

УДК 621.646.94

РАЗРАБОТКА ДЕМПФЕРА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА ДЛЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА

А.А. Гимадиев,
М.А. Гимадиев,
А.З. Ермошкин

ООО Научно-производственное
предприятие «Гималаи»
Заводское шоссе 13 Б,
г. Самара, Российская Федерация,
443086

Приведено решение задачи по устранению гидравлического удара в гидравлической системе управления прокатного стана. Приведены результаты экспериментального исследования динамических процессов, возникающих в гидравлической системе, которые показали, что пик гидравлического удара может достигать 72 МПа. Разработана методика расчёта и конструкция демпфера гидравлического удара объёмного типа. Экспериментальными исследованиями установлено, что применение разработанного демпфера позволяет снизить величину гидравлического удара в 2,6 раза и обеспечивать длительную эксплуатацию гидравлической системы прокатного стана

Ключевые слова: прокатный стан, гидравлическая система, эксперимент, гидравлический удар, демпфер, расчёт, эффективность

1 Введение

Важной проблемой, возникающей при эксплуатации гидравлических систем является исключение гидроударных процессов, приводящих к разрушению трубопроводов, агрегатов и различным аварийным ситуациям [1-6]. Применение демпферов позволяет существенно уменьшить гидроударную нагрузку на агрегаты гидравлической системы и повысить их надежность.

Решению задачи по снижению интенсивности гидравлического удара посвящена обширная литература, как у нас в стране [1-6], так и за рубежом [7-13], однако в каждом конкретном случае приходится решать задачу заново. Это связано с тем, что каждая гидравлическая система имеет свои особенности, без учёта которых нельзя достичь хорошего результата даже при применении известных и поставляемых рядом фирм демпферов гидравлического удара. В данной работе авторы показали методику решения задачи по снижению гидравлического удара на примере гидравлической системы прокатного стана.

2 Предварительные испытания гидравлической системы

В гидравлической системе прокатного стана возникали многократно разрушения корпуса гидравлического насоса. Анализ причин разрушения насосов проводился

авторами на основе результатов испытаний оборудования, гидравлическая схема которого представлена на рисунке 1, а технические характеристики были следующие:

- - рабочая среда масло ИГП49;
- - расход жидкости, л/мин 100...120;
- - давление рабочей среды, МПа 30...35;
- - насос -- плунжерный;
- - привод насоса - электродвигатель.

Гидравлическая система прокатного стана работает следующим образом. Рабочая жидкость, отбираемая из бака 13, подается плунжерным насосом 1 под высоким давлением на вход в блок распределительных электромагнитных клапанов 5 и 11. Давление подачи контролируется манометром 3. Распределительные электромагнитные клапана управляют по программе (циклограмме) исполнительными устройствами прокатного стана: клапан 5 управляет работой гидроцилиндров 7 гильотинных ножниц; клапан 11 – гидравлическим мотором 12 подачи металлического листа. В гидравлической системе установлены предохранительные клапаны 6 и 8, а также перепускной электромагнитный клапан 4. Прокатным станом управляет микроконтроллер по заданной программе. Исполнительными устройствами микроконтроллера являются электромагнитные клапаны.

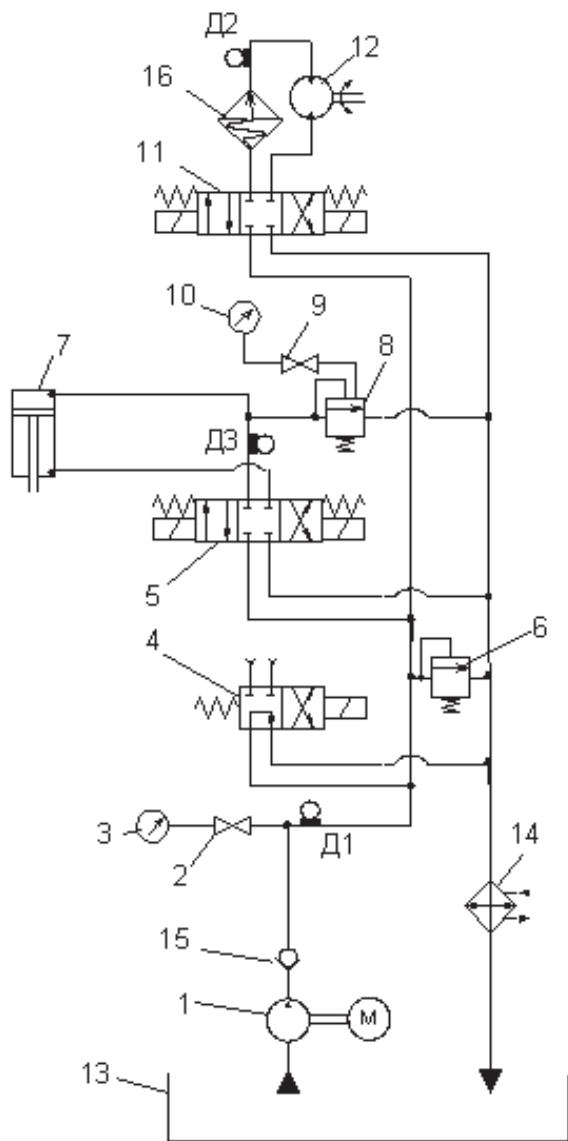


Рисунок 1. Гидравлическая схема прокатного стана и места расположения датчиков:

1 – гидравлический насос с электрическим приводом; 2, 9 – вентиль манометра; 3, 10 – манометр; 4 – клапан перепускной; 5, 11 – клапан соленоидный; 6, 8 – клапан предохранительный; 7 – гидроцилиндр гильотинных ножниц; 12 – гидромотор привода рабочих валков прокатного стана; 13 – бак с рабочей средой; 14 – теплообменник; 15 – обратный клапан; Д1, Д2, Д3 – датчики давления

Испытания гидравлической системы прокатного стана проводились при штатном режиме её работы. Скорость подачи листа прокатным станом составила 27,9 м/мин. Анализ результатов испытаний гидравлической системы показал, что наибольшие забросы давления, соответствующие гидравлическому удару, реализуются при переводе электромагнитного

клапана управления гидроцилиндром гильотинных ножниц в нейтральное положение. При этом происходит запирание напорного трубопровода, что явилось причиной гидравлического удара, достигающего величины свыше 70 МПа и многократного разрушения гидравлического насоса (рисунок 2).

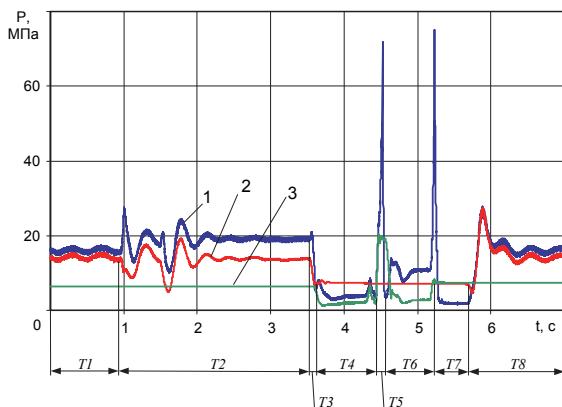


Рисунок 2. Осциллограмма переходного процесса, снятого в процессе испытания гидравлической системы прокатного стана (см. рисунок 1) при срабатывании гильотины:

1 – давление в магистрали насоса; 2 – давление в магистрали гидромотора; 3 – давление в магистрали гильотины; Т1 – режим подачи листа; Т2 – режим медленной подачи листа; Т3 – остановка подачи листа; Т4 – гильотина опускается; Т5 – остановка гильотины; Т6 – гильотина поднимается; Т7 – остановка гильотины; Т8 – режим подачи листа

По результатам проведенных исследований стало ясно, что необходимо разработать и внедрить демпфер гидравлического удара.

3 Разработка демпфера гидравлического удара

Учитывая высокий уровень рабочего давления в гидравлической системе прокатного стана, для снижения гидравлического удара предлагается установить в напорную магистраль демпфер емкостного типа. Для определения объема внутренней полости демпфера, математическая модель которого изложена в работе [2], принят ряд упрощающих допущений: гидравлический насос является идеальным источником

расхода; внутренняя полость напорной магистрали учитывается в сосредоточенных параметрах (приведенным объемом); предохранительный клапан срабатывает с задержкой по времени независимо от давления выше порога его срабатывания; акустическая емкость демпфера учитывается по геометрическому объему его внутренней полости. Все перечисленные допущения при выборе параметров демпфера идут в запас по его эффективности.

С учетом перечисленных допущений давление в напорной магистрали без демпфера, после срабатывания электрогидравлического клапана на перекрытие, определяется по формуле [14]:

$$P_h(\tau_3) = P_0 + \frac{Q_h}{V_{np.h}} \tau_3, \quad (1)$$

где P_0 - рабочее давление в напорной магистрали (на выходе из гидравлического насоса); Q_h - объемная производительность насоса; $V_{np.h}$ - приведенный объем напорной магистрали; τ_3 - время задержки срабатывания предохранительного клапана. Из формулы (1) ясно, что чем меньше приведенный объем напорной магистрали и больше производительность насоса, тем при одинаковом времени задержки срабатывания предохранительного клапана будет больше давление гидравлического удара.

При подключении к напорной магистрали демпфера с объемом V_d давление гидравлического удара $P_{h.d}(\tau_3)$ определяется по зависимости

$$P_{h.d}(\tau_3) = P_0 + \frac{Q_h}{V_{np.h} + V_d} \tau_3, \quad (2)$$

Если задана степень демпфирования гидравлического удара в напорной магистрали системы по формуле $K_{bh} = \frac{P_h(\tau_3)}{P_{h.d}(\tau_3)}$, без учета среднего рабочего давления, то есть при значении давления $P_0 = 0$, то по формулам (1) и (2) с учетом последнего

выражения, легко определить требуемый объем полости демпфера [2]:

$$V_d = (K_{bh} - 1)V_{np.h}. \quad (3)$$

Как следует из формулы (3) для определения объема полости демпфера необходимо знать приведенный объем напорной магистрали. Учитывая определенные трудности в теоретическом определении приведенных объемов полостей, напорных шлангов различного конструктивного исполнения часто приходится воспользоваться экспериментальными методами. Одним из таких простых методов является определение объема ΔV вытесненной жидкости из гидравлически замкнутой полости после нагнетания в нее жидкости под определенным давлением ΔP и сброса ее в мерный сосуд. При известных параметрах ΔP и ΔV приведенный объем объекта находится по формуле пересчета [14]:

$$V_{np.h} = \rho c^2 \frac{\Delta V}{\Delta P},$$

где ρ - плотность рабочей среды, c - скорость распространения звука в рабочей среде. По такой методике был определен приведенный объем шланга напорной магистрали прокатного стана $V_{np.h} = 5,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Учитывая, что после установки в напорную магистраль давление гидравлического удара не превысит максимальное рабочее давление в напорной магистрали $P_{h.d}(\tau_3) \leq P_{don}$, можно определить требуемую степень демпфирования гидравлического удара (без учета P_0) $K_{bh} = P_h(\tau_3)/P_{don}$, где в качестве $P_h(\tau_3)$ берется давление гидравлического удара (превышение над давлением P_0). В нашем примере это давление при $P_0 = 10 \text{ МПа}$ составляет 72 МПа (см. рисунок 2). По техническим условиям эксплуатации гидравлической системы максимальное рабо-

чее давление составляет 33 МПа или превышение над давлением $P_0 = 10$ МПа составляет $P_{\text{don}} = 20$ МПа. Тогда требуемая степень демпфирования гидравлического удара будет равна $K_{\text{вн}} = 72 / 20 = 3,6$. При известных величинах $K_{\text{вн}}$, $V_{\text{пр.н}}$ по формуле (3), легко определить требуемый объем полости демпфера

$$V_d = (3,6 - 1) \cdot 6,5 \cdot 10^{-3} = 16,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

В соответствии с рассчитанным объемом полости $16,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ был разработан и изготовлен демпфер из трубопровода диаметром 200 мм и толщиной стенок 10 мм.

4 Экспериментальное определение эффективности демпфера гидравлического удара

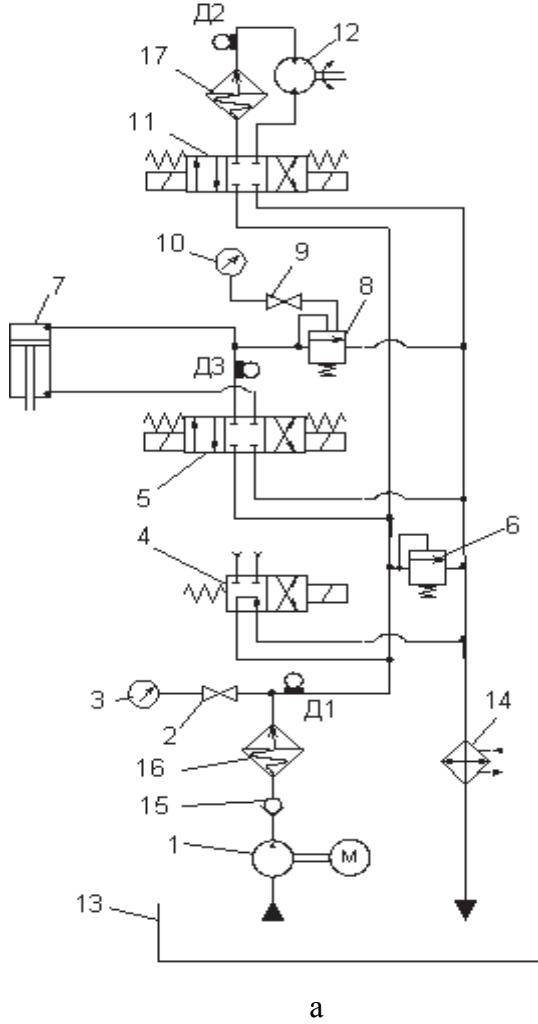
Разработанный демпфер с условным номером ДГУ-Мс350 был изготовлен и установлен в напорную магистраль гидравлической системы (рисунок 3, а), внешний вид установки которого показан на рисунке 3, б.

Так как повышенные колебания давления проходили и до гидравлического привода рабочих валков прокатного стана 12 (см. рисунок 1), то на входе в питающую линию был установлен также гаситель колебаний давления ГСК14-Мс350 разработки ООО НПП «Гималаи» [15].

Испытания гидравлической системы прокатного стана с демпфером производились при штатном режиме работы.

Скорость подачи листа прокатного стана составила 26,7 м/мин. Для испытания демпфера необходимо было выполнить следующие операции: установить датчики давления в выделенных местах системы стенда; опрессовать систему рабочим давлением; произвести запуск и установить режим работы станда соответствующий режиму «Подача листа»; включить запись показаний датчиков давления в память ПЭВМ; произвести переключение режимов работы станда, соответствующих режиму «Отрезание листа»; отметить макси-

мальное значение гидроудара в гидросистеме стенда; установить демпфер гидравлического удара ДГУ-Мс350 и провести все предыдущие операции настоящей методики.



а



б

Рисунок 3. Гидравлическая схема (а) и внешний вид (б) системы управления прокатного стана с демпфером гидравлического удара и гасителем колебаний давления:

1 – 15 – обозначения см. на рис. 1; 16 – демпфер гидравлического удара ДГУ-Мс350; 17 – гаситель колебаний давления ГСК14-Мс350

Осциллограмма работы гидравлической системы при срабатывании управляющих электрогидроклапанов после установки демпфера показана на рисунке 4.

Наибольший уровень давления гидравлического удара (над средним значением) в напорной магистрали на выходе из гидравлического насоса составил 27 МПа (по второму пику) при среднем давлении 4 МПа. Уменьшение давления гидравлического удара в магистрали на выходе из насоса составило $K_{\text{вн}} = 69/29 = 2,38$ - по первому пику давления и $K_{\text{вн}} = 65/23 = 2,83$ - по второму пику давления.

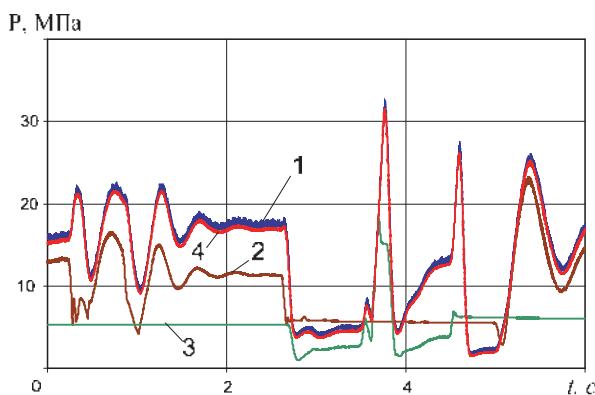


Рисунок 4. Осциллограмма переходного процесса в гидравлической системе прокатного стана с демпфером ДГУ-Мс350 (см. рисунок 3) при срабатывании гильотины:

1 – давление в магистрали насоса; 2 – давление в магистрали гидромотора; 3 – давление в магистрали гильотины

Максимальное давление на выходе из гидравлического насоса (с учетом гидравлического удара) после применения демпфера стало 33 МПа, что соответствует диапазону рабочих характеристик насоса.

5 Заключение

1. Разработана методика расчета демпфера гидравлического удара для системы управления прокатного стана с учетом требуемого снижения повышенного давления при срабатывании гильотины.

2. Применение демпфера позволило снизить давление гидравлического удара в сис-

теме управления прокатного стана в 2,5 раза и обеспечило двухлетнюю его работу без останова по причине разрушения насоса из-за повышенного динамического давления.

Список использованных источников

- [1] Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах / Избранные сочинения, т.II, ОГИЗ, Гос. изд-во технико-теор. литературы, 1948 г.
- [2] Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.
- [3] Гимадиев М.А. Расчет характеристик и выбор параметров гасителя энергии ускоренного потока жидкости // Известия СНЦ РАН. 2007. С. 585-590.4
- [4] Шульгин В.В. О гидравлическом ударе при заполнении трубы жидкостью // Изд. вузов «Машиностроение». 1979. №10. С. 88-91.
- [5] Низамов Х.Н., Применко В.В., Саликов Л.М., Сулименко В.В. К вопросу защиты трубопроводов водо-теплоснабжения от гидравлических ударов // Двойные технологии, 2005. № 3. С. 36-39.
- [6] Лыжников Е.И., Сафонов В.И. Анализ гидравлического удара, возникающего в сливной магистрали пресса // Кузнеч.-штамп. пр-во. 1980. № 9. С. 19 - 21.
- [7] Wichowski, R. (1991) Comparative analysis of water-hammer calculation by the approximate and the complete methods of characteristics // Period. polytechn. Civ. Eng. , (35). - № 1-2. - S. 107-125.
- [8] Gillessen, R. Lange, H. Druckstob (1989) Rohrleitungssystemen — Entstehung und konstruktive Maßnahmen zur Minderung der Lastableitung // 3R Int. (28), № 5. - S. 317-323.
- [9] Contractor, D.N. (1987) Valve stroking to control water hammer transients using dynamic programming // Trans. ASME: J. Pressure Vessel Technol. (109). -№ 1. - S. 94-100.
- [10] Dawson, P.A., Fox, J.A. (1983) Surge analysis and suppression techniques for a water supply scheme - a case study // Trans. Inst. Meas. and Contr., (5), - № 4. - S. 199 - 205.
- [11] Lewinsky-Kesslitz, H.P. (1986) Praktische Erfahrungen zum Abschätzen und Abwenden von Druckstof gefahren // KSB Techn. Ber., , - № 2, - S. 39-49.
- [12] Riano Valle, F. (1979) Estudio de la aplicacion de las supresores de ondas en las tuberias de descarga de las bombas // Cienc. Tecn. Ser.: Ing. Hidraul. № 5. - S. 53 - 63.
- [13] Sharp, B.B. (1983) Water hammer associated with tall building water supplies // 4th Int. Conf. Pressure Surges, Bath, Sept., Pap. Cranfield. - S. 473 – 480.
- [14] Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана. 2002. 382 с.
- [15] <http://www.gimalai.com/>

ROLLING MILL CONTROL SYSTEM WATER HAMMER DAMPER DESIGN

**Azat A. Gimadiev,
Marat A. Gimadiev,
Aleksej Z. Ermoshkin**

Gimalai, Ltd.
Zavodskoye shosse, 13b,
Samara, Russia,
443022

The solution of the problem to eliminate water hammer in the hydraulic control system of the rolling mill presented. The experimental studies of dynamic processes in the hydraulic system showed that the peak of the water hammer pressure can reach 72 MPa. Developed the technique of calculation and design of volume type hydraulic shock damper. Experimental studies have found that the developed damper to reduce the water hammer 2.6 times and provide long-term operation of the rolling mill hydraulic system.

Key words: rolling mill, hydraulic system, experiment, hydraulic shock damper, calculation, efficiency

References

1. Zhukovsky N.E. On hydraulic shock in the water pipes / Selected Works, t.II, OGIZ, Gos. ed of technical and theoretical literature, 1948.
2. Shorin V.P. Elimination of fluctuations in air pipes. M.: Machinery, 1980. 156 p.
3. Gimadiev M.A. Calculation of the characteristics and selection of accelerated fluid flow energy absorber // Izvestiya SNC RAN. 2007, pp 585-590.
4. Shulgin V.V. On hydraulic shock when filling pipe with liquid // Izd. Vuzov Mashinostroenie. 1979. №10. p. 88-91.
5. Nizamov H.N., Primenko V.V., Salikov L.M., Sulimenko V.V. On the question of protection of water and heating pipelines against water hammer // Dual-use technologies, 2005. № 3. p. 36-39.
6. Lyzhnikov E.I., Safonov V.I. Analysis of water hammer that occurs in the press drain line // Kuznech.-stamp. pr-vo. 1980. № 9. p. 19 - 21.
7. Wiczowski, R. (1991) Comparative analysis of water-hammer calculation by the approximate and the complete methods of characteristics // Period. polytechn. Civ. Eng. , (35). - № 1-2. - S. 107-125.
8. Gillessen, R. Lange, H. Druckstob (1989) Rohrleitungssystemen — Entstehung und konstruktive Maßnahmen zur Minderung der Lastableitung // 3R Int. (28), № 5. - S. 317-323.
9. Contractor, D.N. (1987) Valve stroking to control water hammer transients using dynamic programming // Trans. ASME: J. Pressure Vessel Technol. (109). -№ 1. - S. 94-100.
10. Dawson, P.A., Fox, J.A. (1983) Surge analysis and suppression techniques for a water supply scheme - a case study // Trans. Inst. Meas. and Contr., (5), - № 4. - S. 199 - 205.
11. Lewinsky-Kesslitz, H.P. (1986) Praktische Erfahrungen zum Abschätzen und Abwenden von Druckstößen // KSB Techn. Ber., , - № 2, - S. 39-49.
12. Riano Valle, F. (1979) Estudio de la aplicación de los supresores de ondas en las tuberías de descarga de las bombas // Cienc. Tecn. Ser.: Ing. Hidraul. № 5. – S. 53 - 63.
13. Sharp, B.B. (1983) Water hammer associated with tall building water supplies // 4th Int. Conf. Pressure Surges, Bath, Sept., Pap. Cranfield. – S. 473 – 480.