. рисунок 3, е), которое обусловлено расширением воды при снижении ее давления и упругими деформациями металлоконструкций пресса при их разгрузке. Это количество воды вполне может быть воспринято пневмогидравлическими аккумуляторами с давлением зарядки их газом порядка 0,3 МПа, подключаемыми к полостям рабочих гидроцилиндров после завершения рабочего хода пресса [4]. При реализации такого технического решения сколько-нибудь существенные колебания давления в наполнительно-сливной гидролинии пресса при последующем подъеме подвижной траверсы исключаются.

Из графика изменения давления $p_{нс.гл}$ рабочей жидкости в наполнительно-сливной гидролинии в месте присоединения к ней компенсатора гидроударов (см. рисунок 3, д) видно, что в ходе рассматриваемых переходных процессов максимальное значение указанной величины $p_{нс.гл\ max} = 1,307$ МПа превышает давление начала открытия ($p_{н.о} = 1,28$ МПа) жидкостного и газового предохранительных клапанов, установленных на сосуде компенсатора, но остается меньше давления полного открытия ($p_{п.о} = 1,35$ МПа) проходного сечения этих клапанов.

При этом максимальный объемный расход воды через нижний предохранительный клапан КП1 составляет $Q_{КП1\ max} = 0,0082$ м³/с (см. рисунок 3, ж), а максимальный массовый расход воздуха через верхний предохранительный клапан КП2 — $M_{КП2\ max} = 3,48$ кг/с (см. рисунок 3, з). Полученные значения максимальных расходов существенно меньше расходов, соответствующих полному открытию проходных сечений указанных клапанов и равных соответственно (см. выше), 0,0219 м³/с и 11,55 кг/с.

В связи с вышесказанным, а также с учетом того, что расчет проводился для достаточно напряженных условий разгрузки полостей рабочих гидроцилиндров от высокого давления после окончания рабочего

хода пресса, можно считать, что суммарная пропускная способность предохранительных клапанов СППК4Р-50-40 и СППК4Р-150-40, установленных на сосуде компенсатора гидроударов модернизированной гидравлической системы ковочного пресса силой 32 МН, отвечает требованиям ограничения максимального давления в сосуде на уровне, определяемом его расчетным давлением. В процессе эксплуатации пресса с модернизированной гидросистемой случаев повышения давления в наполнительно-сливной гидролинии сверх значения 1,35 МПа (в соответствии с сигналами подключенного к ней датчика давления ВР1) не зафиксировано.

Заключение

Согласно проведенным статическим и динамическим расчетам пропускная способность предохранительных клапанов СППК4Р-50-40 и СППК4Р-150-40, установленных на сосуде компенсатора гидроударов в наполнительно-сливной гидролинии модернизированной гидравлической системы ковочного пресса силой 32 МН отвечает требованиям ограничения максимального давления в сосуде и, соответственно, в наполнительно-сливной гидролинии на уровне, определяемом расчетным давлением сосуда.

Библиографический список

1. Лыжников Е.И. Модернизация гидросистемы ковочного пресса усилием 2000 тс // Кузнечно-штамповочное производство. 1978. № 7. С. 27-29.
2. Лыжников Е.И., Сафонов В.И. Анализ гидравлического удара, возникающего в сливной магистрали пресса // Кузнечно-штамповочное производство. 1980. № 9. С. 19-21.
3. Васильев К.И., Рыжов В.П. Декомпрессия нагнетательной магистрали мощных гидравлических прессов // Машины и процессы обработки материалов давлением: Сб. науч. тр. Тула: ТулПИ, 1988. С. 110-114.
4. Снижение колебаний давления в наполнительно-сливном трубопроводе гидросистемы ковочного пресса / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов,

- М.А. Алексеев // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2005. № 4. С. 30-36.
5. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. М.: Машиностроение, 1975. 222 с.
6. Опыт модернизации гидроприводов и систем управления прессов / В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, А.А. Батулин, М.Е. Гойдо // Индустрия. 2014. № 2. С. 51-55.
7. Производство гидравлических устройств для прессового оборудования, работающего на воде и водной эмульсии / В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, А.А. Батулин, М.Е. Гойдо // Заготовительные производства в машиностроении. 2019. Том 17. № 3. С. 137-144.
8. Кузнечно-прессовое оборудование Уралмашзавода / М.А. Карасев, И.В. Баранов, Ф.С. Блик, В.С. Сошников // Екатеринбург: Уральский центр ПР и рекламы, 2004. 480 с.
9. Клапаны предохранительные. Руководство по эксплуатации к ТУ 3742-001-84462993-2015. 24 с. https://all-armatura.ru/files/Documents/KLAPANY_PREDOKHRANITELNYE/rukovodstvo-po-ehkspluatacii-klapanov-sppk-i-sppkr_pn16_pn160.pdf
10. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
11. Расчет гидравлического удара при работе ковочного пресса / В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, М.Е. Гойдо, Ю.А. Староверов // Гидравлика: Сетевое издание. 2023. № 19 (июнь). 10 с. <http://hydrojournal.ru/item/217-raschet-gidravlichesкого-udara-pri-rabote-kovochnogo-pressa>
12. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; Под общ. ред. С.А. Ермакова. М.: Машиностроение, 1988. 312 с..

Information about the paper in English

M.E. Goydo, V.V. Bodrov, R.M. Bagautdinov
Ural Engineering Centre LLC
Chelyabinsk, Russia
E-mail: goido@cheltec.ru
Receipt date: March 28, 2024

ASSESSING THE ADEQUACY OF THE CONDUCTIVITY OF SAFETY VALVES INSTALLED ON THE COMPENSATOR OF HYDRAULIC SHOCKS IN THE FILLING-DRAINING HYDRAULIC LINE OF THE FORGING PRESS

Abstract

It is considered the method proposed by the specialists of Ural Engineering Center LLC for preparing for operation the compensator of hydraulic shocks installed in the filling and draining hydraulic line of a forging press with a force of 32 MN, in the hydraulic system of which water is used as a working fluid. An approach to checking the sufficiency of the throughput capacity of safety valves installed on a vessel of hydraulic shocks compensator is outlined for limiting the maximum pressure in the vessel to a level determined by its design pressure, using simulation modeling of the processes occurring in the hydraulic system of the press when connecting the working hydraulic cylinders of the movable traverse of the press with filling and draining hydraulic line after completion of the working stroke.

Keywords: hydraulic presses; hydraulic shock in the filling-draining hydraulic line; compensator of hydraulic shocks; safety valves; calculation of transient processes.
