

ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

*Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису*

КОРЧАК ОЛЕНА СЕРГІЇВНА

УДК 621.979:621.73.06:62-822

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ПРОЕКТУВАННЯ
ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ
ПРИВОДОМ ТА ІНДИВІДУАЛЬНИМ СЕРВОПРИВОДОМ**

Спеціальність 05.03.05 – Процеси та машини обробки тиском

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ (О.С. Корчак)

Науковий консультант:
доктор технічних наук, професор
Лаптев Олександр Михайлович

Краматорськ – 2018

АНОТАЦІЯ

Корчак О.С. Розвиток наукових основ проектування гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.03.05 – Процеси та машини обробки тиском. – Донбаська державна машинобудівна академія, Краматорськ, 2018.

Дисертація спрямована на підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом на основі розвитку наукових основ їх проектування та розробки нових пристроїв і практичних рекомендацій для реалізації у виробництві. Це забезпечує підвищення ступеня наукової обґрунтованості технічних рішень, які приймаються при створенні нових і модернізації діючих гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом.

За результатами комплексних теоретичних і експериментальних досліджень встановлені причини низької ефективності гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом упродовж різних етапів машинного циклу. Розроблений новий метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом на ходах наближення, робочому та зворотному, а також у період декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, який дозволяє знизити трудомісткість визначення параметрів пресів і окремих ділянок їх гідроприводу та підвищити точність отриманих результатів.

Наукову новизну роботи становлять наступні положення.

Вперше встановлено взаємозв'язок між процесами, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки, та параметрами системи зворотних циліндрів, що дозволило визначити раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення гідравлічних пресів з насосно-

аккумуляторним приводом. Встановлено, що на динаміку переміщення рухомої поперечини преса на ході наближення суттєво впливає система зворотних і врівноважувальних циліндрів. Раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення реалізуються при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 та коефіцієнті якості гідро-системи не менше 0,8. Незалежно від параметрів системи зворотних циліндрів при відсутності врівноважувальних циліндрів рідинне голодування робочих циліндрів, а також гідрударні явища різних інтенсивностей при розгоні та гальмуванні рухомої поперечини на ході наближення неминучі.

Вперше встановлені закономірності впливу системи врівноважувальних циліндрів на характер переміщення рухомої поперечини, що дозволяють підвищити швидкодію та зменшити імовірність виникнення гідрудару при роботі гідравлічних пресів з насосно-аккумуляторним приводом на різних етапах машинного циклу.

Вперше встановлено взаємозв'язок між процесами декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки, заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з аккумулятора та випрямлення столу преса, які відбуваються паралельно, що дозволило встановити їх вплив на ефективність роботи гідравлічних пресів з насосно-аккумуляторним приводом. Швидкість перебігу цих процесів, які знаходяться в безпосередньому взаємозв'язку, визначає динамічний стан гідравлічного преса.

Аналіз розробленої математичної моделі, яка характеризує переміщення рухомої поперечини з одночасною зміною активного зусилля преса з урахуванням інтенсивностей декомпресії робочих циліндрів і нагнітання високого тиску в зворотні циліндри, параметрів гідролінії «аккумулятор – врівноважувальні циліндри», інтенсивності знеміцнення металу поковки й випрямлення стола преса, показує, що декомпресія робочих циліндрів з інтенсивністю, що випереджає процеси знеміцнення металу поковки та випрямлення стола преса, досягається встановленням зливного клапана відповідного ступеня зусиль біля робочих ци-

ліндрів зі здійсненням їх декомпресії безпосередньо в наповнювальню-зливну гідролінію. Раціональні зі швидкодії режими здійснення декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу реалізуються при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 та коефіцієнті якості гідросистеми не менше 0,8. Одночасне відкриття клапанів зливних робочих циліндрів і впускного зворотних циліндрів при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів забезпечує відсутність інерційних вибігів рухомої поперечини під дією поковки, що знеміцнюється, та прискорює роз'єднання інструменту з гарячою заготовкою.

Вперше введений у теорію інженерного аналізу та науково обґрунтований «фактор вагомості клапана», який покладено в основу створення пресів з високим коефіцієнтом якості гідросистеми. Фактор вагомості клапана поєднує в собі параметри насосно-акумуляторного приводу преса, конструктивну та швидкісну характеристики регулювального клапана, а також коефіцієнт якості системи керування у прив'язці до номінального зусилля преса, та дозволяє підбирати регулювальні клапани під необхідні швидкісні параметри та вимоги точності гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі, а також досягати точного перерозподілу гідравлічного опору між регулювальним клапаном і компонентами гідролінії «акумулятор – прес».

Набула подальшого розвитку математична модель гальмування рухомої поперечини на зворотному ході, яка враховує параметри коливальної системи, що складається з самої рухомої поперечини та мас рідини в робочих і зворотних циліндрах. Виявлено, що при гальмуванні рухомої поперечини у верхньому положенні закриттям впускного клапана зворотних циліндрів неминує має місце вибіг, який супроводжується тривалими коливаннями й гідроударами в системах робочих і зворотних циліндрів, суттєво знижуючи продуктивність преса, утруднюючи його роботу в режимі автоматичних ходів. Числовим аналізом математичної моделі затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному

ході встановлено, що при наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів період коливань збільшується на 75% зі зменшенням амплітуди як мінімум у 2 рази. При цьому повне затухання коливань настає на 0,25...0,5 с раніше, ніж у випадку відсутності системи врівноважувальних циліндрів.

Числовим аналізом математичної моделі встановлено, що виключення гідроударних й коливальних явищ, а також підвищення продуктивності преса можна досягти шляхом гальмування рухомої поперечини у відповідності до такого алгоритму. При підході рухомої поперечини до верхнього положення закривають наповнювально-зливні клапани всіх ступенів зусиль. Закривають зливний клапан робочих циліндрів, встановлений у безпосередній близькості до них, з показником виду конструктивної характеристики не нижче 1,0, коефіцієнтом якості гідросистеми не менше 0,8 та мінімальним часом закриття 0,2 с при умові наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів. Після зупинки рухомої поперечини у верхньому положенні закривають впускний клапан зворотних циліндрів. Час гальмування скорочується більш, ніж на 80%, а вибіг рухомої поперечини у верхньому положенні відсутній.

На базі чисельного аналізу розроблених математичних моделей визначені раціональні за швидкістю режими здійснення ходу наближення рухомої поперечини до поковки, робочого ходу з наступною декомпресією робочих циліндрів від високого тиску та гальмування рухомої поперечини на зворотному ході.

Розроблений в дисертації метод інженерного аналізу є новим і принципово відрізняється від раніш відомих тим, що послідовність проектування та розрахунку гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом відповідає послідовності виконання етапів машинного циклу. Розробці даного методу передує комплекс експериментальних досліджень та докладний аналіз створених математичних моделей всіх етапів машинного циклу преса, що знаходяться у безпосередньому взаємозв'язку. Це дає можливість науково обґрунтувати кожне прийняте при проектуванні рішення та розробити систему взаємозв'язаних аналітичних залежностей. Новий метод інженерного аналізу дозволяє ще на етапі проектування гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом

встановити взаємозв'язок систем високого та низького тисків, а також гідроліній робочих, зворотних та врівноважувальних циліндрів, що забезпечує підвищення швидкодії та ефективності роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом, які працюють на базі індивідуального сервоприводу, упродовж всього машинного циклу.

Розроблено комплекс інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом на базі індивідуального сервоприводу. Зокрема комплекси нових пристроїв ефективного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску та технічних рішень з підвищення коефіцієнта якості гідравлічних систем керування пресами, які охороняються патентами України.

Розроблено рекомендації з загального компоунування та підвищення компактності систем керування гідравлічними пресами, які дозволяють успішно поєднувати вимоги ергономіки, технічного дизайну й естетики, створюючи оригінальні промислові зразки, а також підвищити ефективність експлуатації. Запропоновано алгоритм ефективного керування гідравлічними пресами з насосно-акумуляторним приводом на базі індивідуального сервоприводу в межах автоматизованих технологічних комплексів обробки тиском, який охоплює розроблені в дисертації режими роботи пресів упродовж всього машинного циклу та забезпечує високу ефективність їх роботи. Надано рекомендації зі створення корпусу робочого циліндра раціональної конструкції, які передбачають гарантування потрібного співвідношення їх конструктивних параметрів, в особливості донної частини з урахуванням проточки під наповнювально-зливний клапан та отвору для підводу рідини високого тиску, а також необхідний запас міцності при заданих умовах експлуатації. Розроблено комплекс заходів зі створення станин гідравлічних пресів підвищеної жорсткості та запобігання відхилення напрямних колон від геометричної осі, який включає в себе рекомендації зі здійснення швидкого та якісного монтажу, а також удосконалення систем автоматичного контролю відхилення направляючих колон гідравлічних пресів від геометричної осі.

Обґрунтовано важливість використання інноваційних технологій при створенні та модернізації гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом. При цьому впровадження комплексу інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом на базі індивідуального сервоприводу рекомендується з використанням розробленого в дисертації методу інженерного аналізу, який дозволяє раціонально спроектувати елементи гідроприводу та обґрунтувати доцільність прийнятих технічних рішень.

Згідно висновку ТОВ «НПП «Укртехексперт» даний комплекс технічних рішень відрізняється практичною цінністю, відповідає сучасним вимогам виробництва, має підвищені експлуатаційні характеристики, ефективний та надійний в роботі, всі пристрої компактні та ергономічні, адаптуються під різні вимоги та конструктивні особливості приводів гідравлічних пресів в широкому діапазоні номінальних зусиль. Нові швидкодіючі режими роботи систем керування дозволили зменшити час машинного циклу ковальських пресів з насосно-акумуляторним приводом, підвищити продуктивність кування на 18–20% та зменшити витрату енергоносіїв на 16–19%. За рахунок цього собівартість виготовлення поковок знизилася на 16–20%.

Результати дисертації у вигляді нових удосконалених конструкцій та режимів роботи систем керування, а також практичних рекомендацій та комплексу інноваційних розробок впроваджені на ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод», ПАТ «Енергомашспецсталь» та в навчальний процес Донбаської державної машинобудівної академії.

Ключові слова: прес гідравлічний, привод насосно-акумуляторний, метод інженерного аналізу, клапан регулювальний, декомпресія, обробка тиском, гідродудар, індивідуальний сервопривод, циліндр, гальмування, коливання, гідролінія, поперечина рухома.

ABSTRACT

Olena S. Korchak Development of scientific basis of engineering design of hydraulic presses with pump-accumulator drive and individual servodrive. – Qualification scientific work as a manuscript.

Thesis for Doctor's degree in Engineering, specialty 05.03.05 – Processes and machines of plastic working. Donbass State Engineering Academy, Kramatorsk, 2018.

Thesis deals with efficiency increasing of hydraulic presses with pump-accumulator drive and individual servodrive on the basis of scientific methods of engineering analysis development as well as design of new devices and practical recommendations to be realized in industry. It provides increasing the degree of scientific validity of technical decisions to design new and renovate acting hydraulic presses with pump-accumulator drive.

Following the complex of theoretical and experimental investigations reasons of low efficiency of hydraulic presses with pump-accumulator drive during different stages of machine cycle are established. New method of theoretical and experimental determination of basic parameters of hydraulic presses with pump-accumulator drive while approaching, working and returning strokes as well as while decompression of power cylinders is developed. It offers the advantage of being low laborious in determining basic parameters of hydraulic presses and separated sections of its hydraulic drive and high accurate.

Scientific novelty includes the following propositions.

First it is established the correlation between the processes proceeding in power cylinders of hydraulic press while its charging with low-pressure hydraulic fluid when ram approaching towards a forged piece and parameters of return cylinders system. It permits to determine rational speed conditions of approaching stroke processing of hydraulic presses with pump-accumulator drive. It is established that the system of return and counterbalance cylinders essentially effects on dynamic parame-

ters of ram moving while approaching stroke. Its rational speed conditions can be realized with counterbalance cylinders in press construction, using exhausting valves of return cylinders with the rate of its constructive characteristics 1,0 and system quality coefficient nor less than 0,8. Independently of the parameters of return cylinders system in the absence of counterbalance cylinders liquid starvation of power cylinders as well as hydraulic impacts of difference intensity ram accelerating and braking on approaching stroke are inescapable.

First it is established the regularity of influence of counterbalance cylinders on ram displacement. It permits to increase processing speed and to reduce probability of hydraulic impact spreading when hydraulic presses with pump-accumulator drive operating on different stages of machine cycle.

It is firstly established the correlation between the processes of decompression of high pressure power cylinders, forged piece softening, return cylinders charging with high-pressure hydraulic fluid from accumulator and press table straightening which are proceeding simultaneously. It permits to establish its influence on the efficiency of hydraulic presses with pump-accumulator drive. Speed capability of these processes being in direct correlation determines dynamic state of hydraulic press.

Analysis of the mathematical model designed which characterizes ram displacement with the simultaneous press active force changing in terms of intensities of power cylinders decompression and return cylinders charging with high-pressure hydraulic fluid, parameters of the hydraulic line “accumulator – counterbalance cylinders”, intensity of forged piece softening and press table straightening shows that power cylinders decompression with the intensity which passes ahead of forged piece softening processes and press table straightening can be achieved by means of installing exhausting valve of the corresponding force stage near the power cylinders providing its decompression directly in filling-and-exhausting hydraulic line. Rational speed conditions of power cylinders decompression after working stroke finishing can be realized with counterbalance cylinders in press construction, using exhausting valves of power cylinders and pressure valve of return cylinders with the rate of its constructive characteristics 1,0 and system quality coefficient nor less than 0,8. Sim-

ultaneous opening of exhausting valves of power cylinders and pressure valve of return cylinders with counterbalance cylinders in press construction provides the absence of ram inertial running-down under the influence of softening forged piece and precipitates the instrument separation with a hot forged piece.

For the first time it was introduced into the theory of engineering analysis and scientifically substantiated «valve value factor» which has been laid down the foundations of the presses designing with the high system quality coefficient. Valve value factor consolidates parameters of the press pump-accumulator drive, constructive and speed characteristics of control valve and system quality coefficient depending on the nominal press force. It permits to choose control valves to match the necessary speed conditions and accurate demands of ram braking on the set position as well as achieving the exact redistribution of hydraulic resistance between the control valve and components of hydraulic line “accumulator – press”.

Mathematical model of ram braking on the return stroke has been advanced. It considers parameters of hesitating system consisted of the ram and liquid masses in power and return cylinders. It is revealed that while ram braking in upper position by means of pressure valve of return cylinders closing ram running-up can be inescapable. It is accompanied by long term hesitations and hydraulic impacts in the systems of power and return cylinders essentially reducing press efficiency, complicating its automotive operation. On the basis of numerical analysis of the mathematical model of the ram damped oscillations on the return stroke it is established that in the presence of counterbalance cylinders in press construction period of oscillations increases on 75% with the amplitude reducing on as minimum as twice. The full damping of the oscillations comes in 0,25...0,5 sec earlier than in the case of counterbalance cylinders absence.

On the basis of numerical analysis of the mathematical model it is established that elimination of hydraulic impacts and hesitations as well as press efficiency increasing can be achieved by means of ram braking according to the following algorithm. While ram approaching to the upper position filling-and-exhausting valves of all force stages are closed. Exhausting valve of power cylinders being in immediate

proximity to them is also closed. Its rate of constructive characteristics is to be not less than 1,0 and system quality coefficient not less than 0,8 with minimal time of closing of 0,2 sec subject to counterbalance cylinders in press construction. After ram being stopped in the upper position power valve of return cylinders is to be closed. Ram braking time reduces in more than 80% and its running-up in the upper position is absent.

On the basis of numerical analysis of the designed mathematical models reasonable fast operation conditions are determined concerning approaching towards forged piece stroke, working stroke with the following decompression of power cylinders and ram braking while return stroke.

Created in the thesis method of engineering analysis is newest and principally differs from the known ones in the sequence of hydraulic presses with pump-accumulator drive design being in accordance with the sequence of the stages of machine cycle realization. The method creation is proceeded by the complex experimental investigations and detailed analysis of the advanced mathematical models of all stages of press machine cycle being in direct correlation. It gives possibility to scientifically justify every accepted decision in design and to develop directly correlated analytical dependences. The newest method of engineering analysis permits to establish the correlation between systems of high and low pressure as well as hydraulic lines of power, return and counterbalance cylinders on the step of hydraulic presses with pump-accumulator drive designing. It provides increasing of speed capability and efficiency of hydraulic presses with pump-accumulator drive, operated by means of individual servodrive, within the whole machine cycle.

Complex of innovative devices and recommendations of improvement constructions and working conditions of hydraulic presses with pump-accumulator drive operated by means of individual servodrive is developed – notably complexes of new devices of effective charging power cylinders with low-pressure hydraulic fluid and technical decisions of hydraulic presses control system quality coefficient increasing being patented in Ukraine.

Recommendations of general hydraulic presses control systems arrangement

and compactness increasing are developed. It permits to combine successfully principles of ergonomics, technical design and esthetics creating original industrial models as well as increasing maintenance efficiency. Algorithm of effective control of hydraulic presses with pump-accumulator drive, operated by means of individual servodrive, is proposed to be used within automated technological complexes of plastic forming. It includes press operating conditions within the whole machine cycle developed in the thesis and provides high efficiency of its processing. Recommendations of power cylinder housing of rational construction designing are given. It guarantees required correlation of its constructive parameters especially the bottom part in terms of cavity for filling-and-exhausting valve and the orifice for high pressure hydraulic fluid inlet as well as necessary stress safety factor under set operating conditions. Complex of measures of hydraulic presses frames designing of higher hardness and preventing guiding columns deflection from the geometrical axis is developed. It includes recommendations of high speed and quality operation and mounting as well as improving automatic control system of guiding columns deflection from the geometrical axis.

Necessity of innovative technologies usage while designing and renovating hydraulic presses with pump-accumulator drive is proved. Introduction of complex of innovative devices and recommendations of construction and operating conditions improvement of hydraulic presses with pump-accumulator drive operated by means of individual servodrive can be realized by means of the method of engineering analysis usage created in the thesis. It permits to rationally design hydraulic drive components and to prove reasonability of the technical decisions accepted.

According to the "Ukrtechexpert" conclusion the given complex of technical decisions is notable for practical value, meets modern industrial requirements, is up to the higher operating characteristics, effective and reliable. All the devices are compact and ergonomic, can be adapted to different demands and constructive peculiarities of hydraulic presses drives in wide range of nominal forces. New high speed operating conditions of control systems permitted to reduce time of machine cycle of forging presses with pump-accumulator drive, increase forging efficiency in 18-20%

and reduce discharge of energy resources in 16-19%. Owing to it the cost of forged piece producing decreased in 16-20%.

Thesis results as the new improved constructions, operating conditions of control systems, practical recommendations and complex of innovative products are introduced in “Novokramatorsky mashinostroitelny zavod”, “Energomashspecstal” and academic process of Donbass state engineering academy.

Keywords: hydraulic press, pump-accumulator drive, method of engineering analysis, control valve, decompression, plastic forming, hydraulic impact, individual servodrive, cylinder, braking, hesitations, hydraulic line, ram.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧКИ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці,

в яких опубліковані основні наукові результати дисертації¹

1. Шинкаренко О.М. Совершенствование гидравлических приводов прессов : монографія / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 142 с.²

2. Korchak E.S. Designing control systems of hot isostatic presses / E.S. Korchak, A.A. Andreev // XVII International scientific conference “New technologies and achievements in metallurgy, material engineering and production engineering”, 19–20 May, 2016, Czestochowa, Poland – Collective monograph. – Czestochowa, 2016. – Serial monograph № 56. – P. 295 –298.

3. Korchak E.S. Methodic of fast low-pressure system foundation for forging presses with pump-accumulator drive / E.S. Korchak // XVI International scientific conference “New technologies and achievements in metallurgy and material engineering and production engineering”, 28–29 May, 2015, Czestochowa, Poland – Czestochowa, 2015. – Serial monograph № 48. – P. 178 –181.

¹ Список публікацій здобувачки за темою дисертації наведений в Додатку А роботи

² Особистий внесок здобувачки у роботах, опублікованих у співавторстві, зазначений у Додатку Б роботи

4. Корчак О.С. Методика створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / О.С. Корчак // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, ВНАУ, 2015. – №3 (49). – С. 39 –43.

5. Корчак О.С. Розробка систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом / О.С. Корчак // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. Серія: Інноваційні технології та обладнання обробки матеріалів у машинобудуванні та металургії. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – №47 (1166). – С. 38 –41.

6. Корчак Е.С. Исследование взаимосвязи декомпрессии рабочих цилиндров ковочных гидравлических прессов и разупрочнения металла поковки по окончании рабочего хода / Е.С. Корчак, О.М. Шинкаренко // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – №2 (41). – С. 312 – 316.

7. Корчак Е.С. Обоснование необходимости создания систем управления гидравлическими прессами повышенной компактности / Е.С. Корчак, О.А. Ковалева // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – №1 (40). – С. 219 –222.

8. Корчак О.С. Ефективне застосування нових інноваційних технологій для оновлення парку обладнання підприємств важкого машинобудування / О.С. Корчак, В.С. Кривунь // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – Вип. №36. – С. 161 – 164.

9. Корчак Е.С. Влияние параметров системы уравнивающих цилиндров на динамику хода приближения ковочных прессов с насосно-акумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2014. – №1 (38). – С. 222 –225.

10. Корчак Е.С. Современные технологии проектирования корпусов рабочих цилиндров мощных гидравлических прессов / Е.С. Корчак, А.В. Середа //

Автоматизация и современные технологии. – М. : Машиностроение, 2014. – №1. – С. 22 –25.

11. Шинкаренко О.М. Расчет сервоприводов управления регулирующими клапанами гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2014. – №7. – С. 42 –46.

12. Шинкаренко О.М. Проектирование привода передвижного стола гидравлического пресса / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2014. – №6. – С. 29 –34.

13. Шинкаренко О.М. Методология исследования параметров гидравлического кузнечно-прессового оборудования / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2013. – №10. – С. 27 – 32.

14. Шинкаренко О.М. Динамическая устойчивость дроссельных регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2013. – №2. – С. 30 –35.

15. Шинкаренко О.М. Выбор параметров дроссельных регулирующих клапанов для систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №8. – С. 37 –41.

16. Шинкаренко О.М. Кавитационный износ регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №10. – С. 36 –40.

17. Корчак Е.С. Расчет параметров системы низкого давления мощного ковочного гидравлического пресса / Е.С. Корчак, В.Д. Ковалев, Д.В. Дейнека // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2013. – №4 (37). – С. 195 –198.

18. Корчак Е.С. Определение параметров системы низкого давления мощного ковочного гидравлического пресса / Е.С. Корчак, Н.А. Клочкова // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №3 (32). – С. 200 –203.

19. Корчак Е.С. Анализ динамической модели хода приближения ковочных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак, Н.А. Ключкова // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №1 (30). – С. 250 –255.

20. Korchak E.S. Decompression Dynamics of High-Pressure Hydraulic Cylinders / E.S. Korchak // Russian Engineering Research. – 2011. – Vol. 32, №9 –10. – P. 623 –626. (Scopus) DOI: 10.3103/S1068798X12070143.

<http://link.springer.com/article/10.3103%2FS1068798X12070143>

21. Корчак Е.С. Аналитическое описание динамики декомпрессии гидравлических цилиндров высокого давления / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2012. – №7. – С. 6 –9.

22. Корчак Е.С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления автоматизированными ковочными комплексами / Е.С. Корчак // Станочный парк. – Санкт-Петербург, 2012. – №7 (95). – С. 24 –25.

23. Шинкаренко О.М. Повышение качества управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2012. – №5. – С. 16 –21.

24. Шинкаренко О.М. Современные тенденции совершенствования систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №5. – С. 18 –23.

25. Шинкаренко О.М. Особенности перевода крупных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторного на прямой насосный привод / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2008. – №7. – С. 31 –33.

26. Корчак Е.С. Математическое моделирование как основа создания системы эффективного торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2012. – №1 (26). – С. 192 –197.

27. Шинкаренко О.М. Создание динамической расчетной модели рабочего хода пресса с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2012. – №2 (27). – С. 124 –131.

28. Корчак Е.С. Совершенствование систем автоматического контроля отклонения направляющих колонн гидравлических прессов от геометрической оси / Е.С. Корчак // Автоматизация и современные технологии. – М. : Машиностроение, 2012. – №2. – С. 7 –9.

29. Корчак Е.С. Обеспечение быстрого и эффективного монтажа станин гидравлических прессов колонного типа / Е.С. Корчак // Сборка в машиностроении и приборостроении. – М.: Машиностроение, 2012. – №12. – С. 10 –12.

30. Шинкаренко О.М. Совершенствование режимов работы гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом на холостом ходе / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №2 (27). – С. 190 –194.

31. Шинкаренко О.М. Управление процессом торможения подвижной поперечины ковочного гидравлического пресса / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2008. – №1 (19). – С. 368 –373.

32. Корчак Е.С. Совершенствование системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №3 (28). – С. 237 –240.

33. Корчак Е.С. Разработка системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2011. – №7. – С. 26 –28.

34. Корчак Е.С. Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления /

Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2011. – №2. – С. 32 –34.

35. Korchak E.S. Inverse Pass of Hydraulic Presses and Pressure Unloading of Working Cylinders / E.S. Korchak // Russian Engineering Research. – 2011. – Vol. 31, №2. – P. 113 –115. (Scopus) DOI 10.3103/S1068798X11020110. <http://link.springer.com/article/10.3103%2FS1068798X11020110>

36. Шинкаренко О.М. Совершенствование эксплуатационных свойств наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2011. – №1. – С. 32 –35.

37. Корчак Е.С. Новое в конструировании и расчете компенсаторов гидрорударов / Е.С. Корчак // Справочник. Инженерный журнал. – М. : Машиностроение, 2010. – №10 (163). – С. 18 –21.

38. Корчак Е.С. Повышение эффективности монтажа и эксплуатации направляющих колонн гидравлических прессов / Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2010. – №2. – С. 25 –29.

39. Корчак Е.С. Математическое моделирование процессов, происходящих в рабочих цилиндрах гидравлического пресса при их декомпрессии / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2010. – №5 (21). – С. 152 –158.

40. Корчак Е.С. Разработка способа ускоренной разгрузки рабочих цилиндров гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2010. – №3 (24). – С. 162 –166.

41. Корчак Е.С. Развитие конструкций наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2010. – №8. – С. 17 –20.

42. Корчак Е.С. Анализ математической модели торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Фи-

зико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2009. – №2 (19). – С. 153 –159.

43. Корчак Е.С. Совершенствование наполнительно-сливных систем гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2009. – №10. – С. 18 –21.

44. Шинкаренко О.М. Повышение кавитационной стойкости дроссельных регулирующих клапанов управления гидравлическими прессами / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2008. – №8. – С. 26 –29.

45. Корчак О.С. Удосконалення процесу монтажу гідравлічних пресів / О.С. Корчак // Машинознавство. – Львів, 2008. – №12 (138). – С.45 –47.

46. Корчак Е.С. Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2008. – №10. – С. 67 –70.

47. Корчак Е.С. Теоретическое исследование возвратного хода ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета – Алчевск : ДонГТУ, 2008. – Вып. 26. – С. 189 –196.

48. Корчак О.С. Створення нового способу гальмування рухливих мас гідравлічного преса на зворотному ході / О.С. Корчак // Машинознавство. – Львів, 2008. – №2 (128). – С.40 –43.

*Наукові праці,
які засвідчують апробацію матеріалів дисертації³*

49. Korchak E.S. Stressed-and-deformed state analysis of bottom part of high-pressure hydraulic cylinder body / E.S. Korchak, A.V. Sereda // Proceedings of the 14th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2014, 18 –21 September 2014, Topola, Serbia. – Vol. 1. – P. 250 –252.

³ Відомості про апробацію результатів дисертації наведено у Додатку В роботи

50. Korchak E.S. Designing high-pressure hydraulic cylinder body of rational construction / E.S. Korchak // Proceedings of the 12th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2012, 13 – 17 September 2012, Vrnjacka Banja, Serbia. – Vol. 1. – P. 206 –209.

51. Korchak E.S. System of accelerated filling of hydraulic press power cylinders with low-pressure hydraulic fluid / E.S. Korchak // Proceedings of the 11th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2011, 15 –18 September 2011, Sokobanja, Serbia. – Vol. 2. – P. 1133 –1136.

52. Korchak E.S. Creating reliable control systems of hydraulic presses return cylinders / E.S. Korchak // Proceedings of the 10th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2010, 16 – 19 September 2010, Donji Milanovac, Serbia. – Vol. 1. – P. 274 –277.

53. Korchak E.S. Improvement of filling-and-exhausting valves of hydraulic presses / E.S. Korchak // Proceedings of the 9th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2009, 16 –19 September 2009, Vrnjacka Banja, Serbia. – P. 241 –244.

54. Korchak E.S. Improvement of hydraulic regulating valves constructions on the basis of elastic elements / E.S. Korchak // Proceedings of the 8th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2008, 14 – 17 September 2008, Uzice, Serbia. – P. 227 –230.

55. Корчак О.С. Фактор вагомості клапана як основа для створення швидкодійючих систем керування гідравлічними пресами / О.С. Корчак // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», Одеса, 21–24 червня 2016 року. – Одеса – Київ, 2016. – С. 76.

56. Корчак О.С. Створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / О.С. Корчак // Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти : матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції, 30 травня –03 червня 2016 р. – Київ – Херсон : КПІ –ХНТУ, 2016. – С. 53–55.

57. Корчак О.С. Створення швидкодіючих систем низького тиску для гідравлічних пресів/ О.С. Корчак // Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти : матеріали VI міжнар. наук.-техніч. конф., 14–18 грудня 2015 р. – Київ : КПІ, 2015. – С. 16–18.

58. Корчак О.С. Розробка систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом / О.С. Корчак // Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии : материалы VII міжнар. наук.-техніч. конф., Харьков, 18–20 ноября 2015 г. – Харьков : ХПИ, 2015. – С. 29–31.

59. Корчак Е.С. Разработка систем управления гидравлическими прессами повышенной компактности / Е.С. Корчак, О.А. Ковалева // Матеріали міжнар. наук.-техніч. конф. «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», Одеса, 22–25 червня 2015 р. – Одеса – Київ, 2015. – С. 77–78.

60. Корчак О.С. Ефективне застосування нових інноваційних технологій для оновлення парку обладнання підприємств важкого машинобудування / О.С. Корчак, В.С. Кривунь // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XIII міжнар. наук.-техніч. конф., Краматорськ, 2–4 червня 2015 р. / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2015. – С. 52.

61. Корчак Е.С. Создание эффективных систем управления ковочными гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии : Материалы VI международ. науч.-технич. конф., Харьков, 19-21 ноября 2014 г. – Харьков : ХПИ, 2014. – С. 17-18.

62. Корчак Е.С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления в тяжелом машиностроении и металлургии / Е.С. Корчак // Азовмаш –2013 : III международ. науч.-технич. конф., Мариуполь, 25 мая – 1 июня 2013 г. – Мариуполь : Азовмаш, 2013. – С. 18 –19.

63. Корчак Е.С. Математическая модель торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Математическое моделирование и краевые задачи : Ч. 1: Математические модели механики, прочности и надежности элементов конструкций. Труды пятой Всероссийской научной конференции с международным участием, Самара, 29 –30 мая 2008 г. – Самара: СамГТУ, 2008. – С.158 –161.

*Наукові праці,
які додатково відображають наукові результати дисертації*

64. Шинкаренко О.М. Ковочно-штамповочное оборудование. Гидравлические прессы : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2012. – 152 с.

65. Шинкаренко О.М. Расчет и проектирование приводов и базовых узлов гидравлических прессов : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2013. – 105 с.

66. Кривунь В.С. Інтелектуальна власність. Практикум: навчальний посібник / В.С. Кривунь, О С. Корчак. – Краматорськ : ДДМА, 2012. – 152 с. (Гриф МОНМСУ №1/11 – 7650 від 25.04.2013 р.)

67. Корчак О.С. Основні розрахунки при проектуванні ковальсько-пресових цехів машинобудівних підприємств : навчальний посібник. – Краматорськ : ДДМА, 2014. – 80 с. (Гриф МОН №1/11–14496 від 10.09.2014 р.)

Запатентовані технічні рішення⁴

68. Пат. 105610 України, МПК В30В15/00, F16K17/00. Спосіб проектування швидкодіючих систем керування гідравлічними пресами / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № u201509730; заявл. 07.10.2015; опубл. 25.03.2015, Бюл. №6.

69. Пат. 102251 України, МПК В30В15/00. Спосіб визначення параметрів ходу наближення рухомої поперечини ковальського гідравлічного пресу до по-

⁴⁴ Патентовласником всіх запатентованих технічних рішень є Донбаська державна машинобудівна академія

ковки / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201503361; заявл. 10.04.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. №20.

70. Пат. 98722 України, МПК В30В15/00. Система керування робочими циліндрами гідравлічного пресу / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201410923; заявл. 06.10.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. №9.

71 – 94. Патенти України на корисну модель (особисті): 31438, 32172, 37323, 39748, 39749, 40469, 41137, 46495, 51523, 52246, 58132, 59107, 59108, 59245, 59247, 59319, 61408, 65320, 79281, 79294, 79840, 93951, 94658, 98717.

95 – 130. Патенти України на корисну модель (у співавторстві): 31398, 31434, 31440, 37639, 38880, 51863, 51880, 54269, 55895, 59091, 59092, 59244, 59250, 61520, 61521, 64921, 64933, 64956, 64960, 64962, 65407, 65417, 65642, 69050, 69056, 70738, 79282, 79283, 79284, 79289, 79295, 88583, 91504, 91505, 94656, 94657.⁵

⁵ Розгорнутий перелік запатентованих технічних рішень наведений в Додатку А роботи

ЗМІСТ

ВСТУП.....	30
1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ, МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ СУЧАСНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО- АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ.....	38
1.1 Стан сучасного ринку гідропресобудування та його значення для світової ковальської індустрії.....	38
1.2 Сучасні системи керування гідравлічними пресами з насосно-акумуляторним приводом	45
1.2.1 Загальні підходи конструювання систем керування.....	45
1.2.2 Дросельні регулювальні клапани	51
1.2.3 Наповнювальні-зливні системи	58
1.2.4 Системи зворотних та врівноважувальних циліндрів.....	63
1.3 Математичні моделі основних етапів машинного циклу гідравлічних пресів з НАП, методи проектування та розрахунку базових параметрів систем керування.....	65
1.3.1 Загальні підходи побудування математичних моделей.....	65
1.3.2 Хід наближення рухомої поперечини до поковки.....	67
1.3.3 Робочий хід гідравлічних пресів з НАП.....	70
1.3.4 Декомпресія робочих циліндрів по закінченні робочого ходу та зворотний хід гідравлічних пресів з НАП.....	73
1.3.5 Методи проектування та розрахунку основних параметрів систем керування гідравлічними пресами з НАП.....	76
1.4 Опір поковки деформуванню в процесах обробки тиском на гідравлічних пресах з НАП	81
1.5 Перспективи розвитку насосно-акумуляторних приводів для гідравлічних пресів	88
ВИСНОВКИ.....	93

2 ВИБІР НАПРЯМУ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ.....	95
2.1 Підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП як основний напрям наукових досліджень.....	95
2.2 Методика проведення теоретичних досліджень.....	99
2.3 Методика проведення експериментальних досліджень.....	104
2.4 Методика експериментального визначення базових параметрів досліджуваних гідравлічних пресів та їх статистичної обробки	118
ВИСНОВКИ.....	123
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАПОВНЕННЯ РОБОЧИХ ЦИЛІНДРІВ РІДИНОЮ НИЗЬКОГО ТИСКУ	124
3.1 Експериментальне дослідження ходу наближення гідравлічних пресів з НАП.....	124
3.2 Математичне моделювання ходу наближення та процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску.....	136
3.2.1 Розрахункова схема ходу наближення	125
3.2.2 Побудування та аналіз математичної моделі розгону рухомої поперечини на ході наближення	140
3.2.3 Побудування та аналіз математичної моделі процесів, що відбуваються в робочих циліндрах при їх заповненні рідиною низького тиску	144
3.2.4 Побудування та аналіз математичної моделі гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою	149
3.3 Аналіз впливу параметрів математичних моделей на динаміку процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки.....	154
3.3.1 Вплив часу відкриття та виду конструктивної характеристики регулювального клапана на динаміку розгону рухомої поперечини на ході наближення	154

3.3.2	Вплив часу закриття та виду конструктивної характеристики регулювального клапана на динаміку гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою.....	157
3.3.3	Вплив коефіцієнта якості гідросистеми на динаміку переміщення рухомої поперечини на ході наближення.....	160
3.4	Аналіз впливу системи врівноважувальних циліндрів на динаміку ходу наближення рухомої поперечини.....	163
	ВИСНОВКИ.....	169
4	ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДЕФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВКИ ТА ЇХ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ З ДЕКОМПРЕСІЄЮ РОБОЧИХ ЦИЛІНДРІВ.....	171
4.1	Експериментальне дослідження робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів гідравлічних пресів з НАП.....	171
4.1.1	Загальні підходи при дослідженні робочого ходу.....	171
4.1.2	Дослідження пружних властивостей металоконструкції преса..	172
4.1.3	Дослідження процесу деформування заготовки при реалізації технологічного процесу «Осадження»	176
4.1.4	Дослідження процесу деформування заготовки при реалізації технологічного процесу «Кування»	185
4.1.5	Дослідження процесу деформування заготовки при реалізації технологічного процесу «Шліхтування»	188
4.2	Математичне моделювання робочого ходу рухомої поперечини преса з подальшою декомпресією робочих циліндрів.....	192
4.3	Аналіз впливу параметрів математичної моделі на динаміку робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів.....	199
	ВИСНОВКИ.....	204
5	ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЗДІЙСНЕННЯ ЗВОРОТНОГО ХОДУ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ.....	206

5.1 Експериментальне дослідження зворотного ходу гідравлічних пресів з НАП.....	206
5.2 Математичне моделювання коливань рухомої поперечини в верхньому положенні	211
5.3 Розробка та аналіз нового способу гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні	219
ВИСНОВКИ.....	222
6 РОЗРОБКА НОВОГО МЕТОДУ ІНЖЕНЕРНОГО АНАЛІЗУ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ.....	224
6.1 Загальні підходи при розробці нового методу інженерного аналізу...	224
6.2 Розрахунок основних параметрів систем низького тиску гідравлічних пресів з НАП.....	226
6.2.1 Проектування наповнювально-зливного трубопроводу.....	226
6.2.2 Розрахунок наповнювально-зливних клапанів	229
6.2.3 Визначення параметрів колектора	230
6.2.4 Розрахунок об'єму наповнювально-зливного баку.....	235
6.3 Створення систем прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки.....	238
6.3.1 Вплив компонування наповнювально-зливних систем на якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску.....	238
6.3.2 Розрахунок і проектування систем прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення	245
6.4 Розрахунок і проектування корпусу робочого циліндра	252
6.5 Метод раціонального проектування систем зворотних і врівноважувальних циліндрів.....	261

6.6 Розрахунок необхідних швидкісних параметрів і забезпечення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП на робочому ході ...	268
6.6.1 Баланс тисків в НАП на робочому ході	268
6.6.2 К. к. д. і коефіцієнт щільності потужності НАП	271
6.6.3 Розробка ефективних систем керування робочим ходом	275
6.7 Розрахунок параметрів рухомих столів і систем їх керування	291
6.8 Розрахунок параметрів системи прискореної декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу	301
6.8.1 Розрахунок параметрів зливних дросельних клапанів для здійснення прискореної декомпресії робочих циліндрів	301
6.8.2 Розрахунок пристроїв запобігання ударному підвищенню тиску в зливній гідролінії при прискореній декомпресії робочих циліндрів.....	304
6.9 Розрахунок клапанів керування зворотними циліндрами	309
6.10 Розрахунок параметрів проточної частини дросельних регулювальних клапанів керування гідравлічними пресами з НАП	313
6.11 Обґрунтування наукової новизни розробленого методу інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП.....	316
ВИСНОВКИ.....	318
7 КОМПЛЕКС ІННОВАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ З УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ НА БАЗІ ІНДИВІДУАЛЬНОГО СЕРВОПРИВОДУ, РЕЖИМІВ ЇХ РОБОТИ ТА ПРАКТИЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ У ВИРОБНИЦТВІ.....	320
7.1 Розробка систем і режимів ефективного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску.....	320
7.2 Комплекс рішень з підвищення коефіцієнту якості гідравлічних систем керування пресами	335

7.3 Розробка заходів із запобігання ударному підвищенню тиску в гідравлічній системі при декомпресії робочих циліндрів від високого тиску по закінченні робочого ходу	347
7.4 Пристрої та рекомендації для швидкого та безударного гальмування рухомої поперечини у верхньому положенні.....	350
7.5 Рекомендації із загального компонування та підвищення компактності систем керування гідравлічними пресами.....	356
7.6 Створення корпусів робочих циліндрів раціональної конструкції.....	361
7.7 Алгоритм ефективного керування гідравлічними пресами з НАП на базі індивідуального сервоприводу в межах автоматизованих технологічних комплексів.....	366
7.8 Комплекс заходів зі створення станин гідравлічних пресів підвищеної жорсткості та запобігання відхиленню направляючих колон від геометричної осі	370
7.9 Використання інноваційних технологій при створенні та модернізації гідравлічних пресів з НАП	381
ВИСНОВКИ.....	384
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	386
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	391
ДОДАТОК А Список публікацій здобувачки за темою дисертації.....	429
ДОДАТОК Б Особистий внесок здобувачки у роботах, опублікованих у співавторстві	447
ДОДАТОК В Відомості про апробацію результатів дисертації	448
ДОДАТОК Г Діаграми визначення базових параметрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом	453
ДОДАТОК Д Акти та довідки впровадження результатів дисертації.....	471

ВСТУП

Актуальність теми. Освоєння промисловими підприємствами України ресурсозберігаючих технологій виготовлення поковок відповідального призначення потребує розробки та впровадження кардинально нових і прогресивних рішень, спрямованих на підвищення технічної оснащеності вітчизняного виробництва. Для налагодженого випуску крупнокаліберних стволів артилерійських установок, бурових штанг для геологорозвідки природного газу та копалин, вітроенергетичних установок та інших важливих об'єктів необхідним є створення в найкоротші строки потужного парку ковальсько-пресового обладнання (КПО) на базі гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом (НАП) як найбільш надійного, продуктивного й енергоефективного виду обладнання обробки матеріалів тиском (ОМТ), яке відповідає сучасному світовому рівню розвитку науки, техніки та виробництва.

Однією з серйозних проблем, що перешкоджають підвищенню ефективності роботи діючих гідравлічних пресів з НАП, є застарілі системи керування, а переважна більшість гідравлічних пресів, особливо потужних, відрізняються підвищеною тихохідністю. Необгрунтовано довгі й перенавантажені гідравлічними опорами гідролінії системи керування розміщені на великих площах цехів. Це призводить до суттєвого збільшення зведених мас робочої рідини та зниження вагомості дросельних регулювальних пристроїв, що відповідають за безударне керування машиною, в загальному опорі відповідних гідроліній.

При цьому тихохідність гідравлічних пресів з НАП пояснюється не стільки самими фізичними процесами, що відбуваються в їх приводах, скільки невивченістю цих процесів та пов'язаною з нею відсутністю досконалого математичного апарата для розробки раціональних за швидкодією режимів роботи машин, а також конструкцій систем керування, необхідних для реалізації цих режимів. Наведене ствердження є основною гіпотезою дисертаційної роботи.

З появою в КПО сучасного індивідуального сервоприводу виникає необхідність переглянути існуючі погляди та підходи на проектування систем керування гідравлічними пресами з НАП, в яких можливості індивідуального сервоприводу використовуються в недостатній мірі. Ефективність роботи гідравлі-

чних пресів з НАП широкого діапазону зусиль може бути значно збільшена шляхом раціонального проектування їх приводів і правильного підбору регулювальних пристроїв, які забезпечують швидкі та безударні розгін та гальмування рухомих мас. Розв'язання цієї проблеми можливе на базі подальшого розвитку інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП, а використання індивідуального сервоприводу, нових конструктивних рішень та засобів їх моделювання дозволить суттєво покращити динаміку гідравлічних пресів з НАП.

Таким чином, удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів, та розвиток наукових основ їх проектування має важливе науково-практичне й виробниче значення та свідчить про актуальність теми дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи відповідає пріоритетному тематичному напрямку наукових досліджень «Створення та застосування технологій отримання, зварювання, з'єднання та оброблення конструкційних, функціональних і композиційних матеріалів» (постанова Кабінету Міністрів України №942 від 07.09.2011 р.) та пріоритетному тематичному напрямку Донбаської державної машинобудівної академії (ДДМА) «Ресурсо- і енергозберігаючі процеси та обладнання для обробки нових матеріалів» (наказ МОНМСУ №535 від 07.06.2011 р.). Роботу виконано в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт (НДР) ДДМА, передбачених планами Міністерства освіти і науки України (№ держреєстрації 0111U000887, 0114U002536, 0110U006163), в яких авторка приймала участь як виконавець, а також в рамках комплексу НДР, виконаних сумісно з ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» (НКМЗ). Авторка є керівником кафедральної держбюджетної теми 0115U004735.

Мета та задачі дослідження. Метою дисертації є підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП на основі розвитку наукових основ їх проектування та розробки нових пристроїв і рекомендацій з удосконалення їх конструкцій на базі індивідуального сервоприводу.

Для досягнення вказаної мети в роботі були поставлені та вирішені наступні основні задачі:

- проаналізувати технічний рівень та методи проектування сучасних гід-

равлічних пресів з НАП, встановити перспективи їх подальшого розвитку;

- провести експериментальні дослідження всіх етапів машинного циклу діючих гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів, експериментально визначити їх базові параметри та встановити динамічні особливості на ходах наближення, робочому та зворотному, а також в період декомпресії робочих циліндрів від високого тиску;

- спираючись на дані експериментальних досліджень, математично описати процес заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, розробити математичні моделі переміщення рухомої поперечини на ході наближення та запропонувати на основі їх аналізу раціональні за швидкістю режими роботи;

- встановити взаємозв'язок між процесами декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки, заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора та випрямлення столу преса, які відбуваються одночасно, оцінити їх вплив на ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП;

- уточнити математичну модель гальмування рухомої поперечини у верхньому положенні та розробити на її основі раціональні режими швидкого та безударного гальмування;

- встановити вплив системи врівноважувальних циліндрів на динамічні характеристики гідравлічних пресів з НАП на всіх етапах машинного циклу;

- на основі створених математичних моделей та результатів експериментальних досліджень розробити метод інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів, для його використання при проектуванні нових машин і модернізації існуючих;

- розробити комплекс інноваційних пристроїв для удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з НАП;

- надати практичні рекомендації з реалізації результатів дисертаційної роботи у виробництві при проектуванні та експлуатації гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом.

Об'єкт дослідження. Гідравлічні преси з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом.

Предмет дослідження. Процеси, що відбуваються в гідросистемах і металоконструкції пресів на різних етапах машинного циклу з урахуванням їх взаємозв'язку, а також вплив цих процесів на ефективність роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом.

Методи дослідження. В основу теоретичних досліджень процесів, що відбуваються в гідросистемах пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів, покладені диференційні рівняння Д'Аламбера, методи теорії механіки рідини та газу, теорії об'ємного гідроприводу, прикладних теорій коливань, удару та пружності. В ході теоретичних досліджень застосований системний підхід, який передбачає розгляд кожного етапу машинного циклу гідравлічного преса з НАП як єдиного цілого з урахуванням взаємозв'язку та взаємного впливу окремих його етапів.

Експериментальні дослідження гідравлічних пресів з НАП проводилися в умовах реального виробництва з використанням сучасних електронних перетворювачів фізичних величин у цифрові сигнали, а також методів планування експерименту та математичної статистики.

Наукову новизну роботи становлять наступні її результати:

1. Вперше запропоновано метод інженерного аналізу, при якому, на відміну від існуючих методів розрахунку, послідовність проектування гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом відповідає послідовності виконання етапів машинного циклу, що дозволяє встановити взаємозв'язок систем високого та низького тисків, гідроліній робочих, зворотних та врівноважувальних циліндрів та закономірності їх сумісного впливу на динаміку переміщення рухомої поперечини, а також підвищити точність та обґрунтованість розрахунків при проектуванні гідравлічних пресів.

2. Вперше встановлено взаємозв'язок між процесами, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки, та параметрами системи зворотних циліндрів, що дозволило визначити раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом.

3. Вперше встановлені закономірності впливу системи врівноважуваль-

них циліндрів на динаміку переміщення рухомої поперечини, що дозволяють підвищити швидкодію та зменшити імовірність виникнення гідроудару при роботі гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на різних етапах машинного циклу.

4. Вперше встановлено взаємозв'язок між процесами декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки, заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора та випрямлення столу преса, які відбуваються одночасно, що дозволило встановити їх вплив на ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на робочому ході та досягти точного гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі поковки завдяки створенню умов відсутності її інерційного вибігу після закриття регулювального клапана.

5. Вперше введений у теорію проектування гідравлічних пресів та науково обґрунтований «фактор вагомості клапана», який дозволяє обирати для систем керування гідравлічними пресами з НАП та індивідуальним сервоприводом регулювальні клапани, що забезпечують високу швидкодію та точність гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі поковки шляхом точного перерозподілу гідравлічного опору між регулювальним клапаном і компонентами гідроліній.

6. Набула подальшого розвитку математична модель гальмування рухомої поперечини на зворотному ході, яка, на відміну від існуючих, враховує параметри коливальної системи, що складається з самої рухомої поперечини та додатково включає масу рідини в робочих, зворотних і врівноважувальних циліндрах, що дає змогу підвищити швидкодію та зменшити імовірність виникнення гідроудару при реверсі рухомої поперечини у верхньому положенні.

7. Набув подальшого розвитку метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на ходах наближення, робочому та зворотному, а також у період декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, в якому, на відміну від існуючих, автоматизованою системою керування пресами здійснюється поточний контроль основних параметрів їх гідросистем за допомогою датчиків, що дозволяє знизити трудомісткість визначення параметрів пресів і окремих ділянок

їх гідроприводу та підвищити точність отриманих результатів.

Практичну цінність роботи складають наступні її результати:

- комплекс методик розрахунку базових параметрів систем керування гідравлічними пресами з НАП та індивідуальним сервоприводом на базі розробленого методу інженерного аналізу;
- нові методики визначення раціональних за швидкістю режимів роботи гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на різних етапах машинного циклу на базі розроблених математичних моделей;
- практичні рекомендації з удосконалення та раціонального проектування систем керування гідравлічними пресами з НАП та індивідуальним сервоприводом, які забезпечують підвищення ефективності їх роботи;
- комплекс інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів, а також пристроїв регулювання та керування на базі індивідуального сервоприводу та супровідні їм методики розрахунку швидкісних параметрів гідравлічних пресів з НАП.

Науково-технічні рішення, створені в дисертації, пройшли експертну оцінку, визнані ТОВ «НПП «Укртехексперт», як такі, що відрізняються практичною цінністю, відповідають сучасним вимогам виробництва, мають підвищені експлуатаційні характеристики, ефективні й надійні в роботі, та рекомендовані для використання у виробництві.

Результати роботи впроваджені на ПрАТ «НКМЗ» та ПАТ «Енергомашспецсталь» для удосконалення конструкцій, режимів роботи та методів розрахунку ковальських гідравлічних пресів з НАП, а також у рамках комплексу науково-дослідних робіт з удосконалення технологій та обладнання для виробництва металопродукції шляхом гарячої обробки тиском.

Сумарний економічний ефект від впровадження розробок склав 5,615,000 (п'ять мільйонів шістсот п'ятнадцять тисяч) грн.

Науково-практичні розробки роботи використовуються у навчальному процесі та НДР кафедри «Механіка пластичного формування» (МПФ) ДДМА при вивченні дисциплін «Ковальсько-штампувальне обладнання», «Технологічні комплекси обробки тиском» та «Інтелектуальна власність», виконанні студентами курсових, дипломних проектів і магістерських наукових робіт.

Особистий внесок здобувача. При проведенні досліджень, результати яких опубліковано у співавторстві, авторкою дисертації визначений основний напрямок і розроблена стратегія їх поетапного проведення, сформульована мета та поставлені наукові задачі, розроблені базові теоретичні гіпотези, математичні моделі та методики інженерного аналізу, виконано комплекс експериментальних досліджень, розроблено метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів гідравлічних пресів з НАП, проаналізовані отримані результати, сформульовані основні висновки, розроблені пристрої та рекомендації для впровадження їх у виробництво.

Особистий внесок здобувачки у роботах, опублікованих у співавторстві, сформульований в Додатку Б роботи.

Апробація роботи. Основні положення, наукові та практичні результати дисертаційної роботи доповідалися на міжнародних науково-технічних конференціях (МНТК), у тому числі: МНТК з проблем дослідження й удосконалення технологій та обладнання обробки тиском (Краматорськ, ДДМА, 2008 – 2011 pp.); XV –XIX МНТК «Досягнення та проблеми розвитку технологій і машин обробки тиском» (Краматорськ, ДДМА, 2012 –2016 pp.); 8th–12th, 14th International Conferences «Research and Development in Mechanical Industry» RaDMI (Serbia, 2008 –2012, 2014 pp.); III МНТК «Машини та пластична деформація металів» (Запорожжя, ЗНТУ, 2015 p.); VI і VII МНТК «Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти» (Київ, КПІ, 2015 p.; Київ – Херсон, 2016 p.); VI і VII МНТК «Ресурсозбереження та енергоефективність процесів і обладнання обробки тиском в машинобудуванні та металургії» (Харків, ХПІ, 2014, 2015 pp.); III МНТК «Азовмаш» (Маріуполь, Азовмаш, 2013 p.); XVI і XVII МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (Одеса – Київ, 2015, 2016 pp.); XVI і XVII International scientific conferences «New technologies and achievements in metallurgy and material engineering and production engineering» (Poland, Czestochowa, 2015, 2016 pp.); IX і XIII МНТК «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (Краматорськ, ДДМА, 2011, 2015 pp.); V і VI МНТК «Перспективи розвитку гірничо-металургійного комплексу» (Краматорськ, ПрАТ «НКМЗ», 2008, 2010 pp.); VII МНТК «Інтелект молодих – виробництву» (Краматорськ, ПрАТ

«НКМЗ», 2012 р.); V МНТК «Математическое моделирование и краевые задачи» (Самара, СамГТУ, 2008 р.); на технічних семінарах ПрАТ «НКМЗ», щорічних конференціях професорсько-викладацького складу ДДМА у 2008 – 2016 рр.. Робота доповідалася у повному об'ємі на розширених семінарах в НТУУ «КПІ» та ДДМА в 2017р.

Публікації. Матеріали та основні положення дисертаційної роботи опубліковано у: 3-х монографіях та їх розділах, 127 роботах з наукової тематики, з них 40 статей в 40 спеціалізованих виданнях, у тому числі 21 стаття без співавторів, 35 статей у зарубіжних виданнях, у тому числі 12 публікацій в журналах, які входять до наукометричних баз даних, з них 2 в Scopus, 9 тез доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях. На нові технічні рішення отримано 63 патенти України. Додатково матеріали дисертації опубліковано у 4-х навчальних посібниках, з них 2 посібника з грифом МОН України.

Структура дисертації. Дисертація складається з анотації з переліком праць, вступу, 7 розділів, висновків, списку використаних джерел і 5 додатків. Загальний об'єм роботи становить 483 сторінки, у тому числі 253 сторінки основного тексту, 107 рисунків і 7 таблиць на 95 сторінках, список використаних джерел з 347 найменувань на 38 сторінках, додатки на 55 сторінках.

Авторка дисертаційної роботи висловлює глибоку вдячність

– своєму вчителю в галузі ковальсько-штампувального обладнання, керівнику кандидатської дисертаційної роботи, кандидату технічних наук, доценту *ШИНКАРЕНКУ Олегу Михайловичу*;

– завідувачці відділом з питань інтелектуальної власності ДДМА *КРИВУНЬ Валентині Степанівні*;

– колективу конструкторів бюро ковальсько-пресового обладнання та гідравлічних, пневматичних й змащувальних систем Відділу головного конструктора, робітникам ковальсько-пресових цехів №2 і №3, а також відділу «КПЦ-Автоматика» ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод», за проявлену допомогу в технічних питаннях, наукові консультації та всіляку підтримку при роботі над поданою дисертацією.

1. КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ, МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ СУЧАСНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ

1.1 Стан сучасного ринку гідропресобудування та його значення для світової ковальської індустрії

В наш час ковальсько-пресове виробництво є однією з провідних галузей економіки в багатьох країнах світу. Це пов'язано, перш за все, з традиційно високим попитом на поковки практично для всіх галузей промисловості. При цьому щорічно потреба в ковках відповідального призначення тільки збільшується [1 –4]. Асортимент ковальської продукції, що постійно розширюється, та вимоги до її якості, які незмінно підвищуються, викликають необхідність в безперервному вдосконаленні технологій обробки матеріалів тиском й ковальсько-пресового обладнання для їх реалізації [5 –7].

Уявлення про світові тенденції й напрямки розвитку ковальсько-пресового виробництва дають матеріали щорічних міжнародних конгресів ковалів (IFM – International Forgemasters Meeting), що проводяться по всьому світу провідними ковальськими корпораціями [8]. Згідно наданим IFM звітам, виробництво ковок такими країнами, як США, Німеччина, Великобританія, Франція, Італія, Японія, Південна Корея, Китай та Індія – щорічно збільшується. Це, перш за все, поковки для атомного енергомашинобудування, аерокосмічної й оборонної промисловості, прокатного виробництва та транспорту. При цьому основні досягнення ковальської індустрії пов'язані, головним чином, з освоєнням і вдосконаленням виробництва ковок з нових марок легованих сталей для виробів відповідального призначення.

Однак слід зазначити, що успіх ковальських підприємств, на думку фахівців, багато в чому визначається ступенем технічної оснащеності й відповідності ковальсько-пресового обладнання вимогам сучасного виробництва [9].

Найбільш перспективними в світі з точки зору надійності й ефективності роботи вважаються машини обробки тиском без жорстких кінематичних зв'язків між приводом і робочим органом, тобто гідравлічні преси, молоти й гвинтові ковальські машини. Ця тенденція знаходить своє незаперечне підтвердження в цілому ряді робіт вітчизняних і зарубіжних вчених й фахівців, присвячених аналізу перспектив розвитку ковальсько-пресового устаткування, як в окремо взятих країнах, так і в глобальному світовому масштабі [10–22]. При цьому найбільш затребуваним видом ковальського обладнання є гідравлічні преси [23–30], до основних переваг яких в порівнянні з іншими ковальськими машинами можна віднести наступне:

- простота конструкції та відсутність механічних передач;
- незалежність зусилля, що передається, від положення рухомих частин;
- відсутність заклинювання;
- плавне регулювання швидкості робочого органу;
- можливість в широких межах змінювати закриту штампову висоту;
- забезпечення витримки під тиском будь-якої тривалості;
- відсутність динамічного впливу на ґрунт;
- висока надійність.

В силу позначених переваг гідравлічні преси по праву займають провідне місце як найбільш надійний, продуктивний та енергоефективний вид ковальсько-пресового обладнання [31–34].

На сьогоднішній день на світовому ринку гідропресобудування склалася досить сильна конкуренція. На рисунку 1.1 показана географія виробників гідропресового устаткування в світових масштабах.

Всесвітнім лідером за кількістю, технологічним призначенням та номенклатурою створених гідравлічних пресів з використанням новітніх інноваційних технологій є Німеччина [2–4].

Німецьке гідропресобудування на світовому ринку представляють такі інжинірингові корпорації, як SIMPELKAMP [35–40], SMS Meer [2, 41, –42], WERUKO RANKE [43–44], SCHULER [3, 45] та LASCO [46–48].

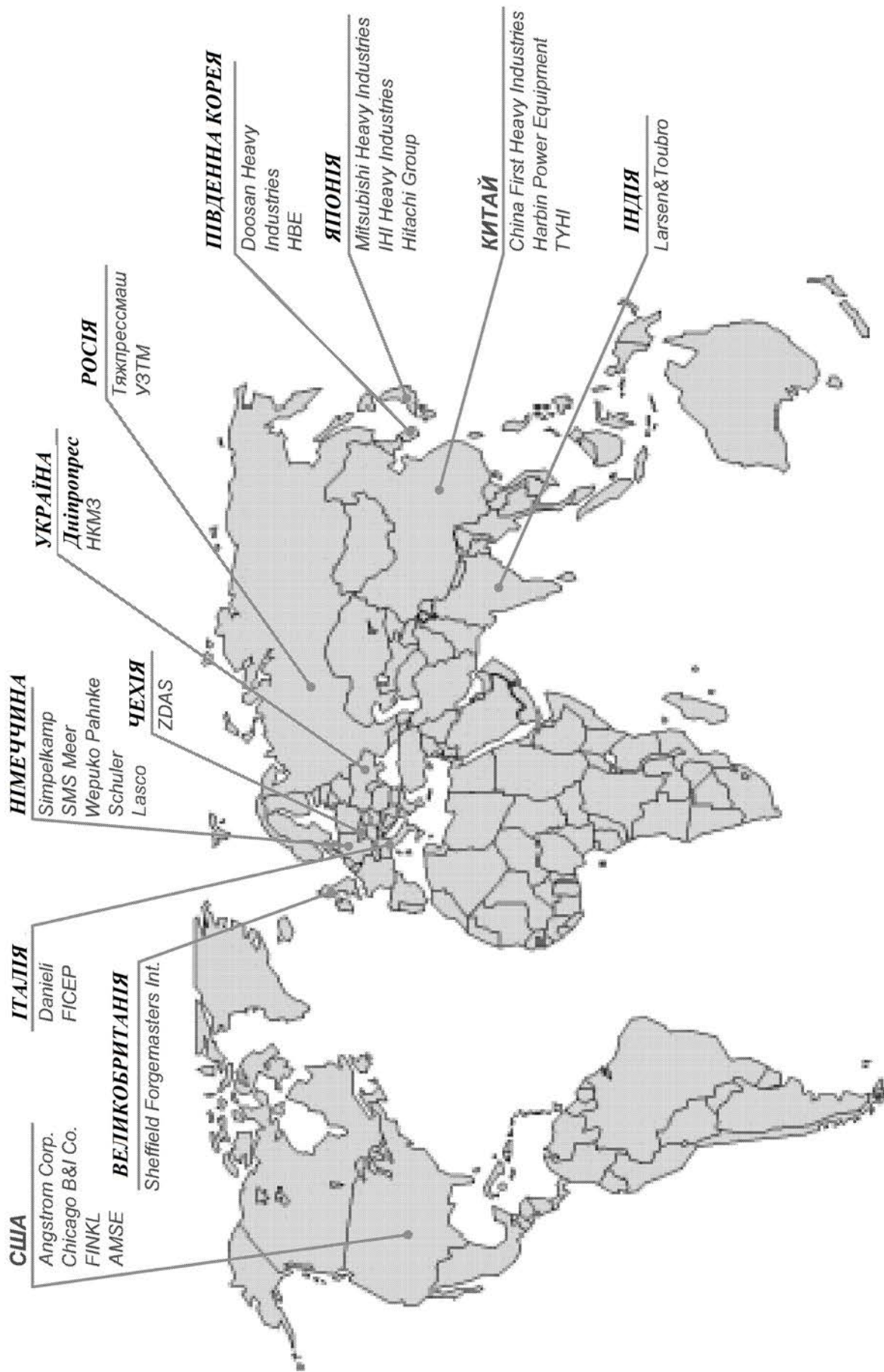


Рисунок 1.1 – Географія виробників гідропресового обладнання в світових масштабах

Також в даний час до провідних світових виробників гідравлічних пресів широкого діапазону зусиль можна віднести наступні фірми: DANIELI та FICER (Італія) [49–51], Sheffield Forgemasters (Великобританія) [52], ZDAS (Чехія) [53], НКМЗ і Дніпропрес (Україна) [54–57], НВЕ (Південна Корея) [58], FINKL (США) [59], ТУНІ (Китай) [60].

На рисунках 1.2 та 1.3 представлені деякі новітні зразки гідравлічних пресів перерахованих фірм.

Незважаючи на високий рівень пропозицій на ринку гідравлічного ковальсько-пресового обладнання, гідравлічні преси, що працюють на більшості заготівельних і ковальських підприємств по всьому світу, знаходяться в експлуатації вже не один десяток років [61–65]. При цьому загальний фізичний стан зазначених пресів у цілому є задовільним і технічно дозволяє їх подальшу експлуатацію. Однак розвиток й вдосконалення технологічних процесів обробки тиском вимагає значної модернізації існуючого обладнання – покращення показників потужності й енергоефективності, підвищення рівня автоматизації, розширення технологічних можливостей, підвищення компактності приводу та гнучкості управління. Досвід експлуатації ковальсько-пресового устаткування показує, що металокопункції гідравлічних пресів, особливо потужних, в переважній більшості не схильні до сильного фізичного зношення на відміну від систем керування й засобів автоматизації [66–69]. Тому основним напрямом модернізації гідравлічних пресів є отримання нових технологічних переваг і доведення технічних характеристик до сучасних вимог при збереженні досить міцною несучої металокопункції (станіни), вартість якої становить не менше 75–80% всієї машини.

Згідно з даними, наведеними німецькою фірмою LASCO, модернізація гідропресового устаткування на базі гідравлічних приводів з електронною системою керування дозволяє заощадити половину вартості нової машини [48]. У той же час підприємство-замовник отримує сучасне працездатне устаткування, що забезпечує стабільність виконання технологічного процесу, високу продуктивність й якість поковок (штамповок), економію енергоносіїв [70].



а)



б)



в)

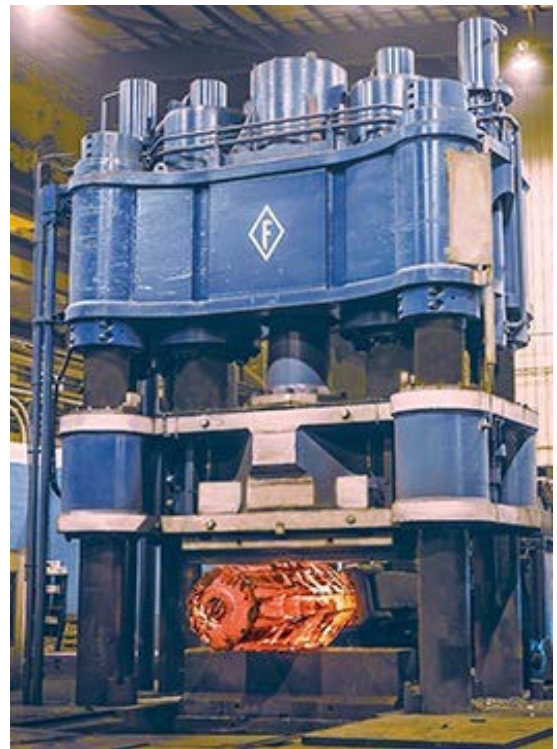


г)

Рисунок 1.2 – Гідравлічні преси німецьких фірм SIMPELKAMP (а), SMS Meer (б), WERUKO PAHNKE & SCHULER (в), LASCO (г)



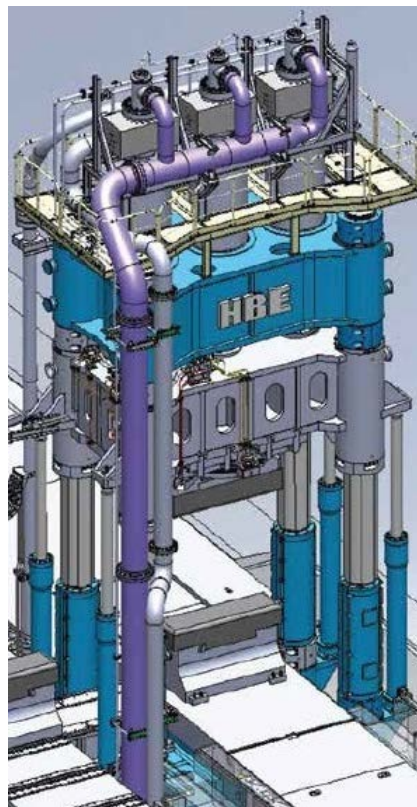
а)



б)



в)



г)



д)

Рисунок 1.3 – Гідравлічні преси провідних світових виробників DANIELI (а), FINKL (б), HKM3 (в), HBE (г) та ZDAS (д)

При цьому розширюють технологічні можливості й поліпшують рівень автоматизації гідравлічних пресів шляхом впровадження комплексних систем вимірювання та контролю таких базових показників роботи, як

- рівня тиску робочої рідини на окремих ділянках гідроприводу;
- переміщення рухомої поперечини;
- висоти відкриття клапанів

на базі високоточних датчиків провідних світових виробників, а також використання пропорційної гідроапаратури фірми Bosch REXROTH та елементів електроавтоматики у вигляді програмованих логічних контролерів фірми Siemens [71 –73]. Це надає можливість гнучкого управління гідропресом зі зміною швидкості руху робочого інструменту в широкому діапазоні та підвищенням точності його позиціонування [74 –78].

В даний момент в Україні продукція машинобудування є базою для нормального розвитку економіки держави. Ця галузь відображає стан науково-технічного потенціалу країни, а роль технологічного обладнання в розвитку економіки й забезпеченні випуску конкурентоспроможної продукції є визначальною [57, 79 –81]. При цьому спостерігається стійка тенденція до розширення наявних потужностей енергомашинобудування, аерокосмічної та оборонної промисловості, прокатного виробництва, транспорту та сільгосптехніки. Це робить продукцію ковальсько-пресового виробництва затребуваною.

Для задоволення потреб сучасного виробництва гідропресове обладнання повинно відповідати таким основним вимогам [82]:

- підвищеним показникам енергоекономічності й продуктивності;
- надійності, стійкості технологічного процесу, якості й точності продукції, що виробляється;
- мати штучний інтелект з можливістю розвитку;
- оснащеним на достатньому рівні засобами автоматизації й механізації;
- високої безпеки, ремонтпридатності, зручності обслуговування та ергономічності.

Для підвищення якісних параметрів кувальних і штампувальних гідравлічних пресів виробники використовують імпортні комплектуючі вузли та деталі, високоточні засоби вимірювань, сертифікуючи продукцію на відповідність міжнародним стандартам ISO 9001 [83].

Таким чином, гідравлічні преси в порівнянні з іншими ковальсько-пресовими машинами надають широкий спектр можливостей по доведенню технічних характеристик до сучасних вимог з метою наступної реалізації необхідних технологічних процесів кування й штампування. Це стає можливим завдяки наявності несучої металоконструкції з високим запасом міцності, на базі якої виконується розведення трубопроводів, монтаж гідравлічної системи керування та засобів автоматизації. В процесі роботи така конструкція гідравлічних пресів дозволяє вводити в експлуатацію практично необмежену кількість новітніх технічних рішень без істотного переоснащення базової машини [84–86]. З огляду на тенденції світового розвитку відповідних галузей промисловості, оцінюють можливість, своєчасність, період й напрям розробки нового та модернізації існуючого гідропресового обладнання. При цьому ефективно використовуються нові інноваційні пристрої й технології в галузі гідроприводу та електроавтоматики, як при проектуванні нових, так і при вдосконаленні роботи діючих гідравлічних машин обробки тиском.

1.2 Сучасні системи керування гідравлічними пресами з насосно-аккумуляторним приводом

1.2.1 Загальні підходи конструювання систем керування

Гідравлічні преси з НАП є машини статичного дії, що використовують у якості джерела енергії рідину високого тиску [87–91]. Перетворення її параметри у відповідні показники руху виконавчого органу, наприклад, плунжера робочого циліндру, здійснюється системою керування [92–94]. Особливий внесок

у створення теоретичних основ, розвиток досліджень, розробку конструкцій та методів розрахунку КПО в цілому та безпосередньо гідравлічних пресів внесли Т. Алтан, Е.С. Арзуманов, О.Ф. Белов, С.М. Беляєв, Е. Біллур, Ю.О. Бочаров, Т.І. Бурлаченко, Б.П. Васильєв, Б.М. Гелерман, С.П. Гожій, М.С. Добринський, Л.І. Живов, Ю.О. Зоненко, Р.Д. Іскович-Лотоцький, Ф.І. Кагановський, Ю.О. Карпенко, М.М. Кисельов, В.І. Кожевніков, В.І. Койрес, В.П. Корнілов, В.А. Кресін, Б. Кувін, В.П. Лінц, Є.І. Лижніков, В.О. Міхеєв, Е. Мюллер, А.Г. Овчінніков, Б.І. Поляков, М.І. Попов, А.В. Праздніков, В.М. Прокоф'єв, Р.І. Рей, Л.Л. Роганов, Б.В. Розанов, В.М. Синицький, Г.Ю. Смородинський, О.І. Сурков, Л.М. Тарко, С.М. Топалер, В.Є. Устінов, І.Е. Фельдблюм, О.М. Шинкаренко, О.В. Явтушенко, В.А. Яковлев, В.М. Ям та багато інших українських і зарубіжних вчених та інженерів.

В останнє десятиліття спостерігається інтенсивний розвиток технологій в галузі гідропневмоавтоматики [95 –100]. Новітні досягнення науки й техніки дозволяють істотно покращити експлуатаційні характеристики гідравлічних приводів різних машин, роблячи їх більш компактними, надійними, ресурсозберігаючими, високоточними й продуктивними. Насосно-акумуляторний привод і гідравлічні системи керування кувальними та штампувальними пресами на його основі також не є винятком.

Системи керування сучасними гідравлічними пресами з НАП в даний час проектуються провідними світовими виробниками (див. підрозділ 1.1) на базі індивідуальних сервоприводів [101 –110], що відповідають вимогам нинішнього ковальсько-пресового виробництва.

На рисунку 1.4 представлена типова схема системи керування гідравлічним пресом з НАП, що поєднує в собі комплекс новітніх тенденцій конструювання гідравлічних компонентів на базі індивідуальних сервоприводів [111 – 120]. На схемі (див. рис. 1.4.) введені наступні основні позначення: 1 – робочий циліндр; 2 – наповнювальний-зливний клапан (НЗК); 3 –сервопривод НЗК; 4 – датчик ходу клапана; 5 – розподільник зворотних циліндрів; 6 – запобіжний клапан; 7 – розподільник робочих циліндрів; 8 – регулювальний клапан;

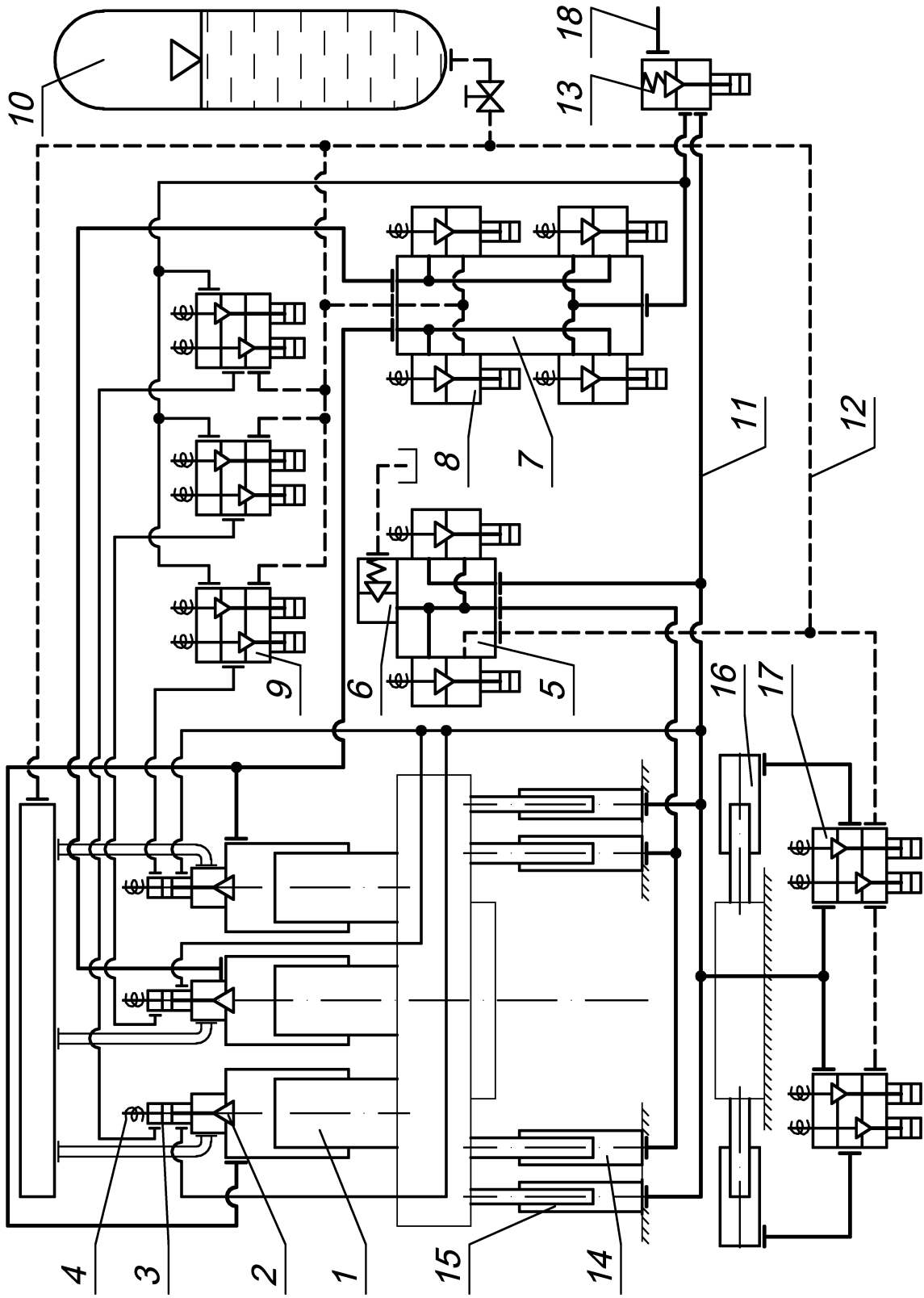


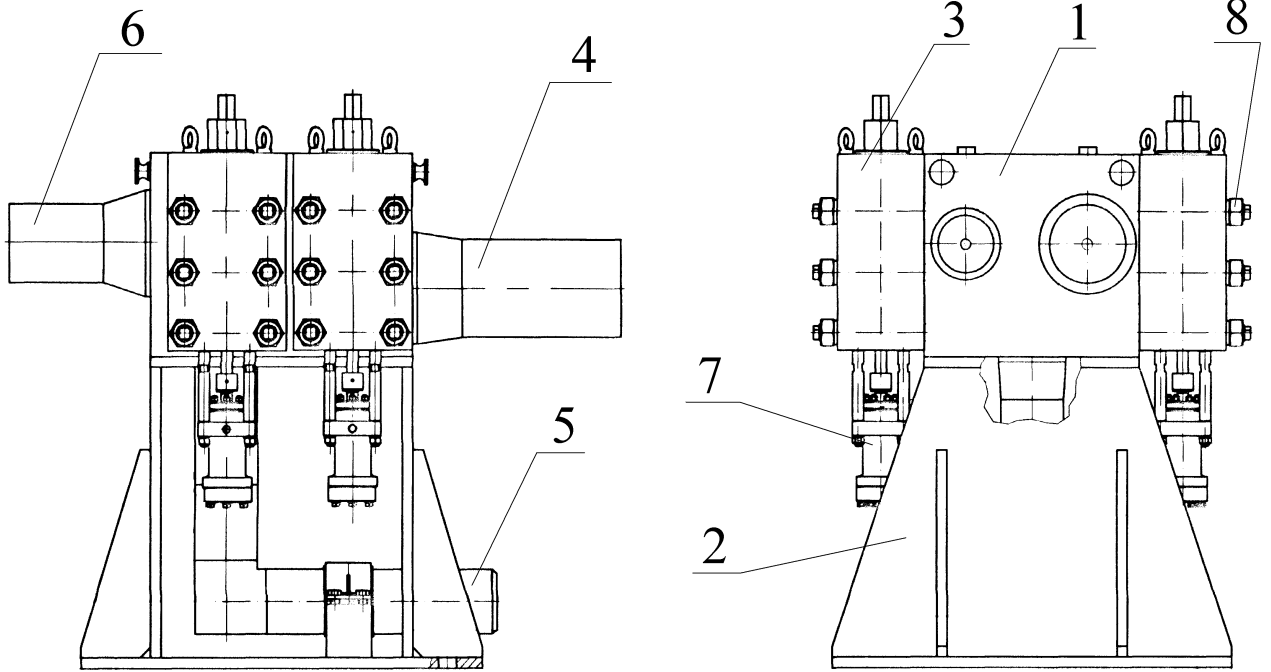
Рисунок 1.4 – Типова схема системи керування гідравлічним пресом з насосно-акумуляторним приводом

9 – розподільник керування сервоприводом НЗК; 10 – наповнювальний-зливний бак (НЗБ); 11,12 – основні напірні та зливні гідролінії відповідно; 13 – клапан-автомат на вході в гідросистему; 14 – зворотний циліндр; 15 – врівноважувальний циліндр; 16 – гідроциліндр приводу рухомого стола; 17 – розподільник керування циліндрами пересування столу; 18 – гідролінія підводу від насосно-аккумуляторної станції (НАС).

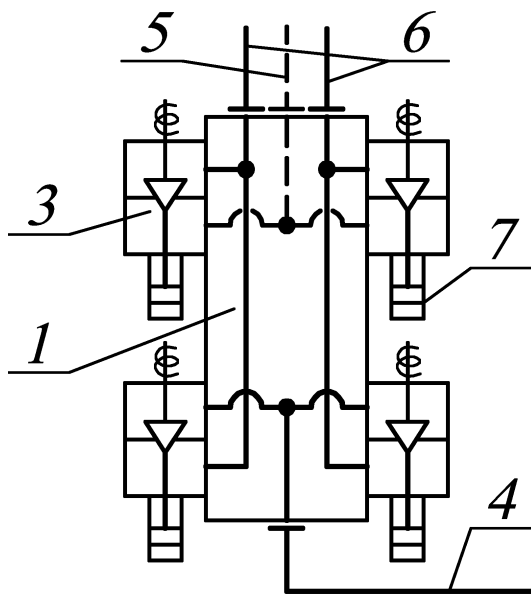
Завдяки наявності індивідуального сервоприводу під кожним регульовальним клапаном в конструкціях систем керування гідравлічними пресами з НАП відбулися наступні основні зміни [121 –123].

Істотно спростилися конструкція клапанних розподільників робочих й зворотних циліндрів. Зникли громіздкі кулачкові та коромислові розподільні вали, розташовані в основах головних розподільників, з приводом від потужних силових слідкувальних приводів. З'явилася можливість більш гнучкого керування регульовальними клапанами, так як зникло жорстке механічне блокування їх відкриття й закриття. У системах керування зменшилася кількість механічних швидкозношуваних вузлів, виключена можливість появи люфтів в шарнірах, що впливають на стійкість й працездатність силових слідкувальних приводів. Спростилися конструкція самих клапанних розподільників. У традиційних системах керування клапанний розподільник являв собою кований куб великих розмірів й маси, в якому розточувалися ступінчасті колодязі для встановлення наборів регульовальних клапанів і канали для їх з'єднання з підводами та відводами. Трубопроводи з'єднувалися з клапанним розподільником за допомогою трубних фланцевих під'єднань на мідних прокладках, які досить швидко розслаблялися через вібрації та гідроудари [124 –126].

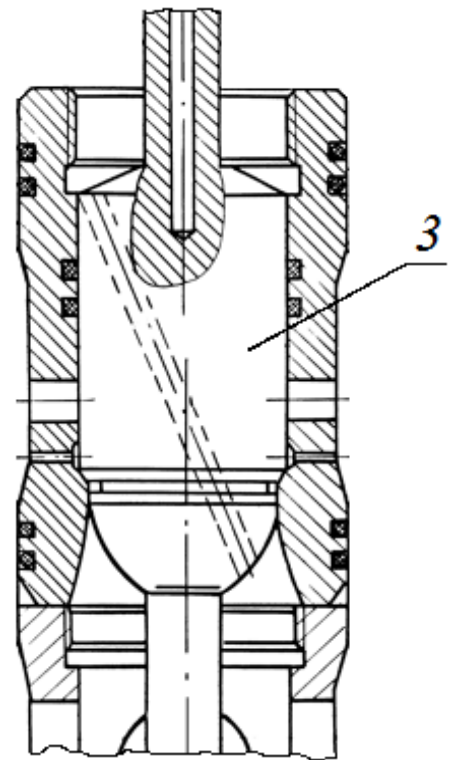
Достатньо було робочій рідині промити невеликий канал всередині блоку між клапанами або в зовнішньому приєднанні – і розподільник, який дорого коштує, доводилося замінювати. В середньому термін служби клапанних розподільників з вуглецевої сталі складає 3...5 років, з нержавіючої – 8...10 років. Клапанний розподільник робочих циліндрів сучасного гідравлічного пресу показаний на рисунку 1.5. Він складається з кованого блока 1, основи 2 та закріплених на блоці 1 регульовальних клапанів 3 [117 –121, 127 –129].



a)



б)



в)

Рисунок 1.5 – Розподільник робочих циліндрів з клапанами навісної конструкції: загальний вигляд (а), схема розведення гідроліній усередині блоку (б) та типова конструкція розвантаженого регулювального клапана (в)

До блоку 1 підведені напірний 4 і зливний 5 трубопроводи, а також трубопроводи до робочих циліндрів 6 (див. рис. 1.5, а, б). У самому блоці виконані канали, що з'єднують відповідні клапани з напором і зливом. Корпус кожного клапана закріплено на блоці 1 за допомогою шпильок 8. Кожен клапан має індивідуальний сервопривод 7, до якого підведені напірний і зливний маслопроводи. Герметичність під'єднань клапанів 3 до блоку 1 забезпечується за рахунок ущільнювальних кілець [113].

У сучасних конструкціях клапанних розподільників відмовилися від малонадійних трубних фланцевих під'єднань – штуцер 5 вварюють в тіло блоку 1, а трубопроводи приварюються до штуцерів. При необхідності демонтажу розподільника або трубопроводів останні акуратно відрізаються [95]. Завдяки цьому виключається протікання рідини та розмивання під'єднань. При виході з ладу одного з клапанів, закріплених на блоці 1, його неважко демонтувати та замінити працездатним клапаном.

Необхідно відзначити, що поряд зі спрощенням механічної частини клапанних розподільників і їх сервоприводів відбулося значне ускладнення електрогідравлічної та електронної частин систем керування. Якщо раніше при одному силовому сервоприводі, який керував розподільним валом, була потрібна одна слідкувальна система з відповідним набором електронних блоків живлення, підсилювачів, датчики зворотного зв'язку та ін., то при індивідуальному сервоприводі число слідкувальних систем, що беруть участь в роботі, з відповідним набором електроніки дорівнює кількості встановлених клапанів [106].

При цьому послідовність спрацьовування клапанів не встановлюється жорстко за допомогою розподільного вала, а задається програмно. Похибка в програмуванні або неспрацювання електронної частини можуть призвести до серйозної аварії. Тому при експлуатації сучасних систем керування гідравлічними пресами істотно зростають вимоги до кваліфікації обслуговуючого персоналу. Особливо необхідно сказати про підвищені вимоги до очищення масла, яке є робочою рідиною слідкувальних систем керування клапанами. Якщо раніше в силових сервоприводах застосовувалися, як правило, золотникові гідро-

підсилювачі, не особливо чутливі до забруднення масла, то в сучасних системах керування використовуються компактні високочутливі підсилювачі типу сопло-заслінка, що вимагають очищення масла до 3...5 мікрон. При появі забруднень великого розміру вони виходять з ладу. Тому на заводах, які експлуатують пресові установки, створюються спеціальні групи з підготовки, очищення та регенерації масла [130].

1.2.2 Дросельні регулювальні клапани

Поява індивідуального сервоприводу клапанів суттєво вплинула й на конструкцію самих регулювальних клапанів. Вона значно спростилася (див. рис. 1.5, в). Клапан 3 став повністю розвантаженим, тобто тиск над клапаном став рівним тиску під клапаном. У зв'язку з цим втратив свої функції та був усунений розвантажувальний клапан [114, 118, 121, 128].

Рівність тисків над і під клапаном 3 досягається за рахунок виконання наскрізного каналу всередині плунжеру, що з'єднує надклапанну та підклапанну порожнини. При цьому плунжер виконаний заодно зі штоком, представляючи собою одну деталь. Зверху шток виведений назовні для підключення засобів контролю висоти відкриття клапана. Знизу шток жорстко з'єднаний з індивідуальним сервоприводом 7. Для усунення внутрішніх витоків і абразивного зношення рухомих з'єднань (головним чином плунжера та стакана) в клапані передбачені ущільнювальні вузли, що мають підвищені антифрикційні властивості [96, 98]. Завдяки тому, що плунжер і шток жорстко пов'язані із сервоприводом та рухаються синхронно з ним, в клапані 3 відсутні:

- пружина, яка потребує великих зусиль при попередньому затягуванні та з боку сервоприводу при відкритті клапана, а також є причиною виникнення автоколивань;
- розвантажувальний клапан, який швидко зношується, підвищує ймовірність виникнення коливань штоку й плунжеру та погіршує регулювальні властивості всього клапана.

В системах керування пресами з НАП зношення гідравлічних вузлів і компонентів зумовлений наявністю в них кавітаційних процесів під впливом робочої рідини високого тиску [131–133]. Найбільш схильні до кавітаційного впливу дросельні клапани керування, регулювальна дія яких полягає в зміні їх прохідного перерізу та, відповідно, коефіцієнту гідравлічного опору, що викликає втрату напору й зміну кількості рідини, що проходить через клапан [134]. Таке дроселювання супроводжується закипанням робочої рідини в звуженнях потоку, виділення з неї газових або парових бульбашок з подальшими їх лопанням в зонах підвищеного тиску (розширення) потоку. Під дією бульбашок, що лопаються, виникають мікрогідроудари та локальне підвищення температури, яке руйнує елементи гідроприводу [135–140].

Кавітаційні властивості регулювальних клапанів й інших місцевих опорів оцінюють за величиною безрозмірного числа кавітації χ [137]

$$\chi = \frac{p_1 - p_k}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{ж}^2}, \quad (1.1)$$

де p_1 – тиск перед клапаном;

p_k – тиск, при якому утворюються кавітаційні бульбашки;

ρ – щільність робочої рідини;

$V_{ж}$ – швидкість течії робочої рідини в клапані.

Тиск p_k прийнято вважати рівним тиску насичених парів в рідині. Однак в гідросистемах кувальних пресів робоча рідина містить велику кількість розчиненого повітря. Тому критичний тиск p_k для гідравлічних пресів з НАП значно вище тиску насичених парів і може бути прийнято рівним 0,05 МПа [133].

Момент виникнення кавітації в клапані відповідає критичному числу кавітації $\chi_{кр}$. Якщо $\chi > \chi_{кр}$, то регулювальний клапан працює в докавітаційній зоні. Якщо $\chi \leq \chi_{кр}$, то клапан знаходиться або в перехідній критичній зоні кавітації, або в закритичній зоні, коли спостерігається його кавітаційний зношення. Значне перевищення $\chi_{кр}$ над χ говорить про розвинений кавітаційний процес в клапані та його інтенсивне руйнування [139].

Аналіз умов експлуатації кувальних пресів з НАП показує, що в даний час перепади тисків і швидкості рідини в гідравлічних системах такі, що регулювальні клапани працюють на всьому ході або на його частини в закритичній кавітаційній зоні [141].

На практиці боротися з кавітацією можна наступними методами [136]:

- зниженням швидкостей та перепадів тиску в гідросистемі преса;
- створенням кавітаційностійких матеріалів;
- раціональним проектуванням елементів гідросистеми.

Зниження тисків і швидкостей рідини в системах не відповідає інтересам виробництва, так як це означало б зниження зусиль пресів і їх продуктивності [131]. Відомі спроби знайти матеріал для виготовлення клапанів, що має підвищену кавітаційну стійкість, але вони не привели до успіху. Навіть при використанні дорогих високолегованих марок сталей кавітаційна стійкість підвищувалася незначно [142 -144].

Найбільш прийнятним для умов виробництва методом підвищення кавітаційної стійкості дросельних регулювальних клапанів є раціональне конструюванням їх проточною частини з перенесенням зони утворення кавітаційних бульбашок з їх подальшою конденсацією в таке місце, де кавітаційна ерозія нанесе клапану мінімальні ушкодження [134, 140].

На рисунку 1.6 наведені криві зміни чисел кавітації, характерні для більшості експлуатованих в даний час дросельних регулювальних клапанів. З графіків на рисунку 1.6 видно, що клапани на більшій частині ходу h відкриття й закриття ($0,7h$) працюють в закритичній зоні. При цьому найбільшому кавітаційному зношенню піддаються запірні фаски [139, 145].

Моделі кавітаційних потоків робочої рідини в проточних частинах клапанів різних конструкцій для режимів відкриття показані на рисунку 1.7, де введені наступні позначення: 1 – запірна фаска; 2 – плунжер клапана; 3 – пропускні отвори в стакані; 4 – дроселюючий елемент (острішка); 5 – критичний прохідний переріз; 6 – місця кавітаційного зношення.

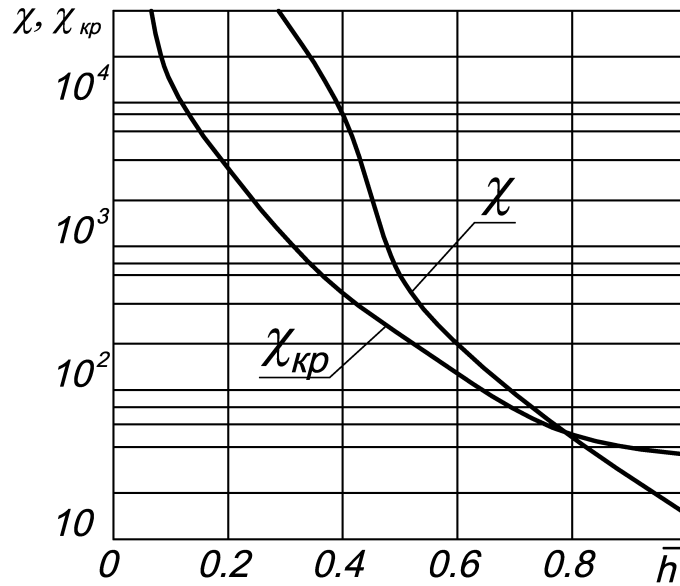


Рисунок 1.6 – Криві зміни числа кавітації регулювальних клапанів

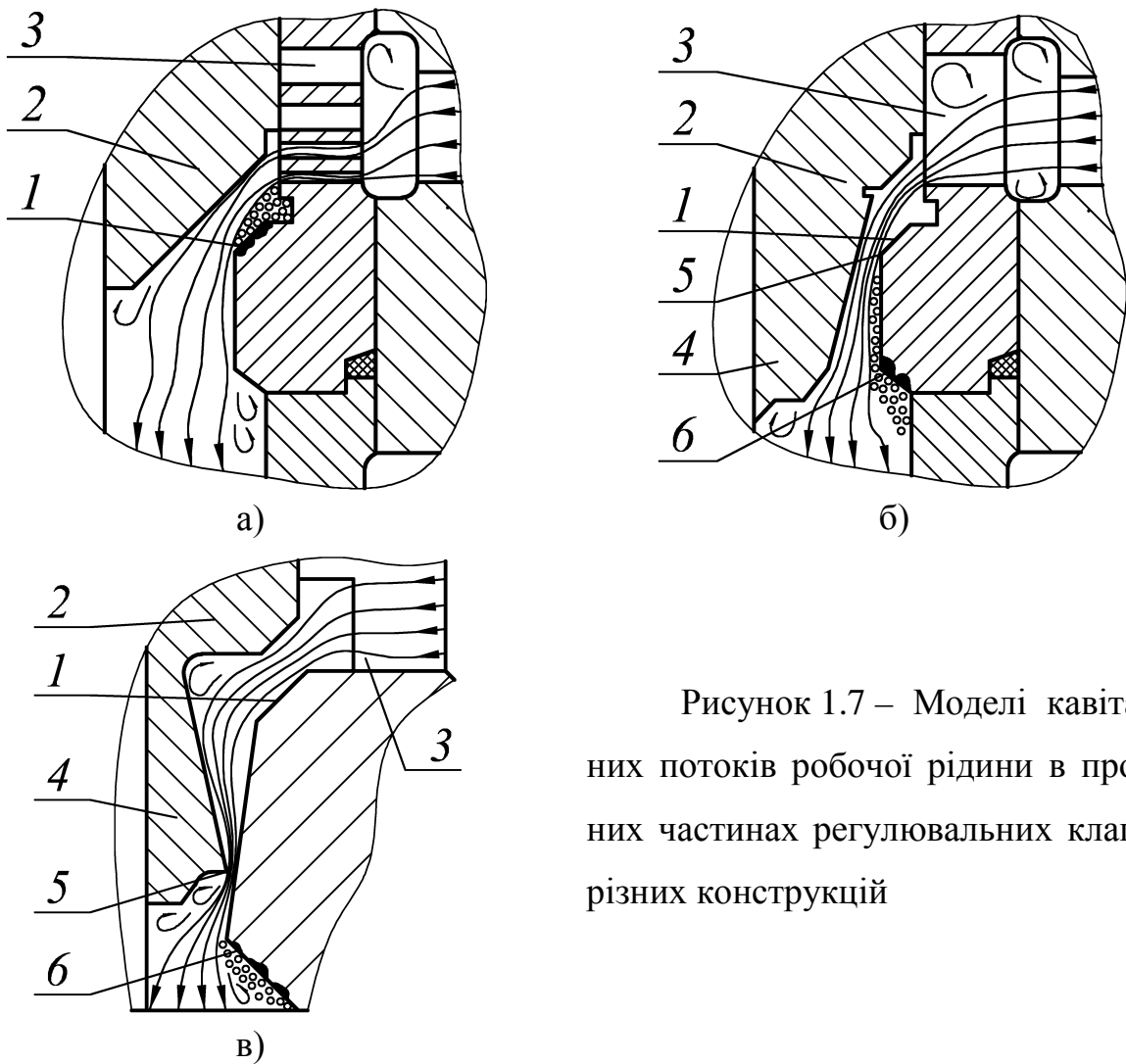


Рисунок 1.7 – Моделі кавітаційних потоків робочої рідини в проточних частинах регулювальних клапанів різних конструкцій

В клапанах з проточною частиною першого типу (див. рис. 1.7, а) найменший (критичний) прохідний переріз знаходиться в отворах 3 направляючого стакана, тобто воно розташовано вище запірної фаски 1. Потік рідини високого тиску, проходячи крізь критичний переріз, різко звужується та прискорюється. Тиск в потоці також різко падає, що викликає скипання рідини та виділення з неї кавітаційних бульбашок, які рухаються разом з потоком. Після проходження отворів 3 в направляючому стакані потік рідини різко розширюється, тиск в ньому підвищується, в результаті чого кавітаційні бульбашки лопаються, причому багато з них прямо на поверхні запірної фаски 1. Під впливом мікрогідроударів, що виникають при лопанні бульбашок, фаска 1 швидко руйнується, клапан втрачає герметичність.

Найбільша інтенсивність кавітаційного зношення спостерігається в моменти відкриття дросельного регулювального клапана, коли перепад тисків і швидкість рідини в критичному перерізі максимальні.

Це характерно для всіх регулювальних клапанів з верхнім розташуванням критичного перерізу, що працюють при тиску 32 МПа та більше. При інтенсивній роботі преса термін служби клапанів становить 1,5...3,0 тижні. Погіршує ситуацію насиченість рідини повітрям внаслідок їх контакту в гідравлічному базоні акумулятора та в наповнювально-зливному баці [133 –135].

Найбільш простим конструктивним рішенням щодо перенесення критичного перерізу в клапані нижче запірної фаски 1 є надання знизу плунжера 2 конічного острішка 4, що звужується, та заміна сітки дрібних отворів в направляючому стакані кількома великими отворами 3 для вільного проходу рідини, як це показано на рисунку 1.7, б. У цьому клапані критичний прохідний переріз 5 утворений кільцевою щілиною між нижньою кромкою запірної фаски 1 і конічною поверхнею острішка 4 плунжера 2. По мірі підйому клапана площа щілини збільшується, пропускаючи більшу кількість рідини. Критичний переріз розташований нижче фаски 1, тому кавітаційні бульбашки, що утворилися в ньому, виносяться в підклапанний простір (місце б), де й лопаються, не завдаючи шкоди запірній фасці 1 [145].

Незважаючи на високу кавітаційну стійкість запірної фаски 1, клапан (див. рис. 1.7, б) виявився непридатний для промислової експлуатації через досить значну ймовірність виникнення коливань плунжера 2. Як показали дослідження [134, 146], плунжер 2 в періоди підйому й опускання здійснює високочастотні поздовжньо-крутильні коливання, що супроводжуються неприємним звуковим ефектом. При цьому спостерігається фреттинг-корозія та розклепування запірної фаски 1, а також підвищене зношення сполучених поверхонь. Основною причиною коливань штоку та плунжера такого клапана виявилася наявність в проточній частині каналу, що розширюється, – дифузора, утвореного поверхнею острішка 4 та циліндричною поверхнею отвору сідла клапана. У дифузори потік рідини вкрай нестійкий, профілі швидкостей безперервно деформуються, потік закручується та відривається від стінок отвору [147].

Альтернативою дифузора, який дестабілізує потік рідини, є конфузор, тобто насадок, що звужується. В конфузори потік рідини, який пройшов через дестабілізуючі пристрої, наприклад, вікна в стакані клапана, набуває упорядкований та стійкий характер. Швидкість робочої рідини поступово наростає, причин для зриву й закручування потоку немає [134].

В такому клапані (див. рис. 1.7, в) конфузор утворений конічним отвором сідла, що звужується, та конічним острішком 4, який розширюється. Критичний (мінімальний) прохідний переріз 5 завжди знаходиться набагато нижче фаски 1 і при підйомі плунжера 2 піднімається разом з ним. Потік рідини, пройшовши крізь вікна 3 в стакані, змінює напрямок і потрапляє в конфузор, утворений конічними поверхнями острішка 4 та отвору сідла. Тут потік стабілізується, зазнаючи при цьому прискорення та стиснення.

Оскільки в конфузори не відбувається інтенсивна турбулізація, немає локальних відривів та розворотів струменя рідини, острішок 4 не піддається впливам, що призводять до автоколивань плунжера 2. В клапані не відбувається коливальних явищ на всьому ході відкриття (закриття). У зоні критичного перерізу 5 потік зазнає найбільшого стиснення, після чого створюється раптове розширення струменя робочої рідини, що проходить, як відомо, з найбільшим пог-

линанням енергії потоку рідини, тобто з найбільш ефективним дроселюванням [147]. Критичний переріз розташований набагато нижче запірної фаски 1, завдяки чому виключається її кавітаційний знос.

Промислова експлуатація клапана (див. рис. 1.7, в) на кувальних пресах зусиллям від 20 до 63 МН показала, що тривалість його безремонтної роботи становить 8...12 місяців (замість 2... 3 тижнів клапанів (див. рис. 1.7, а), з верхнім розташуванням критичного перерізу) [134].

Таким чином, розглянуті моделі кавітаційних потоків робочої рідини в проточних частинах регулювальних клапанів різних конструкцій (див. рис. 1.7) показують, що типова конструкція розвантаженого регулювального клапана (див. рис. 1.5, в) гарантує відсутність кавітаційного зносу тільки в початковий момент відкриття клапана, коли критичний переріз розташовується нижче запірної фаски. По мірі підйому клапана цей мінімальний переріз зміщується в область пропускних отворів в стакані клапана, концентруючи зону хлопання кавітаційних бульбашок в порожнині, обмеженій, в основному, запірною фаскою та штоком, приводячи до їх одночасного кавітаційного руйнування. При цьому відсутність коливань забезпечується тільки за рахунок жорсткого з'єднання штока з індивідуальним сервоприводом, не дозволяючи клапану здійснювати поздовжньо-крутильні коливання. Незважаючи на це, в штоку крім напружень розтягування та стиснення виникають також й напруження крутіння (особливо при впливі нестійкого потоку рідини високого тиску, що закручується), які спільно з кавітаційним впливом призводять до його швидкого руйнування. Тому конструкція дросельного регулювального клапана розвантаженої конструкції сучасних гідравлічних пресів з НАП не відповідає вимогам кавітаційної стійкості та відсутності коливальних явищ, а, значить, потребує подальшого вдосконалення.

1.2.3 Наповнювальні-зливні системи

Поряд з дросельними регулювальними клапанами отримали подальший розвиток й наповнювальні-зливні клапани [95, 124, 148]. Детальний опис розвитку конструкцій НЗК і систем наповнення викладений в роботах [149, 150] автором поданої дисертації та в повному обсязі тут не наводиться.

Застосування індивідуального сервоприводу керування дозволило вбудувати НЗК (рис. 1.4) цілком в донну частину робочих циліндрів, підвищуючи тим самим компактність і знижуючи металоємність наповнювальні-зливної системи преса [111, 117–119]. У зв'язку з цим конструкція донної частини робочих циліндрів зазнала наступні основні зміни [151–155]:

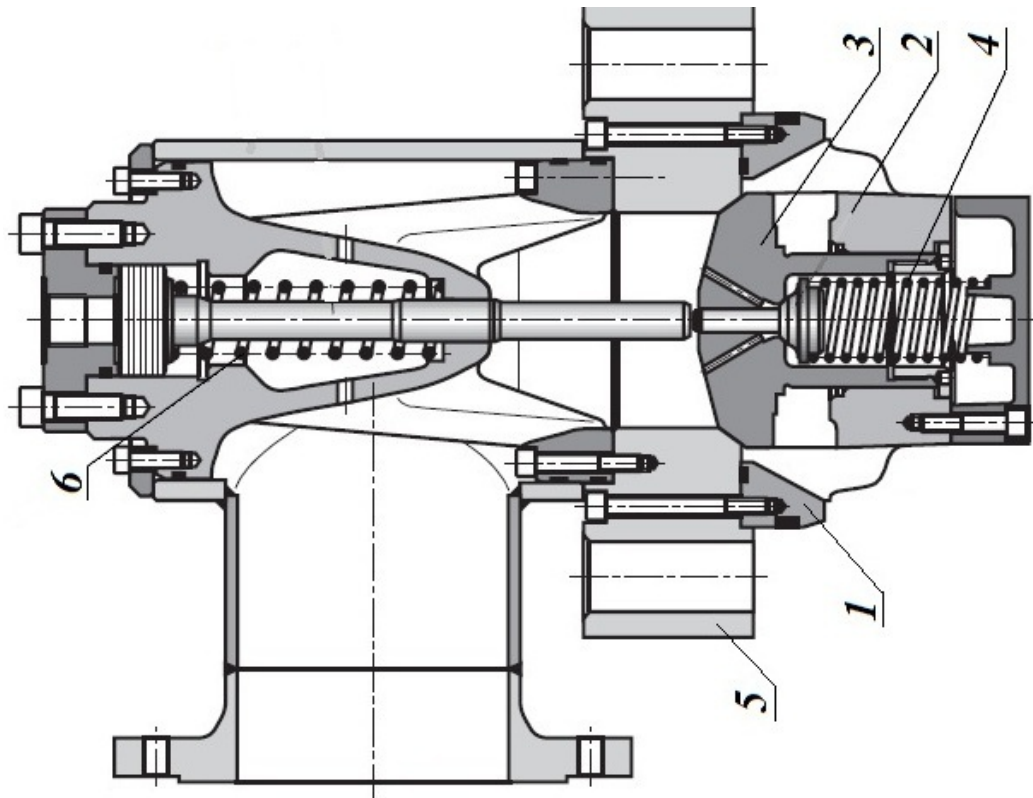
- збільшено осьовий отвір корпусу циліндра з виконанням в ньому проточок і профілюванням поверхні під вбудований НЗК;
- виконані додаткові отвори для підведення рідини високого тиску та приєднання гідроліній керування;
- суттєво збільшена товщина донної частини внаслідок ослаблення днища широким осьовим отвором, при цьому днище робочого циліндра служить також і корпусом для наповнювальні-зливного клапана.

Завдяки цьому усунуті масивні клапанні коробки наповнювальні-зливних клапанів, які традиційно встановлювалися на верхній нерухомій поперечині або в напрямку біля преса. Самі наповнювальні-зливні клапани мають досить полегшену конструкцію.

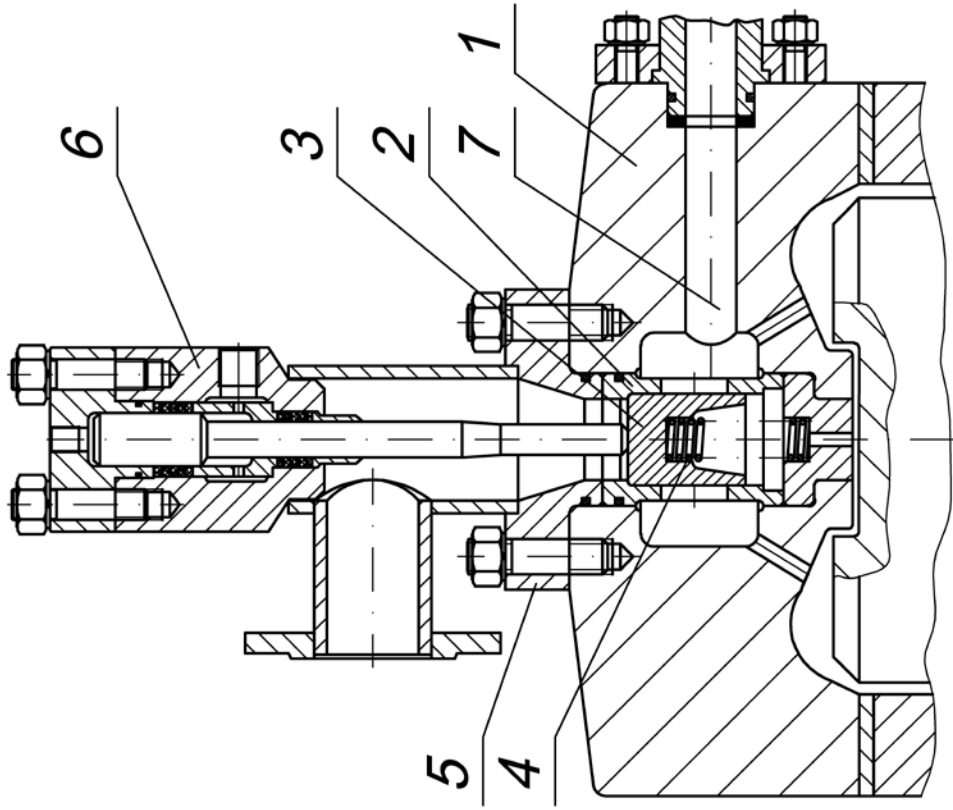
Найбільше застосування в сучасних пресах з НАП знайшов НЗК вертикальної конструкції з клапанами плунжерного та тарілчастого типів.

На рисунку 1.8 представлені конструкції вузлів НЗК плунжерного типу, розроблені НКМЗ (а) [156] та Bosch REXROTH (б) [113].

У розточці робочого циліндра 1 встановлений направляючий стакан 2, в якому розміщений наповнювальні-зливний клапан 3. Клапан працює як би в перевернутому положенні та знизу підтискається до сідла в стакані 2 пружиною 4. Рідина низького тиску подається зверху через фланець 5.



б)



а)

Рисунок 1.8 – Конструкції вузлів НЗК плунжерного типу НКМЗ (а) та Bosch REXROTH (б)

Тут же змонтований циліндр 6 індивідуального сервоприводу, який при відкритті штовхає клапан 3 вниз. Верхня порожнина циліндра 6 керована, а нижня, менша за площею, з'єднана з джерелом постійного тиску. Високий тиск від головного клапанного розподільника подається в робочий циліндр гідравлічного преса по окремому каналу 7.

Вузли НЗК (див. рис. 1.8) відрізняються відносною компактністю [150]. До їх недоліків можна віднести низьку жорсткість конструкції, високий гідравлічний опір всього вузла, а також важкодоступність пружини 4, яка омивається робочою рідиною та є нерегульованою. Керування сервоприводу НЗК релейне. Це знижує надійність роботи наповнювально-зливної системи та продуктивність всього преса внаслідок уповільненого заповнення й скидання робочої рідини на ходах наближення та зворотному.

Для забезпечення задовільної роботи розглянуті вузли наповнювально-зливних клапанів (див. рис. 1.8) повинні бути повністю занурені в робочу рідину, тому їх рекомендується розміщувати в накопичувальних баках, які встановлюються зверху на робочі циліндри преса. Однак таке розміщення вузлів НЗК знижує їх ремонтпридатність та істотно збільшує габарити преса по висоті. У разі виходу з ладу пружин або сервоприводу, для здійснення ремонтних робіт необхідна розгерметизація всієї гідросистеми преса зі зливом робочої рідини. Ці роботи вимагають тривалого часу й подальшого очищення робочої рідини або її повної заміни, відповідно, будучи причиною тривалого простою преса, знижуючи ефективність його експлуатації.

Подальшим вдосконаленням наповнювально-зливних клапанів є конструкції вузлів НЗК, представлені на рисунку 1.9, також розроблені НКМЗ (а) [157] та Bosch REXROTH (б) [113]. Вони також вбудовані в робочому циліндрі 1 преса, проте істотно змінилася та спростилася їх конструкція. Клапан 2 виконано тарілчастим заодно зі штоком 3. Пружина 4 винесена назовні та не контактує з робочою рідиною. В іншому наведені вузли наповнювально-зливних клапанів схожі за конструкціями, представленими на рисунку 1.8.

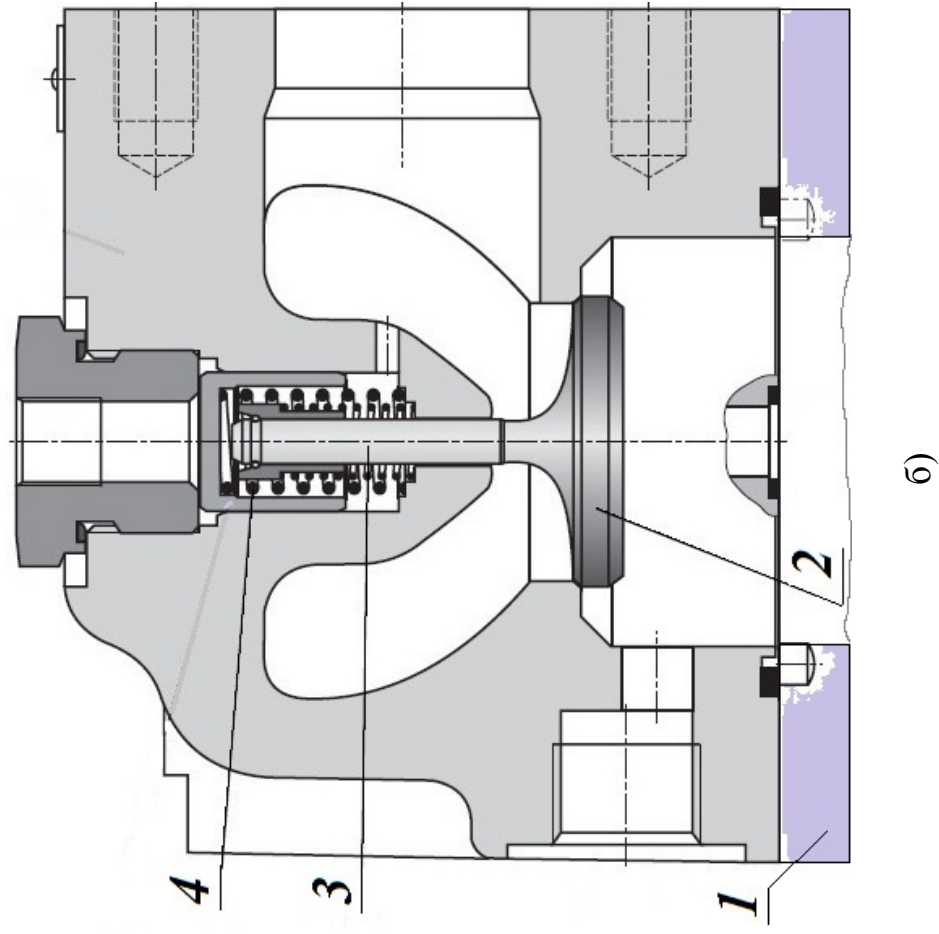
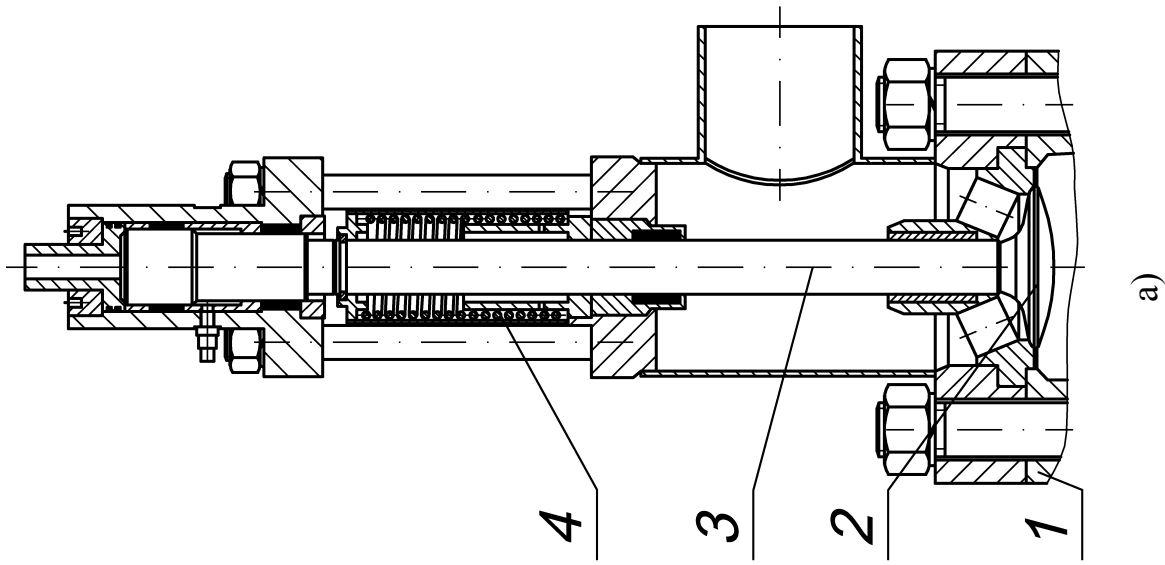


Рисунок 1.9 – Конструкції вузлів НЗК тарілкового типу НКМЗ (а) та Bosch REXROTH (б)

НЗК (див. рис. 1.9, а) як мінімум на 1,0...1,5 м збільшує габарити преса по висоті, має низьку жорсткість, проте простий в конструкції, має малий гідравлічний опір, пружина не контактує з робочою рідиною.

Конструкція НЗК (див. рис. 1.9, б) має підвищену компактність, однак її застосування обмежується пресами невеликих зусиль внаслідок низької пропускну здатності й підвищеного гідравлічного опору.

В даний час на гідравлічних пресах з НАП практично в рівній мірі знаходять своє застосування вузли НЗК як плунжерного (див. рис. 1.8), так і тарілчастого (див. рис. 1.9) типів. Властиві їм недоліки компенсуються загальним налаштуванням режимів роботи системи наповнення та зливу, яка крім НЗК включає в себе наступні основні компоненти [158 –160]:

- тонкостінний наповнювально-зливний трубопровід великого прохідного перерізу (від 200 мм і більше) з можливою установкою в ньому компенсаторів гідроударів, що забезпечують безударне скидання потоку робочої рідини з робочих циліндрів на зворотному ході рухомої поперечини (характерно в основному для потужних гідравлічних пресів);
- наповнювально-зливний бак, який служить акумулятором робочої рідини низького тиску (порядку 0,4...0,6 МПа, створюваного повітрям від цехової магістралі), що надходить в робочі циліндри на ході наближення рухомої поперечини до поковки та скидається з них на зворотному ході.

Для компенсації рідинного голодування на ході наближення рухомої поперечини в системі низького тиску передбачаються проміжні накопичувачі, що встановлюються біля робочих циліндрів або безпосередньо зверху на них.

Внаслідок такого компонування суттєво збільшуються габарити преса, а сама наповнювально-зливна система виявляється перевантаженою гідравлічними опорами, що перешкоджають її нормальній роботі [149, 150].

Відомі також конструкції НЗК із вбудованими в плунжери розвантажувальними клапанами та дроселюючими елементами різних конструктивних характеристик, відмінних від релейної [149]. Такі НЗК здатні здійснювати прискорену декомпресію робочих циліндрів пресів відразу ж після робочого ходу або

при більш високому залишковому тиску в порівнянні з НЗК традиційних плунжерних і тарілчастих типів. При цьому ці клапани в силу своїх дроселюючих властивостей можуть застосовуватися для гальмування рухомої поперечини на зворотному ході у верхньому положенні, як це описано в роботі [161].

Однак наповнювально-зливні клапани зазначеної конструкції не знайшли широкого застосування, так як їх працездатність обмежується не кавітаційним зносом запірної фаски, а абразивним зносом плунжера та напрямного стаканця. Зазор між ними, який збільшується в процесі експлуатації, призводить до незадовільного розвантаження клапана та підвищенню зусилля його підйому. В процесі експлуатації зношується також й розвантажувальний клапан.

Наявність розвантажувального клапана всередині основного суттєво ускладнює в цілому конструкцію НЗК і вносить деяку невизначеність в процес дроселювання при декомпресії робочих циліндрів та гальмування рухомої поперечини, особливо, коли неправильно розраховані прохідні перерізи розвантажувального клапана та дросельних отворів в його направляючому стаканці. Крім того, при заповненні робочих циліндрів рідиною низького тиску НЗК, що має дроселюючі елементи, створює зайвий опір потоку рідини низького тиску, що надходить з НЗБ.

Таким чином, наповнювально-зливні системи потребують подальшого вдосконалення та узгодження функцій складових їх елементів з оптимальними за швидкодією та безударністю режимами роботи преса на ходах наближення рухомої поперечини до поковки та зворотних етапах.

1.2.4 Системи зворотних та врівноважувальних циліндрів

Зворотні та врівноважувальні циліндри відносяться до силових вузлів гідравлічних пресів, що працюють в умовах високих внутрішніх тисків з боку робочої рідини. До зворотних циліндрів тиск подається в період зворотного ходу для підйому рухомої поперечини у верхнє положення, тому їх часто називають

підйомними. На відміну від зворотних врівноважувальні циліндри завжди пов'язані гідролініями з акумулятором, являючи собою постійно діючу гідравлічну пружину [35–41]. У більшості конструкцій сучасних гідравлічних пресів з НАП (див. рис. 1.4) зворотні та врівноважувальні циліндри мають нижнє розташування та встановлюються на нижній нерухомій поперечині (станині) з можливим заглибленням відносно долівки цеху [46, 50, 55, 58].

Від верхнього їх розташування поступово відмовляюся внаслідок ненадійного кріплення та передачі зусилля на рухому поперечину за допомогою ригелів і тяг. В деяких конструкціях гідравлічних пресів відмовляються також і від самих врівноважувальних циліндрів, замінюючи їх зворотними. У ряді робіт [5, 24, 49, 69, 162] відзначається важливе значення врівноважувальних циліндрів для покращення показників роботи гідравлічних пресів. Однак не наводяться критерії необхідності їх установки в пресах з НАП, особливо потужних. Також не розглянуто вплив врівноважувальних циліндрів на динамічні особливості різних етапів машинного циклу гідравлічних пресів, а рекомендації щодо їх проектування носять загальний характер без урахування новітніх конструктивних особливостей систем керування пресами з НАП.

Відомі рекомендації з проектування зворотних циліндрів також не враховують ці особливості. Використання індивідуального сервоприводу призводить до розширення функціонального призначення системи зворотних циліндрів, яка може бути задіяна не тільки на зворотному ході [72–78]. Однак навіть в новітніх конструкціях пресів використання зворотних циліндрів обмежено виключно зворотний ходом, а врівноважувальними циліндрами в багатьох випадках й зовсім необґрунтовано нехтують.

На практиці активні площі зворотних і врівноважувальних циліндрів визначають як частки від загальної активної площі робочих циліндрів – 10% доводиться на зворотні та 8% на врівноважувальні циліндри [162].

Слід зазначити, що проектуванню систем гідроліній зворотних і врівноважувальних циліндрів в літературі та на виробництві практично не приділяється уваги, вважаючи їх другорядними і такими, що не беруть участі в робо-

чому ході, тобто безпосередній обробці поковки. При цьому, як правило, розраховують тільки по одній магістралі на зворотні та врівноважувальні циліндри, виходячи із значень їх активних площ.

1.3 Математичні моделі основних етапів машинного циклу гідравлічних пресів з НАП, методи проектування та розрахунку базових параметрів систем керування

1.3.1 Загальні підходи побудування математичних моделей

Фундамент загальної теорії та базові основи аналітичного розрахунку гідравлічних пресів з НАП створені працями ряду поколінь учених й інженерів, які систематично досліджували та проектували ковальсько-пресове обладнання для різних потреб виробництва відповідно до новітніх технологічних процесів пластичної обробки металу в гарячому стані. Незважаючи на велику різноманітність конструкцій, в машинному циклі гідравлічних пресів з НАП виділяють наступні основні етапи [87 –90]:

- хід наближення рухомої поперечини до поковки, на якому відбувається заповнення робочих циліндрів рідиною низької тиску, що надходить із НЗБ за допомогою наповнювально-зливної системи;
- робочий хід, при якому здійснюється пластичне деформування поковки під дією рідини високого тиску, що підводиться системою керування до робочих циліндрів від НАС;
- декомпресія робочих циліндрів від високого тиску по закінченні робочого ходу зливним клапаном з високими дроселюючими властивостями;
- зворотний хід рухомої поперечини, який здійснюється шляхом подачі рідини високого тиску в зворотні циліндри.

Всі зазначені етапи мають важливе значення для забезпечення ефективної та надійної роботи гідравлічних пресів, а також необхідної точності виконання

технологічного процесу [163]. При цьому кожен з етапів суттєво відрізняється як характером руху рухомої поперечини, так і діючими в машині силами. Відповідно, відрізняються один від одного і їх математичні моделі, що розробляються на базі розрахункових схем і динамічних моделей – диференціальних рівнянь у вигляді Коші [164].

Переключення гідравлічного преса з одного етапу на інший здійснюється системою керування шляхом відкриття й закриття відповідних клапанів – дросельних регулювальних і наповнювально-зливних. Тому при побудові математичних моделей доцільним є розбиття етапів, що розглядаються, на окремі інтервали, які відповідають моментам спрацювання клапанів, а саме [98]:

- в процесі відкриття й до початку закриття клапана при розгоні рухомих мас і сталому переміщенні;
- в процесі закриття при їх гальмуванні;
- після закриття клапана у випадку інерційного вибігу.

В роботах Бочарова Ю.О., Васильєва Б.П., Добринського М.С., Розанова Б.В., Синицького В.М. та інших вчених, присвячених дослідженню динаміки гідравлічних пресів, важливе значення приділяється врахуванню параметрів робочої рідини. Зокрема, в роботі [163] відзначається, що сили, що діють в гідравлічному пресі з НАП, носять змінний характер, а робочі органи переміщуються зворотно-поступально, тому рух рідини в гідроприводі є несталим. Отже, при математичному моделюванні необхідно враховувати інерційну складову потоку рідини [165].

В дослідженнях Синицького В.М. вказується, що в усіх випадках зміни навантажень або швидкого маніпулювання органами керування пресом розрахунки без урахування пружності робочого середовища не зможуть виявити картини коливань тиску, що виникають в рідині, або швидкостей її течії [166, 167]. Ігнорування пружності при описанні перехідних процесів в гідроприводі призводить до виникнення суттєвих похибок при моделюванні [168 –170].

У зв'язку з цим для описання процесів, що відбуваються в гідросистемі пресів з НАП, застосовують, в основному, два типи розрахункових моделей –

«жорстку» та «пружну» [171–173]. Вибір тієї чи іншої з моделей залежить від характеру динамічного процесу та поставленого завдання досліджень.

1.3.2 Хід наближення рухомої поперечини до поковки

Хід наближення є початковим етапом машинного циклу та здійснюється без підведення рідини високого тиску до пресу [87]. Переміщення рухомих частин відбувається під дією сили тяжіння рухомих мас і перепаду тисків між НЗБ і робочими циліндрами. Рухома поперечина приводиться до руху шляхом відкриття зливного клапану зворотних циліндрів, внаслідок чого ліквідується підпір у вигляді замкненого в них об'єму рідини.

В процесі наближення рухомої поперечини до поковки заповнення простору, що вивільняється, в робочих циліндрах здійснюється системою наповнення преса, параметри якої повинні гарантувати підведення до пресу необхідного об'єму рідини низького тиску за умови відсутності рідинного голодування та вакуумування робочих циліндрів [148–150].

Дослідження роботи систем наповнення гідравлічних циліндрів пресів, проведені Поповим М.І. [174], показують, що системи наповнення експлуатованих пресів необґрунтовано громіздкі та відчувають значні динамічні навантаження, які різко скорочують ресурс безвідмовної роботи. У системах наповнення при експлуатації накопичується повітря за рахунок амплітудного зниження тиску в періоди розгону рухомої поперечини.

Методики розрахунку системи наповнення, розроблені Бочаровим Ю.О., Поповим М.І., Праздніковим А.В., Прокоф'євим В.М., Розановим Б. В. передбачають наявність в них джерела постійного тиску, а перемикання розподільних пристроїв на хід наближення вважається миттєвим [163, 175]. Однак, як показує досвід промислової експлуатації гідравлічних пресів з НАП [92–94], тиск в наповнювально-зливному баці не відрізняється постійністю та залежить від рівня тиску в цеховій пневматичній магістралі з безліччю споживачів, а також пара-

метрів руху рухомої поперечини. Миттєве включення в роботу розподільних пристроїв – клапанів – не відповідає дійсності, що підтверджується численними дослідженнями регулювальних клапанів, наведеними в розділі 1.2 поданої роботи. Дане припущення виключило ряд важливих факторів, що описують характеристики дросельних регулювальних клапанів, з математичних моделей ходу наближення поперечини до поковки. Тому, не маючи можливості адекватного моделювання процесу розгону рухомої поперечини через некоректні припущення, наповнювальні системи виявлялися необґрунтовано перевантаженими зайвими гідравлічними опорами та громіздкими компенсаторами. При проектуванні даних систем не приділяється належна увага вибору конструкції та місця установки наповнювальних клапанів різних ступенів зусиль, їх динамічній та кавітаційній стійкості [148 –150].

Математичні моделі, що описують переміщення рухомої поперечини при заповненні робочих циліндрів рідиною низького тиску, являють собою рівняння в формі Д'Аламбера з постійними коефіцієнтами, що характеризують конструктивне виконання гідравлічного преса [163]. До математичних моделей вводяться спеціальні коефіцієнти та критерії, при яких прийняті некоректні допущення не перевищують певну похибку за швидкістю руху поперечини та падіння тиску в робочих циліндрах [174].

Розгін і усталене переміщення рухомої поперечини (зі швидкістю V_n) гідравлічного преса з НАП при миттєвому відкритті дросельного регулювального клапана описується рівнянням Ріккаті [176]

$$a \frac{dV_n}{dt} + bV_n^2 - c = 0, \quad (1.2)$$

де $a \frac{dV_n}{dt}$ – сила інерції Д'Аламбера;

bV_n^2 – сила в'язкого гідравлічного опору;

c – активна сила преса.

Розрахунок параметрів систем наповнення зводиться, відповідно до існуючих методик розрахунку, до максимального зниження інерційного напору в

гідролінії наповнення, що призводить до суттєвого зниження швидкості ходу наближення, а значить і до зниження швидкохідності преса, що є неприпустимим в сучасних умовах ковальсько-пресового виробництва.

Використання в системах керування пресами з НАП індивідуальних сервоприводів робить непридатними раніше розроблені методики розрахунку та рекомендації з конструювання наповнювально-зливних систем, а існуючі математичні моделі втрачають свою адекватність.

Традиційно наповнювально-зливні системи розглядаються відокремлено без зв'язку з системою зворотних і врівноважувальних циліндрів, параметри яких не враховуються в математичних моделях ходу наближення, що не відповідають реальному закону переміщення рухомої поперечини. Також до уваги не береться змінний опір і конструктивна характеристика зливного клапана зворотних циліндрів під час його відкриття й закриття, які визначають динаміку процесу розгону та гальмування рухомої поперечини на ході вниз, а розгоном рухомої поперечини та перехідними процесами під час розгону на ході наближення часто нехтують. Крім цього в літературі немає аналітичного опису процесів, що відбуваються в робочих циліндрах при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки, в залежності від параметрів системи зворотних циліндрів. Тому немає можливості визначити раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення гідравлічних пресів з НАП, що гарантують відсутність рідинного голодування робочих циліндрів.

Слід зазначити, що в технічній літературі практично не висвітлені питання проектування наповнювально-зливних систем сучасних гідравлічних пресів з НАП. Немає простих і точних формул для розрахунку та проектування цих систем раціональної конструкції, відсутні рекомендації щодо застосування НЗК з індивідуальним сервоприводом і створення безударних режимів розгону рухомої поперечини на ході наближення до поковки.

1.3.3 Робочий хід гідравлічних пресів з НАП

Робочий хід є найбільш важливим етапом машинного циклу гідравлічного преса з НАП, протягом якого відбувається деформування заготовки до необхідного, заздалегідь заданого, розміру під дією переміщення інструменту завдяки рідині високого тиску, що подається в робочі циліндри від акумулятора [163, 177]. Цей етап машинного циклу починається після відкриття впускного регулювального клапана робочих циліндрів. Рухома поперечина, яка після ходу наближення нерухомо лежала на поковці, розганяється та деформує її.

Особливий внесок в дослідження динаміки та розвиток математичних моделей робочого ходу ковальсько-пресових машин з гідроприводом внесли Бочаров Ю.О., Васильєв Б.П., Добринський М.С., Зімін О.І., Іскович-Лотоцький Р.Д., Розанов Б.В., Синицький В.М., Шинкаренко О.М. Перераховані вчені для опису процесів, що відбуваються в гідросистемах на робочому ході, застосовували, в основному, два види розрахункових моделей:

- нестисливу, тобто «жорстку», при якій маса рідини зосереджена в точці, рідина нестислива, а трубопровід не деформується;
- зі зведеними параметрами пружності – «пружну» модель, – при якій маса рідини зосереджена в точці, а пружність рідини та деформованість трубопроводу зведені до лінійних жорсткостей.

В роботах Розанова Б.В. відзначається, що в силу відносної тихохідності гідравлічних пресів пружні властивості їх гідросистем проявляються протягом коротких початкових етапів циклу [163].

Дослідженнями, проведеними Бочаровим Ю.О., встановлено, що з моменту відкриття регулювального клапана до моменту початку руху плунжера суттєву роль відіграють фактори стисливості рідини та пружності трубопроводу. По мірі руху плунжера роль цих факторів слабшає та внаслідок тертя з часом зникає [87]. При цьому відмічається, що виконавчі механізми гідравлічних пресів – гідроциліндри, а також напірні трубопроводи, мають товстостінну конструкцію та є герметичними. Це дає підставу не враховувати їх пружні деформа-

ції та стиснення невеликого об'єму рідини в них при подачі робочої рідини від акумулятора до плунжеру циліндра.

В дослідженнях Ісковича-Лотоцького Р.Д. розроблені багатомасові пружні динамічні моделі, в яких робоча рідина представляється у вигляді тіла Кельвіна – Фохта, що складається з паралельно з'єднаних елементів – безінерційних пружного та дисипативного [168–170]. Взаємодії в гідросистемі при деформації заготовки описуються системою диференціальних рівнянь другого порядку. При цьому в математичні моделі вводиться ряд припущень відповідно обраній моделі гідроприводу.

Особливий внесок в дослідження робочого ходу гідравлічних пресів з НАП вніс Шинкаренко О.М., який вперше виділив три інтервали робочого ходу та розробив їх математичні диференціальні моделі в формі Коші [178]. При цьому ознакою, за якою робочий хід поділявся на інтервали, є моменти спрацьовування регульовального клапана робочих циліндрів, а саме:

інтервал 1 – основне обтиснення, при якому відбувається розгін рухомої поперечини на поковці при регульовальному клапані, що відкривається, та усталений рух при повністю відкритому клапані;

інтервал 2 – гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі при регульовальному клапані, який закривається (швидкісний вибіг);

інтервал 3 – переміщення рухомої поперечини після закриття регульовального клапана (інерційний вибіг).

В основу математичного опису першого інтервалу покладена «жорстка» модель гідроприводу, яка відповідає рівнянню Ріккати у вигляді [177]

$$a \frac{dV_n}{dt} + bV_n^2 - c + R_n = 0, \quad (1.3)$$

де R_n – сила опору поковки деформуванню.

Шинкаренко О.М. встановлено, що динаміка руху поперечини на першому інтервалі цілком визначається законом опору поковки деформуванню, який може бути виражений поліномом третього ступеня [179].

На другому інтервалі робочого ходу рідина в гідролінії «НАС – прес» і металеві рухомі частини, які переміщуються на першому інтервалі як одна маса, набувають характеру двухмасової системи. При цьому роздільником мас є регулювальний клапан, що закривається. Тому при створенні розрахункової схеми другого інтервалу в якості однієї з мас двухмасової системи можна прийняти зведену до поперечини масу рідини на ділянці гідроприводу «НАС – клапан», а в якості другої – суму мас металевих рухомих частин і рідини на ділянці «клапан – робочий циліндр». В якості елемента, що зв'язує обидві маси, можна використовувати невагому пружину, параметри якої відповідають наведеній пружності другої ділянки гідроприводу. Більш детально процес створення динамічної розрахункової моделі робочого ходу гідравлічних пресів з НАП викладено в статті [180] автора поданої дисертації та в повному обсязі тут не наводиться. При цьому опір поковки деформуванню на другому інтервалі робочого ходу вважається постійним [179].

На третьому інтервалі після закриття регулювального клапана відбувається розділення ділянок гідроприводу до та після клапана, в результаті чого взаємодія наведених мас припиняється. Перша маса повністю загальмовується, а друга, тобто поперечина й зведена до неї маса рідини на ділянці «клапан – робочий циліндр», продовжує свій рух. У зв'язку з відключенням акумулятора енергетичний запас преса вже нічим не поповнюється. Накопичена кінетична та потенційна енергія витрачається, в основному, на просування поперечини вниз і подолання сил опору.

За основу математичного опису третього інтервалу робочого ходу приймається одномасова «пружна» модель, що враховує лінійну жорсткість пружних елементів гідроприводу на ділянці «клапан – робочий циліндр», змінний опір поковки деформуванню, обумовлений знеміцненням металу, а також інтенсивність декомпресії робочих циліндрів після закінчення другого інтервалу робочого ходу. В роботі [181] автором поданої дисертації зроблена спроба проаналізувати раніше проведені дослідження робочого ходу з метою виявлення взаємозв'язку останніх двох параметрів. Встановлено, що знеміцнення металу

поковки та декомпресія робочих циліндрів обумовлюють точність зупинки рухомої поперечини на заданому розмірі. Однак в літературі, яка безпосередньо відноситься до теми дисертаційної роботи, даний факт просто констатується без наведення наукового обґрунтування.

Таким чином, взаємозв'язок процесів знеміцнення металу поковки та декомпресії робочих циліндрів по закінченні другого інтервалу робочого ходу, які протікають паралельно, не досліджений та не встановлений. При цьому також відсутні математичні моделі та дослідження динаміки робочого ходу сучасних гідравлічних пресів з НАП, що працюють на базі індивідуального сервоприводу та регулювальних клапанів розвантаженої конструкції.

1.3.4 Декомпресія робочих циліндрів по закінченні робочого ходу та зворотний хід гідравлічних пресів з НАП

Важливим після закінчення другого інтервалу робочого ходу є здійснення швидкої та безударної декомпресії робочих циліндрів від високого тиску. Етап декомпресії вводиться в машинний цикл гідравлічних пресів з метою зниження тиску рідини в робочих циліндрах до такого значення, при якому можливе буде їх з'єднання з системою низького тиску шляхом відкриття НЗК [87 –90]. Після падіння тиску в робочих циліндрах починається зворотний хід. Як правило, декомпресія здійснюється шляхом дроселювання рідини з робочих циліндрів зливним клапаном невеликого прохідного перетину, встановленим в головному клапанному розподільнику.

Процеси, що відбуваються в гідросистемах пресів з НАП при декомпресії робочих циліндрів і носять коливальний характер, висвітлені в роботах Добринського М.С., Празднікова А.В., Синицького В.М. та інших вчених.

Дослідженню процесу декомпресії та режимів роботи гідравлічних пресів з НАП на зворотному ході присвячена кандидатська дисертація [182] автора поданої роботи, за матеріалами якої написаний ряд статей [161, 183 –190], які

узагальнюють результати проведених наукових досліджень і лягають в основу подальших досліджень, які будуть описані в даній дисертації.

Зокрема, в роботі [183] відзначається, що затримка при декомпресії робочих циліндрів від тиску за тривалістю дорівнює основному ходу деформування та становить 25% часу всього робочого циклу преса. При робочих ходах з великим кінцевим тиском в циліндрах час декомпресії подовжується. Це, крім зниження продуктивності преса, суттєво подовжує час контакту бойків преса з гарячим металом, що прискорює їх зношення [191].

Дослідженнями [184, 185] встановлено, що швидке та безударне розвантаження робочих циліндрів від тиску безпосередньо в наповнювальній-зливній магістраль забезпечується відкриттям НЗК з дроселюючим елементом, який інтенсивно поглинає накопичену пружну енергію рідини. При цьому в основу математичного опису зміни тиску в робочих циліндрах гідравлічного преса з НАП покладено рівняння балансу тисків, що враховує, в тому числі, й змінний опір розвантажувального клапана.

В роботах [186 –189] дається опис особливостей роботи гідравлічних пресів на етапі зворотного ходу, який здійснюється шляхом подачі високого тиску в зворотні циліндри, внаслідок чого рухомі частини піднімаються вгору, витісняючи рідину з робочих циліндрів до НЗБ. Гальмування рухомої поперечини у верхньому положенні здійснюється шляхом закриття впускного клапана зворотних циліндрів. Дослідженнями виявлено, що цей процес супроводжується коливальними явищами, гідроударами, вакуумуванням гідросистеми та підсмоктуванням зовнішнього повітря, що є небажаним і може призвести до порушення роботи гідроприводу. Для усунення зазначених недоліків розроблений новий спосіб швидкого й безударного гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні шляхом закриття НЗК з дроселюючим елементом [161, 190].

Переміщення рухомої поперечини в період розгону на зворотному ході та сталого руху вгору описується рівнянням (1.2), яке відповідає «жорсткій» моделі гідроприводу [186].

Математична модель гальмування рухомої поперечини гідравлічного пресу з НАП в верхньому положенні [187–189] враховує пружність елементів гідроприводу та має вигляд:

- одномасової моделі для опису гальмування закриттям НЗК з дроселювальним елементом;
- двухмасової системи при гальмуванні шляхом закриття впускного клапана зворотних циліндрів з подальшим її перетворенням в одномасову модель для аналізу вибігання поперечини після закриття клапана.

Однак слід зазначити, що сучасний стан гідроприводу пресів робить не-доцільним, а в ряді випадків і неможливим, використання НЗК з дроселюючим елементом через його підвищений гідравлічний опір (необхідний для ефективного поглинання енергії рухомих частин при гальмуванні та дроселювання при декомпресії) і необхідність постачання його масивного плунжера розвантажувальним клапаном для зменшення зусилля підйому.

Отже, необхідно розробити нові способи ефективного гальмування рухомої поперечини на зворотному ході та прискореної декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу, які можуть бути застосовані для гідравлічних приводів сучасних пресів, що працюють на базі індивідуального сервоприводу. Для дослідження факторів, що впливають на динаміку гальмування рухомої поперечини у верхньому положенні, доцільним є розробка математичної моделі затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході після закриття впускного клапана зворотних циліндрів, яка б враховувала параметри коливальної системи, що складається з рухомої поперечини та мас рідини в робочих і зворотних циліндрах.

Для реалізації режимів ефективного гальмування рухомої поперечини на зворотному ході в якості регулювальних і розвантажувальних доцільно використовувати клапани розвантаженої конструкції, дроселювальний елемент яких запобігає виникненню коливальних явищ під час їх спрацьовування.

1.3.5 Методи проектування та розрахунку основних параметрів системою керування гідравлічними пресами з НАП

Досвід багаторічного проектування та експлуатації гідравлічних пресів з НАП показують [177], що для забезпечення точної зупинки рухомих мас на заданому розмірі заготовки та їх плавного розгону за мінімальний час без гідродарних і коливальних явищ необхідно ці процеси здійснювати таким чином, щоб швидкість рухомої поперечки наближалася до:

- нуля в момент закриття регулювального клапана;
- максимального сталого значення в момент відкриття клапана.

При цьому критерієм виникнення гідродарів при перехідних процесів служить прискорення J_n , яке для гідравлічних пресів з НАП не повинно перевищувати максимально припустимого значення $1,2 \text{ м/с}^2$ [163]. Крім цього, прискорення має плавно змінюватися в процесі розгону та гальмування без утворення пікових ділянок. В іншому випадку переміщення рухомої поперечки гідравлічного пресу супроводжується виникненням гідродарів і коливальними явищами різної інтенсивності.

У періоди розгону та гальмування рухомих мас гідроприводу шляхом відповідно відкриття й закриття дросельних регулювальних клапанів, їх гідравлічний опір Δb не є постійною величиною. Він змінюється в часі t (від мінімального значення в разі повністю відкритого клапана до нескінченності в момент змикання запірних фасок) відповідно до таких залежностей [136, 147]

$$\Delta b = \alpha \cdot \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3}\right)^{2 \cdot n}} - 1 \right] \text{ при закритті клапана ;} \quad (1.4)$$

$$\Delta b = \alpha \cdot \left[\frac{1}{\left(\frac{t}{t_{отк}}\right)^{2 \cdot n}} - 1 \right] \text{ при відкритті клапана ,} \quad (1.5)$$

де α – коефіцієнт якості гідросистеми;

$t_3, t_{омк}$ – час закриття й відкриття клапана відповідно;

n – показник виду конструктивної характеристики клапана.

Коефіцієнт α є важливим показником гідроприводу преса та показує частку гідравлічного опору клапана в загальному опорі магістралі «акумулятор – прес», тобто визначає його регулювальні властивості.

Значення часу закриття t_3 та відкриття $t_{омк}$ регулювального клапана необхідно підбирати таким чином, щоб забезпечувалися раціональні з точки зору швидкодії режими гальмування й розгону [192 –195]. Так малий час спрацьовування регулювального клапана, з одного боку, не призводить до підвищення точності й продуктивності преса через високу залишкову швидкість рухомої поперечини, а з іншого – супроводжується гідравлічними ударами. Зі збільшенням часу t_3 і $t_{омк}$ швидкість рухомої поперечини змінюється більш інтенсивно, гарантуючи компенсацію інерційної складової. Для якісного керування рухомою поперечиною преса важливим є вибір закону зміни прохідного перерізу регулювального клапана в міру його відкриття й закриття, тобто виду його конструктивної характеристики (рис. 1.10, а) [127 –129, 136, 147].

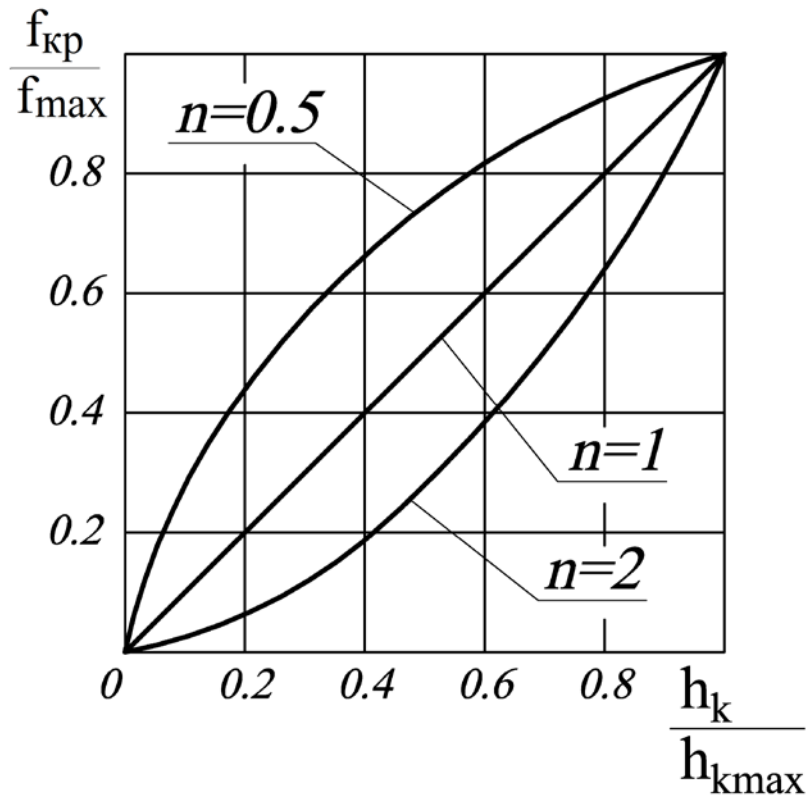
На рисунку 1.10 використовуються такі позначення:

$h_k, h_{k\max}$ – поточна та максимальна висоти підйому клапана;

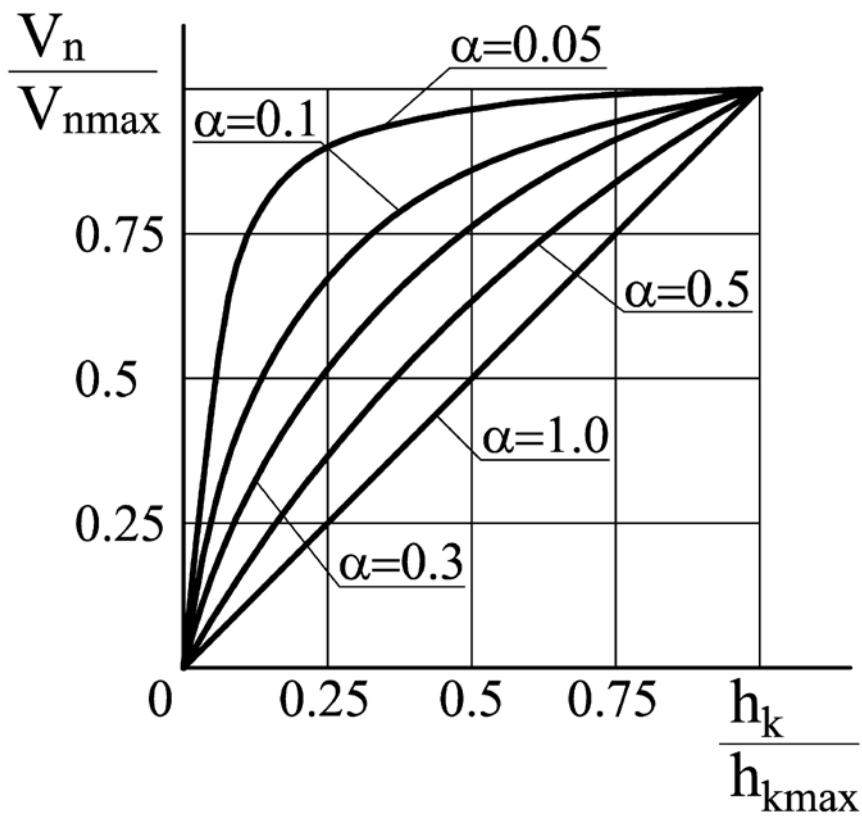
$f_{кр}, f_{\max}$ – поточна та максимальна площі критичного прохідного перерізу дросельного регулювального клапана;

$V_n, V_{n\max}$ – поточна та максимальна (усталена) швидкості переміщення рухомої поперечини преса.

Застосування в промисловості знаходять, в основному, регулювальні клапани з характеристиками трьох видів – релейною ($n=0,5$), лінійною ($n=1$) і квадратичною ($n=2$). Найбільш м'яку та плавну роботу гідравлічного преса з НАП забезпечує квадратична конструктивна характеристика регулювального клапана, проте її досить складно реалізувати – твірна отвору сідла клапана повинна бути не лінійної, а мати відповідний профіль.



a)



б)

Рисунок 1.10 – Конструктивна (а) і швидкісна (б) характеристики дросельних регулювальних клапанів керування гідравлічними пресами з НАП

Цей профіль розраховується за спеціальною методикою та виготовляється на спеціалізованому обладнанні [136]. Крім того, на гідравлічних пресах з такими клапанами занадто затягується процес гальмування рухомої поперечини, що знижує їх продуктивність.

Більш прийнятною для виробництва є лінійна конструктивна характеристика. Регулювальні клапани з такою характеристикою простіше у виготовленні, забезпечують високу швидкодію преса при відсутності гідроударів. Крім того, при лінійній або близькій до неї швидкісній характеристиці легше реалізувати алгоритм автоматичного керування гідравлічним пресом.

Регулювальні клапани з релейною конструктивною характеристикою не мають необхідних дросельовальних властивостей, тому їх використання для керування розгоном і гальмуванням рухомої поперечини преса неприйнятно з точки зору ефективності зміни швидкості переміщення рухомих мас і критеріїв виникнення гідроударів. Однак такі клапани мають низький коефіцієнт гідравлічного опору та ідеально підходять для використання в НЗК [150].

Наявність лінійної конструктивної характеристики в регулювальному клапані не гарантує лінійності його швидкісної характеристики (див. рис. 1.10, б) – залежності усталеної швидкості руху поперечини преса від висоти підйому клапана. Швидкісна характеристика регулювального клапана сильно спотворюється при наявності у системі зайвих гідравлічних опорів та малому коефіцієнті якості гідросистеми α [136, 147].

Конструктивна характеристика регулювального клапана є незмінною та закладається в його конструкцію. Швидкісна характеристика клапана істотно залежить як від виду конструктивної характеристики, так і від довжини магістралі «акумулятор – прес» та наявності в ній різних гідравлічних опорів. Якби в гідравлічній системі не було інших гідроопорів крім регулювального клапана, то конструктивна й швидкісна характеристики за формою б збігалися, а коефіцієнт якості гідросистеми дорівнював би одиниці. На практиці таку гідросистему створити неможливо, так як гідробалон акумулятора завжди розташований на деякій відстані від преса, в магістралі «акумулятор – прес» має бути присут-

ня необхідна арматура, обумовлена вимогами техніки безпеки й зручності обслуговування. Однак часто заводи-виробники пресів оснащують магістраль «акумулятор – прес» великою кількістю зайвих гідроопорів, в результаті чого коефіцієнт якості гідросистеми α падає до 0,1...0,05, тобто опір клапана становить 5...10% від опору магістралі. При цьому швидкісна характеристика клапана істотно відхиляється від конструктивної [163, 177].

Швидкісну характеристику регульовального клапана з внутрішньою лінійною конструктивною характеристикою, що враховує вплив гідроопорів в магістралі «акумулятор – прес», можна побудувати за наступним виразом

$$V_n = \frac{V_{n \max}}{\sqrt{1 + \alpha \left(\frac{h_{k \max}^2}{h_k^2} - 1 \right)}}. \quad (1.6)$$

Залежність (1.6) дозволяє побудувати реальну швидкісну характеристику регульовального клапана та, при необхідності, скорегувати її за рахунок коефіцієнту якості гідросистеми α [178].

На рисунку 1.10 б показано, як спотворюється швидкісна характеристика дросельного регульовального клапана з лінійною конструктивною характеристикою в міру зниження коефіцієнта α .

При $\alpha=1,0$, тобто за відсутністю інших гідроопорів, крім клапана, швидкісна характеристика лінійна та збігається за формою з конструктивною. При $\alpha=0,5...0,6$ швидкісна характеристика клапана близька до лінійної та цілком прийнятна для експлуатації на пресах. При $\alpha=0,1$ та, особливо, при $\alpha=0,05$ швидкісні характеристики сильно спотворені, їх регульовальні можливості зведені до мінімуму, а швидкісна характеристика при $\alpha=0,05$ фактично перетворилася в релейну. На більшій частині ходу клапана поперечина не реагує на його закриття та тільки на останніх 20% ходу її швидкість падає з максимальною до нуля. Це неминуче призводить до гідроударів, низької точності кутання, зниження надійності роботи преса [163, 177, 178].

Таким чином, гідравлічні магістралі пресів з НАП необхідно проектувати так, щоб частка гідравлічного опору регулювального клапана в загальному опорі магістралі «акумулятор – прес» була якомога вище. Цим досягається:

- максимальне наближення швидкісної характеристики до конструктивної, закладеної в регулювальному клапані;
- підвищення чутливості керування пресом;
- зниження рівня гідрударів;
- підвищення продуктивності й точності кування (штамбування).

Прийнято вважати, що в умовах реального виробництва досяжною величиною коефіцієнта α є діапазон величин 0,5...0,6, коли гідравлічні опори повністю відкритого клапана та магістралі «акумулятор – прес» приблизно рівні. При цьому швидкісна характеристика не на багато відхиляється від лінійної, а клапан зберігає хороші регулювальні властивості.

Однак з появою індивідуального сервоприводу й усуненням з конструкції регулювальних клапанів розвантажувальної частини виникає необхідність переглянути існуючі погляди на проектування систем керування гідравлічними пресами з НАП, прагнучи максимально наблизити величину коефіцієнта якості гідросистеми α до одиниці.

1.4 Опір поковки деформуванню в процесах обробки тиском на гідравлічних пресах з НАП

Опір поковок деформуванню в процесах гарячої обробки тиском являє собою силовий фактор, що викликає стабільну пластичну течію металу при заданих умовах деформації [196 –198].

В загальному випадку цикл деформування t_y включає в себе наступні складові – час деформування t_∂ та час паузи t_n

$$t_y = t_\partial + t_n.$$

Протягом часу деформування t_d в металі спостерігаються одночасно два конкуруючі процеси – зміцнення й знеміцнення. В результаті превалюючим буде зміцнення. В паузі t_n між обтисканнями метал тільки знеміцнюється, а опір деформації набуває значення напруження початку плинності, яка зменшується в паузі, прагнучи до порогу плинності при даній температурі [199 –201].

Основою для аналізу впливу процесів зміцнення й знеміцнення оброблюваного матеріалу на ефективність гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі є результати досліджень технологічного циклу та навантажень, що діють в гідравлічних пресах, вивчених Губкіним С.І., Єфімовим В.М., Золотухіним М.М., Охріменком Я.М., Соколовим Л.М., Сторожевим М.В., Шинкаренком О.М. та іншими вченими.

Дослідженнями [202 –205] виявлено, що знеміцнення металу при гарячій обробці тиском виникає при реалізації різних операцій – осаді, протягуванні, шліхтуванні. Причому в останніх двох випадках знеміцнення особливо інтенсивно проявляється в разі високолегованих сталей та сплавів, які сильно зміцнюються в процесі деформування.

Золотухіним М.М. і Шинкаренком О.М. встановлено, що точність кування безпосередньо залежить від точності й стабільності нижнього реверсу рухомої поперечини преса [206, 207]. В середньому у діючих пресів на здійснення нижнього реверсу витрачається 0,15... 0,2 с. Цього часу цілком достатньо для виникнення вибігання рухомої поперечини, пов'язаного зі знеміцненням металу поковки, на 1...5 мм, особливо для поковок з високолегованих сталей та титанових сплавів, які сильно зміцнюються при обтисненні.

У роботах Соколова Л.М. відзначається, що питомі сили деформації різних за масою й розмірами зливків знаходяться в прямій залежності від швидкості деформації, а не від об'єму деформованого тіла або масштабного фактору. А зі збільшенням швидкості деформації інтенсивність знеміцнення зменшується. З огляду на те, що поодинокі натискання преса, особливо в кінці осадження, деформують метал з невеликими ступенями деформації, для розрахунку опору

деформації може бути використана середня швидкість $\dot{\varepsilon}$ (с^{-1}) на кожному натисканні, яка визначається за однією з наведених формул [208 –210]

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{T} = \frac{S_{\max}}{H_n \cdot T}; \quad (1.7)$$

$$\dot{\varepsilon} = \frac{V}{S_{\max}}, \quad (1.8)$$

де ε – ступінь деформації;

T – час деформації, с;

S_{\max} – величина обтиснення поковки, мм;

H_n – початкова висота поковки;

V – швидкість робочого ходу преса, мм/с.

Соколовим Л.М. також встановлено, що на процес деформування впливають паузи t_n між натисканнями преса. При цьому пауза може виявитися достатньою для повного знеміцнення. В іншому випадку від натискання до натискання при недостатній паузі опір деформації буде збільшуватися за рахунок накопичення зміцнення. У цьому випадку виникає необхідність у визначенні опору деформації в будь-який момент припинення паузи, використовуючи еквівалентну швидкість деформації, яка може бути визначена відповідно до такої формули [201]

$$\dot{\varepsilon} = \varepsilon \cdot \left(\frac{t_\partial}{t_\psi} \right)^{\frac{1}{\beta}} = \frac{S_{\max}}{H_n} \left(\frac{t_\partial}{t_\psi} \right)^{\frac{1}{\beta}}, \quad (1.9)$$

де β – коефіцієнт, що залежить від температури.

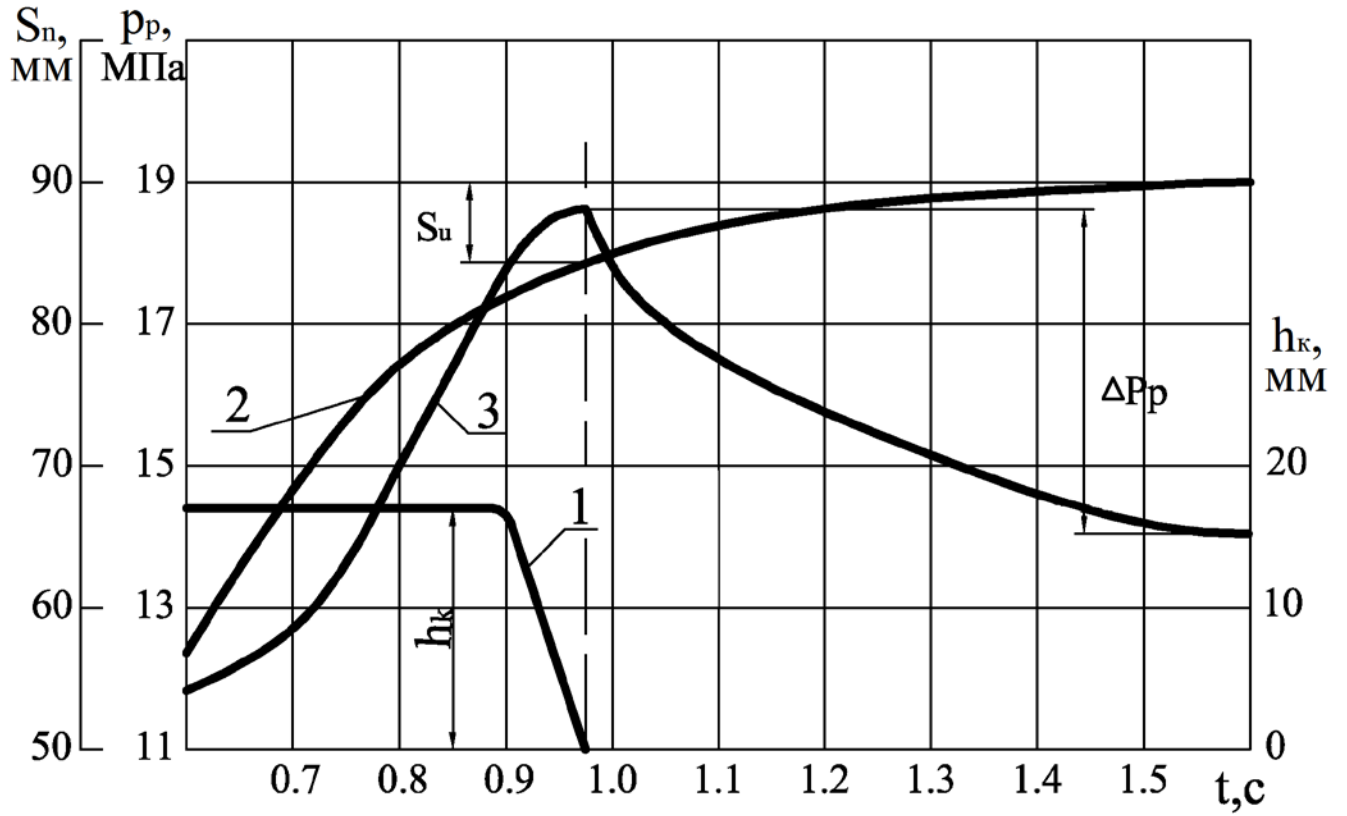
Опір деформації зазвичай представляють деякою функцією, яка залежить від ступеня деформації при фіксованих значеннях температури та швидкості деформації [211 –214]. Така функція описує сімейство кривих зміцнення металу. Нерідко в цю функцію вводять час в явному вигляді для врахування впливу знеміцнення на величину опору деформації.

З огляду на розглянуті в главі 1.3 інтервали робочого ходу гідравлічних пресів з НАП, перший та другий інтервали, тобто до повного закриття регулювального клапана, складають час деформування t_d . Третій інтервал – після закриття клапана – який збігається з процесом декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, відповідає часу паузи t_n .

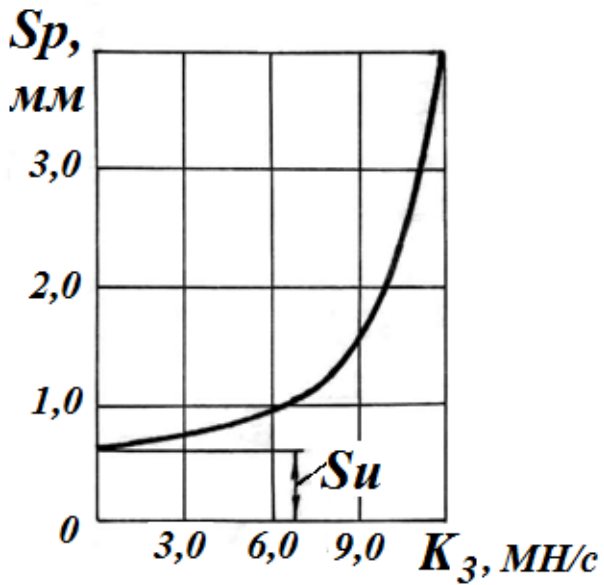
У дослідженнях, проведених Шинкаренком О.М., відзначається, що побудова математичної моделі опору поковки деформування при наявності знеміцнення базується на основі отриманих експериментальних даних [178, 206]. У кувального гідравлічного преса зусиллям 60 МН досліджувалися параметри робочого ходу на другому ступені зусиль (40 МН), коли прес працював двома бічними циліндрами. За результатами обробки діаграм, отриманих при обтисненні круглої поковки у вирізних бійках, були побудовані криві, представлені на рисунку 1.11, де введені такі позначення: 1 – хід регулювального клапана (h_k); 2 – переміщення рухомої поперечини (S_n); 3 – тиск в робочих циліндрах (p_p); S_u – інерційний вибіг поперечини після закриття регулювального клапана; Δp_p – падіння тиску в робочих циліндрах в період вибігу поперечини.

Після закриття регулювального клапана (крива 1) зливний клапан робочих циліндрів не було відкрито. Рухома поперечина (крива 2) під дією гідростатичного тиску в робочих циліндрах (крива 3) повільно деформує поковку. Про зниження технологічного зусилля (знеміцнення металу поковки) можна судити по падінню тиску (крива 3) в робочих циліндрах, так як скидання рідини в НЗБ немає. По мірі падіння тиску рухома поперечина уповільнюється і, пройшовши після закриття регулювального клапана 5,8 мм (інерційний вибіг S_u), зупиняється. Падіння тиску за цей період склало 4,6 МПа, тобто 25% від його максимальної величини в даному обтисненні.

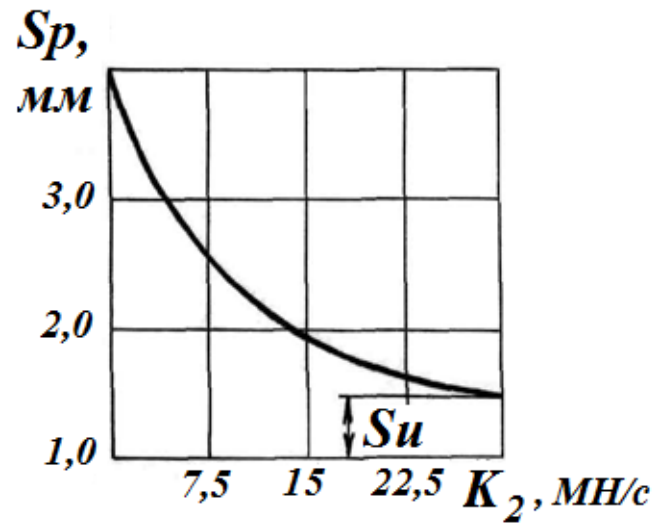
В робочих циліндрах гідравлічних пресів з НАП за час робочого ходу накопичується енергія пружної деформації робочої рідини високого тиску та елементів металоконструкції [181]. Тому після закінчення робочого ходу необхідним є здійснення швидкої та безударної декомпресії силових циліндрів.



a)



б)



в)

Рисунок 1.11 – Діаграма переміщення рухомої поперечини на інтервалах 2–3 робочого ходу (а) та графіки зміни інерційних вибігів S_p після закриття регульовального клапана в залежності від коефіцієнтів інтенсивності – знеміцнення металу K_3 (б) та декомпресії K_2 (в)

При цьому вважається, що процес декомпресії як такий не визначає параметрів точності робочого ходу, але значно впливає на продуктивність, швидкість та надійність роботи гідравлічного преса та системи його керування [182]. Однак, незважаючи на те, що робочий хід вважається завершеним, під час декомпресії робочих циліндрів, яка, в середньому, триває на пресах різних зусиль 0,5...1,5 с, гаряча поковка залишається затиснутою між бійками преса до тих пір, поки тиск в робочих циліндрах не впаде до рівня, припустимого для відкриття наповнювально-зливних клапанів.

На робочому ході одночасно з процесом зміцнення відбуваються динамічні процеси повернення, полігонізації й рекристалізації, що призводять до знеміцнення металу в паузах між обтисканнями [198]. Процес декомпресії робочих циліндрів гідравлічного преса після закінчення робочого ходу якраз і є такою паузою, протягом якої не можна не враховувати вплив термічного знеміцнення на техніко-економічні показники технологічного процесу обробки тиском.

Для побудови математичної моделі опору поковки деформуванню при наявності знеміцнення в дослідженнях була проведена математична апроксимація кривих (див. рис. 1.11, а) в прив'язці до певних періодів робочого ходу гідравлічного преса з НАП [178, 206]:

- до закриття впускного клапана робочих циліндрів (крива 1) опір поковки деформуванню зростає, тобто вона зміцнюється в процесі деформування, а величина R_n опору поковки деформуванню представляється у вигляді полінома третього ступеня

$$R_n = d_1 \varepsilon^3 + d_2 \varepsilon^2 + d_3 \varepsilon + d_4, \quad (1.10)$$

де d_1, d_2, d_3, d_4 – коефіцієнти полінома;

- під час закриття клапана – R_n залишається приблизно постійним

$$R_n = const; \quad (1.11)$$

- після закриття регулювального клапана (крива 1) опір поковки R_n убавляє, тобто вона, перебуваючи під гідростатичним тиском з боку робочих циліндрів, інтенсивно знеміцнюється, що і є причиною появи вибігу S_u , а зміна зу-

силля опору металу поковки деформуванню R_n є більшою мірою функцією часу, ніж відносного обтискання

$$R_n = R_{n_{нз}} - K_3 \cdot t^m, \quad (1.12)$$

де $R_{n_{нз}}$ – опір поковки в момент початку закриття клапана;

K_3 – коефіцієнт інтенсивності знеміцнення металу;

m – показник ступеня знеміцнення.

Після закриття впускного клапана зміна зусилля опору поковки деформуванню є функцією часу та відбувається за експоненціальним законом. Величини коефіцієнта K_3 і показника m визначають за кривими знеміцнення для різних матеріалів в залежності від температурних умов і швидкості деформації, як, наприклад, описано в роботі [215].

Аналіз наведених досліджень показує, що загальний вибіг рухомої поперечини S_p (див. рис. 1.11, б, в) після закриття впускного клапана робочих циліндрів включає в себе дві складові:

- чисто інерційну (S_u), обумовлену рівнем накопиченої рухомими частинами кінетичної енергії;
- гідростатичну (S_g), обумовлену пружністю робочої рідини та знеміцненням металу поковки.

На рисунку 1.11 (б, в) наведено залежності величини загального інерційного вибігу S_p рухомої поперечини від коефіцієнтів K_3 (а) і K_2 (б). Інтенсивність знеміцнення K_3 суттєво впливає на величину вибігу. Крива спочатку йде полого, а потім наступає різкий підйом, який свідчить про значний приріст впливу знеміцнення на величину вибігу поперечини. При зниженні величини K_3 до нуля отримуємо чисто інерційну складову вибігу S_u . При цьому саме по собі знеміцнення не є керованою величиною. Однак його вплив на вибіг можна компенсувати інтенсивністю декомпресії робочих циліндрів I_d , що підтверджується кривою залежності величини вибігу S_p поперечини від величини коефіцієнта інтенсивності декомпресії K_2 , відповідно до залежності [215]

$$I_d = K_2 \cdot t. \quad (1.13)$$

Таким чином, процеси декомпресії робочих циліндрів і знеміцнення металу поковки після закінчення робочого ходу знаходяться в тісному взаємозв'язку – величина гідростатичного тиску в робочих циліндрах визначає інтенсивність знеміцнення, і навпаки, чим інтенсивніше відбувається процес знеміцнення, тим більше інтенсивність падіння тиску перед і в процесі декомпресії. Зміна коефіцієнтів K_3 і K_2 не впливає на чисто інерційну складову Su вибігу, а визначається параметрами гідросистеми керування та конструкцією рухомих мас гідравлічного преса з НАП [181, 188].

1.5 Перспективи розвитку насосно-акумуляторних приводів для гідравлічних пресів

Останнім часом в ряді робіт обговорюється проблема переведення великих гідравлічних пресів з насосно-акумуляторного на прямий насосний привод [43, 216–220]. Тому виникає необхідність проаналізувати переваги та недоліки обох типів приводів й оцінити доцільність згаданого переведення.

При прямому насосному приводі рідина в робочі циліндри преса подається безпосередньо від насосів. При цьому тиск, що створюється насосами, завжди відповідає опору поковки деформуванню, а потужність, що розвивається насосами та електродвигунами, відповідає потужності на повзунові преса. Гідравлічна система преса, починаючи від насосів, знаходиться під тиском лише при робочому ході, що полегшує її експлуатацію. Прямий насосний привод має високий коефіцієнт корисної дії – 0,6...0,8 і працює переважно на маслі. При постійній подачі насосів швидкість робочого ходу преса приблизно постійна та не залежить від опору поковки деформуванню, що сприятливо позначається на технологічному процесі [221].

Прямий насосний привод має менші розміри й масу, ніж насосно-акумуляторний, та розташовується поруч з пресом. У гідросистемі пресів вико-

ристовуються переважно стандартні елементи керування (золотники, клапани та ін.) і навіть при інтенсивній роботі практично не спостерігається їх кавітаційного зношення. Завдяки нижчому, ніж у води, модулю об'ємної пружності масла преси можуть працювати з великим числом ходів без гідроударів. Керування реверсом рухомої поперечини, як правило, не слідкувальне, а релейне, тобто простіше, ніж у пресів з насосно-акумуляторним приводом.

Оскільки при прямому насосному приводі тиск, що розвивається насосами, завжди відповідає опору поковки деформуванню, а швидкість рухомої поперечини не залежить від виконуваної операції, насоси та двигуни для приводів таких пресів доводиться вибирати за максимальною швидкістю й тиском робочого ходу. На практиці, як при куванні, так і при штампуванні й пресуванні, далеко не завжди преси працюють з максимальними параметрами. Тому на багатьох операціях потужність насосів використовується не повністю навіть на робочих ходах, не кажучи вже про ходи наближення й зворотні. Більш того, для потужних гідравлічних пресів, які розвивають великі зусилля й швидкості робочого ходу, установчі потужності насосів виявляються надмірно великими. Це є основним недоліком прямого насосного приводу та причиною того, що цей привід використовується тільки на пресах невеликих і середніх зусиль.

При насосно-акумуляторному приводі між насосною станцією та пресом встановлюється гідропневматичний акумулятор, тобто ємність, в якій акумулюється рідина високого тиску [90]. Тиск рідини в акумуляторі підтримується закачуванням в нього повітря, яке у приводів великих пресів контактує з рідиною. В якості робочої рідини використовується водна емульсія. Робочий тиск в сучасних насосно-акумуляторних станціях не менше 32 МПа. Акумулятор запасє рідину високого тиску під час пауз в роботі преса та в періоди зниженої витрати рідини та віддає її в моменти, коли споживання робочої рідини пресом перевершує подачу насосів. Таким чином, акумулятор компенсує недостачу подачі насосів й потужність двигунів, забезпечуючи виконання робочих ходів з високими швидкостями та зусиллями. Установча потужність насосів акумуляторної станції розраховується не за піковою потужністю робочого ходу преса, а за се-

редньою потужністю за цикл. При цьому сумарна потужність насосів станції виявляється в 3...5 разів менше, ніж при прямому насосному приводі [222].

Насосно-акумуляторний привод доцільно використовувати, коли час робочого ходу складає 5...10% часу машинного циклу. Чим він менше, тим більший вигаш в потужності у порівнянні з прямим насосним приводом.

Включення в гідросистему преса акумулятора принципово змінює характеристики приводу. При наявності акумулятора швидкість поперечини преса залежить не від об'ємної подачі насосів, а від опору поковки деформуванню, тобто привод стає силовим. На робочому ході прес споживає з акумулятора рідину практично постійного паспортного тиску, незалежно від характеру опору поковки деформуванню. При цьому тільки частина енергії тиску рідини йде на деформування поковки, а решта – на подолання гідравлічних опорів в магістралі «акумулятор – прес». Чим нижче опір поковки деформуванню, тим вище швидкість поперечини і тим вище втрати тиску в гідросистемі [178].

Для здійснення гнучкого керування положенням й швидкістю поперечини, особливо на швидкохідних кувальних і горизонтально-профільних пресах, доводиться потік рідини дроселювати за допомогою регулювальних клапанів. Чим вище частка коефіцієнта гідравлічного опору клапана в загальному опорі магістралі «акумулятор – прес», тим вище чутливість керування швидкістю поперечини від налаштування клапана й нижче гідроудари [177].

Дросельне керування швидкістю поперечини знижує коефіцієнт корисної дії приводу, який, в цілому, значно нижче, ніж у насосного приводу з машинним керуванням й орієнтовно дорівнює відношенню поточного тиску в робочому циліндрі до тиску в акумуляторі. До інших недоліків насосно-акумуляторним приводу можна віднести складність й громіздкість конструкції насосно-акумуляторної станції, її значне віддалення від пресових установок, підвищене нагрівання робочої рідини через необхідність її дроселювання, великі довжини магістралей, їх підвищений гідравлічний опір, засмічення магістралей продуктами розпаду емульсії, складність фільтрації та охолодження робочої рідини. Перебуваючи в контакті зі стисненим повітрям в акумуляторі, робоча

рідина, рівень якої постійно змінюється, їм інтенсивно насичується, що призводить до підвищеного кавітаційного зношення трубопроводів, розподільників, клапанів і погіршення керованості гідравлічним пресом.

Незважаючи на зазначені недоліки, насосно-акумуляторний привод в даний час залишається єдиним типом приводу для потужних вертикальних кувальних, штампувальних і горизонтально-профільних пресів, здатним забезпечити великі зусилля й високі швидкості робочого ходу, оперативне і чутливе керування швидкістю та положенням рухомої поперечини [223 –225]. Насосно-акумуляторний привод не є морально застарілим. Його характеристики та коефіцієнт корисної дії можуть бути суттєво поліпшені шляхом вдосконалення. До заходів щодо вдосконалення приводу можна віднести наступне [222].

Необхідно відмовитися від громіздких групових насосно-акумуляторних станцій та перейти на індивідуальний або малогруповий (не більше двох пресів) насосно-акумуляторний привод. Також необхідно максимально наблизити гідробалони акумуляторів до пресів з тим, щоб знизити гідравлічні втрати в магістралях і нагрів робочої рідини. Для забезпечення безударної роботи та високої чутливості керування пресом частка коефіцієнта гідравлічного опору регулювального клапана в загальному опорі магістралі «акумулятор – прес» повинна становити не менше 0,5...0,6. Для досягнення цього необхідно максимально розвантажити магістраль «акумулятор – прес» від зайвих гідроопорів. При високому коефіцієнті якості гідросистеми витратна характеристика регулювального клапана мало спотворюється та наближається за формою до лінійної або квадратичної конструктивної характеристики, закладеної в конструкцію клапана при його проектуванні. У гідросистемах пресів необхідно застосовувати клапани з високими регулювальними властивостями та підвищеною стійкістю проти кавітаційної ерозії [136, 145]. При індивідуальному насосно-акумуляторному приводі різко скорочується маневровий об'єм акумулятора, що дозволяє заощадити рідину високого тиску.

В сучасних гідроприводах великих пресів відстань від насосних і акумуляторних станцій до виконавчих механізмів (гідроциліндрів) вимірюється деся-

тками, а в деяких випадках і сотнями, метрів [95]. В результаті цього істотно зростають втрати потужності, а маса трубопроводів досягає 70–80% від маси всього обладнання. У цьому випадку коефіцієнт щільності потужності – відношення потужності машини до загальної її маси – різко падає. Тому при проектуванні гідравлічних приводів пресів відмовляються від групового приводу, віддаючи перевагу індивідуальному з електрогідравлічними зв'язками між компонентами. Скорочення протяжності гідроліній дозволяє зменшити об'єм баків, витрату робочої рідини високого та низького тисків, її нагрівання та кількість охолоджувачів, підвищуючи загальний рівень енергозбереження при експлуатації приводу. Слідкувальне керування з елементами інтелектуального керування істотно розширює можливості енергозбереження. Розподільча гідроапаратура дозволяє плавно й точно регулювати робочі параметри приводу гідравлічного преса відповідно до сигналів, які надходять від системи автоматичного керування. При цьому забезпечується оптимальне співвідношення між швидкістю рухомої поперечини, тиском і витратою робочої рідини, параметрами насосної та акумуляторної станцій з метою мінімізації енергетичних втрат [216].

Необхідно також удосконалювати насоси для подачі емульсії високого тиску, знизити їх габарити, підвищити продуктивність, коефіцієнт корисної дії та ресурс роботи. Перспективним було б застосування в насосно-акумуляторному приводі насосів з регульованою продуктивністю. Потребують удосконалення й способи приготування водної емульсії з тим, щоб підвищити її змащувальну здатність і подовжити термін служби. Необхідно забезпечити надійну фільтрацію та охолодження робочої рідини.

Реалізація хоча б частини з перерахованих заходів дозволить суттєво подовжити термін служби потужних кувальних, штампувальних і горизонтально-профільних пресів з насосно-акумуляторним приводом, істотно підвищити ефективність їх експлуатації, що дасть можливість заощадити значні кошти, які були б необхідні у разі заміни приводу [226–228].

ВИСНОВКИ

1. Аналізом стану сучасного ринку гідропресобудування встановлено, що найбільш перспективними в світі з точки зору надійності й ефективності роботи є машини обробки тиском без жорстких кінематичних зв'язків між приводом і робочим органом, а найбільш затребуваним видом ковальського обладнання – гідравлічні преси, в тому числі й преси з насосно-акумуляторним приводом.

2. Системи керування сучасними гідравлічними пресами з НАП проектується провідними світовими виробниками на базі індивідуального сервоприводу, можливості якого використовуються в недостатній мірі внаслідок роз'єднаності електроніки систем низького та високого тисків, а також систем зворотних і врівноважувальних циліндрів.

3. Дросельні регулювальні клапани розвантаженої конструкції сучасних гідравлічних пресів з НАП не відповідають вимогам кавітаційної та динамічної стійкості. Функції наповнювально-зливних систем і складових їх елементів не узгоджуються із раціональними за швидкодією та безударністю режимами роботи преса. Використання зворотних циліндрів обмежено виключно зворотним ходом, а врівноважувальними циліндрами в багатьох випадках і зовсім необгрунтовано нехтують. Тому основні елементи систем керування гідравлічних пресів з НАП потребують подальшого вдосконалення конструкцій і режимів роботи.

4. Відсутня методика розрахунку та проектування наповнювально-зливних систем раціональної конструкції, а також рекомендації щодо застосування НЗК з індивідуальним сервоприводом і створення безударних режимів розгону рухомої поперечини на ході наближення, математичні моделі якого не в повній мірі адекватно описують реальні робочі процеси в силу прийнятих в них припущень. При цьому немає досконалого аналітичного опису процесів, що відбуваються в робочих циліндрах преса при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки, в залежності від параметрів системи зворотних циліндрів.

5. Не досліджений та не встановлений взаємозв'язок процесів знеміцнення металу поковки й декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу, які паралельно протікають. При цьому також відсутні математичні моделі та дослідження динаміки робочого ходу сучасних гідравлічних пресів з НАП, що працюють на базі індивідуального сервоприводу та регулювальних клапанів розвантаженої конструкції.

6. Необхідно розробити нові способи ефективного гальмування рухомої поперечини на зворотному ході та прискореної декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу для застосування в гідравлічних приводах сучасних пресів, що працюють на базі індивідуального сервоприводу. При цьому в якості регулювальних і розвантажувальних доцільно використовувати клапани розвантаженої конструкції.

7. З появою індивідуального сервоприводу та усунення з конструкції регулювальних клапанів розвантажувальної частини виникає необхідність переглянути існуючі погляди на проектування систем керування гідравлічними пресами з НАП, прагнучи максимально наблизити величину коефіцієнта якості гідросистеми α до одиниці.

2. ВИБІР НАПРЯМУ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ

2.1 Підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП як основний напрям наукових досліджень

Для досягнення поставленої мети та успішного вирішення задач поданої дисертаційної роботи необхідно визначити основний напрям досліджень, що проводяться, який відображує сучасні тенденції розвитку як безпосередньо гідравлічних пресів з НАП, так і ковальсько-пресового виробництва в цілому.

Для реалізації відповідних етапів та заходів в рамках прийнятого основного напрямку роботи важливим є правильний вибір методів наукових досліджень – теоретичних і експериментальних.

Аналітичний огляд літературних джерел та патентно-інформаційних даних, а також аналіз виробничого досвіду провідних світових виробників при проектуванні та промисловій експлуатації гідропресового обладнання показав, що новітні розробки в галузі гідроприводу знайшли своє гідне місце та адекватне застосування в насосно-аккумуляторних приводах сучасних гідравлічних пресів. Однак технічні можливості цих розробок використовуються в неповній мірі та обмежені рекомендаціями, що відносяться до загального гідроприводу, без урахування технологічного призначення та особливостей експлуатації обладнання пластичного формозмінення метала у гарячому стані. У зв'язку з цим існуючі системи керування гідравлічними пресами з НАП мають суттєві недоліки, які обмежують технологічні можливості, знижують надійність і ефективність їх експлуатації. Слід також зазначити, що в розглянутих роботах відсутній взаємозв'язаний аналіз етапів машинного циклу гідравлічних пресів, а саме:

- розгону та сталого переміщення рухомої поперечини на ході наближення до поковки;

- робочого ходу (деформування поковки в гарячому стані) з урахуванням декомпресії робочих циліндрів від високого тиску та знеміцнення металу поковки в процесі декомпресії;
- перехідних процесів в гідроприводі під час гальмування рухомої поперечини на зворотному ході у верхньому положенні;
- явищ, що відбуваються в основних напірних та зливних гідролініях в межах різних етапів роботи пресів.

Існуючі математичні моделі не дозволяють провести комплексний аналіз динамічних процесів, що відбуваються в металевій конструкції та насосно-аккумуляторному приводі гідравлічних пресів. Традиційно параметри, які закладаються в моделі, не відповідають конструктивним особливостям сучасних пресів, а також вимогам швидкодії, надійності та відповідності режимів роботи технологічним процесам, що реалізуються на цьому обладнанні.

Розробка адекватних математичних моделей відповідних етапів машинного циклу сучасних гідравлічних пресів з НАП повинна бути спрямована на створення раціональних зі швидкодії режимів роботи з розширенням технологічних можливостей машин.

В рамках теми поданої дисертаційної роботи розширення технологічних можливостей існуючих та знов створюваних гідравлічних пресів з НАП досягається шляхом удосконалення конструкцій та характеристик роботи пристроїв керування пресами на базі індивідуального сервоприводу, оснащеного електронними засобами керування та контролю. Завдяки цьому стає можливим:

- збільшення числа ходів гідравлічного преса у хвилину, внаслідок чого підвищується інтенсифікація виконання технологічного процесу та його продуктивність, зменшуючи тим самим кількість необхідних підігрівів (за рахунок зниження інтенсивності охолодження заготовок), витрату енергоносіїв та собівартість виробленої поковки;
- скорочення часу контакту деформувального інструменту (бойків, штампів тощо) з гарячою поковкою, що призводить до підвищення його довговічності та покращення експлуатаційних характеристик;

- компенсація неминучого зменшення поковки наприкінці та по закінченні робочого ходу інтенсивністю декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, за рахунок чого підвищується точність процесів обробки тиском.

Таким чином, нові розроблені в дисертаційній роботі технічні рішення були спрямовані на досягнення наступних ефектів:

- суттєвого скорочення часу здійснення окремих етапів машинного циклу – ходів наближення, робочого та зворотного, а також декомпресії робочих циліндрів від високого тиску;

- створення раціональних зі швидкодії, плавних та безударних розгонів та гальмувань рухомої поперечини;

- встановлення необхідних законів відкриття та закриття дросельних регулювальних і наповнювально-зливних клапанів, визначення їх конструктивних та витратних характеристик, забезпечення своєчасного спрацювання клапанів у певній послідовності;

- забезпечення взаємозв'язку наповнювально-зливної системи, засобів керування та контролю дросельних регулювальних і наповнювально-зливних клапанів, а також системи зворотних та врівноважувальних циліндрів в рамках єдиного насосно-акумуляторного приводу;

- досягнення необхідного коефіцієнту якості гідравлічної системи та окремих гідроліній, що відповідають за реалізацію конкретних етапів машинного циклу гідравлічних пресів;

- створення пристроїв керування пресами (насамперед регулювальних і наповнювально-зливних клапанів) раціональної конструкції з точки зору відсутності коливань та стійкості при кавітаційному зношенні;

- розширення технічних характеристик і діапазону використання функціональних можливостей індивідуального сервоприводу в насосно-акумуляторних приводах гідравлічних пресів різних зусиль.

Досягнення всіх вище наведених переваг у розширенні технологічних можливостей, підвищенні надійності та ефективності роботи гідравлічних пре-

сів з НАП базується, перш за все, на основі теоретичних та експериментальних досліджень динамічних процесів на всіх етапах машинного циклу.

Експериментальні дослідження надають можливість виявити особливості роботи гідравлічних пресів в реальних виробничих умовах, візуально спостерігати у реальному часі за пресою установкою в цілому при реалізації технологічних процесів обробки гарячої поковки. При цьому з'являється також можливість відслідковувати процеси, що відбуваються на окремих ділянках гідросистеми, виявляючи їх зв'язок з конструктивними та експлуатаційними характеристиками органів керування та режимами їх роботи. Крім того, експериментальні дослідження є джерелом визначення параметрів (з достатнім ступенем достовірності), необхідних для побудування математичних моделей та перевірки їх адекватності шляхом порівняння з експериментально отриманими значеннями та кривими при реалізації реальних технологічних процесів.

Дослідження теоретичного характеру дозволяють проаналізувати та узагальнити отриману експериментальним шляхом інформацію. Внаслідок цього з'являється можливість на основі відомих аналітичних залежностей та експериментальних даних визначити параметри різних гідравлічних пресів з НАП стосовно до всіх етапів їх машинного циклу, а за їх допомогою – побудувати адекватні математичні моделі, отримати нові аналітичні залежності, встановити науково обґрунтовані критерії роботи машин з точки зору швидкодії, відсутності гідравлічного удару та рідинного голодування, динамічної та кавітаційної стійкості тощо. Це дозволяє створювати такі пристрої, застосування яких дозволило б суттєво покращити показники експлуатації гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом.

Результати експериментальних досліджень та теоретичних пошуків лягають в основу розробки науково обґрунтованих методів інженерно-аналітичного розрахунку гідравлічних пресів з НАП завдяки створенню розгорнутої бази даних, що має практичне застосування у виробничій діяльності та вміщує:

- різного роду технічні знання та досвід, необхідні для виконання проєктувальних розрахунків, визначення базових параметрів і коефіцієнтів матема-

тичних моделей у відповідності до обраних розрахункових схем та конструктивного виконання машини;

- науково обґрунтовані методики, способи та критерії вибору умов здійснення основних етапів машинного циклу гідравлічного преса, можливих обмежень та прийнятих допущень при побудуванні математичних моделей та їх числовому аналізі;
- способи та напрям подальшого удосконалення елементів насосно-аккумуляторного приводу та виконавчих вузлів гідравлічних пресів;
- результати теоретико-експериментального дослідження та аналізу ефективності та доцільності прийнятих технічних рішень;
- алгоритми раціонального проектування базових вузлів і систем керування гідравлічних пресів з НАП, систематизовані дані їх типових конструкцій для машин номінального ряду зусиль.

2.2 Методика проведення теоретичних досліджень

Для успішного проектування гідравлічних пресів та об'єктивної оцінки закладених в проект параметрів необхідно мати математичні моделі основних етапів їх машинного циклу, особливо, робочого ходу. Тоді можна ще й до створення машини в металі здійснити моделювання найважливіших етапів її роботи, побачити переваги та недоліки прийнятих рішень, внести відповідні корективи в проект, що є більш ефективним, ніж переробляти або модернізувати вже готову машину чи будувати та досліджувати її фізичну модель [229].

Як об'єкти проектування гідравлічні преси з НАП являють собою складні багаторівневі ієрархічні системи, що вміщують велику кількість підсистем різної фізичної природи – електричний та гідравлічний приводи, системи включення та керування, передаточні та виконавчі механізми.

Сили, які виникають при роботі гідравлічних пресів, характеризуються високими швидкостями зростання та падіння, що супроводжується значним ди-

намічним впливом на машину. Тому можливість достовірного передбачення очікуваних в ній процесів на стадії проектування особливо актуальна, адже дозволяє суттєво підвищити її надійність та довговічність.

В більшості випадків задачу побудування математичної моделі гідравлічного пресу з НАП можна вирішити, представивши динамічну систему машини одно - або багатомасовою системою із зосередженими параметрами та прийнявши низку спрощуючих допущень. При цьому математична модель гідравлічного преса повинна бути представленою у вигляді системи звичайних диференціальних рівнянь, які відображують найбільш суттєві властивості та особливості машини. Допущення, що спрощують, необхідні для скорочення числа диференціальних рівнянь системи до розумної межі, адже інтегрування надто складних систем займає багато часу, не даючи суттєвого виграшу в точності результату.

Єдиним способом перевірки правомірності прийнятих допущень й адекватності розробленої математичної моделі реальним процесам є експериментальні дослідження. Після експериментального підтвердження адекватності моделей вони можуть застосовуватися для комп'ютерного моделювання реальних систем керування гідравлічними пресами з НАП.

Дослідження процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення, переміщення рухомої поперечини на робочому ході, взаємозв'язку декомпресії робочих циліндрів і знеміцнення металу поковки по закінченні робочого ходу, особливостей зворотного ходу гідравлічних пресів з НАП здійснювалося теоретико-експериментальним методом. Цей метод також покладено в основу визначення основних параметрів гідравлічних пресів з НАП, необхідних для побудови математичних моделей.

Попереднє вивчення отриманих експериментальних даних і діаграм дає багато якісної інформації про роботу гідравлічного преса, а розшифрування кривих – числову інформацію про величини тисків в системі, коефіцієнти опору магістралей, ходи та швидкості рухомої поперечини, час відкриття та закриття клапанів, їх витратні характеристики тощо. Керуючись цією інформацією, можна побудувати адекватну математичну модель типового гідравлічного преса з

НАП та використовувати її при модернізації діючих машин та створенні нових. Удосконалена за робочими параметрами математична модель може бути закладена до алгоритму системи автоматичного керування пресом з метою забезпечення його продуктивної та безударної роботи.

Математичне моделювання фізичних процесів [171], що відбуваються в гідравлічних системах пресів з НАП та їх елементах з урахуванням конструктивних особливостей та режимів роботи, здійснювалося на базі:

- диференціальних рівнянь у вигляді Д'Аламбера переміщення рухомої поперечини преса [177, 163];
- теорії механіки рідини та газу [165];
- теорії об'ємного гідроприводу [125, 147, 230];
- рівнянь руху робочої рідини в елементах гідросистем [133, 137, 172];
- рівнянь балансу витрат [164];
- прикладних теорій коливань, удару та пружності [231 –233].

Для побудови математичних моделей різних етапів машинного циклу гідравлічних пресів з НАП необхідно визначити базові коефіцієнти, які входять до складу рівняння Ріккаті [176], а саме:

a – зведені до рухомої поперечини рухомі маси метала та робочої рідини на різних ділянках гідроприводу;

b – втрата активної сили преса на подолання гідравлічних опорів магістралей при повністю відкритому регулюючому клапані;

c – сума активних і сил опору, що діють на поперечину.

В загальному випадку коефіцієнт a може бути визначений за формулою

$$a = M + \rho \sum_{i=1}^n L_i F_i, \quad (2.1)$$

де M – маса металевих рухомих частин преса, кг;

ρ – густина робочої рідини, кг/м³;

n – кількість гідроліній, які задіяні в керуванні переміщенням рухомої поперечини;

L_i – зведена довжина i -ї гідролінії, м;

F_i – активна площа плунжера гідравлічного циліндра, з'єднаного з i -ю гідролінією, м^2 .

Довжини гідроліній зводяться до плунжерів відповідних циліндрів пресу у відповідності до наступної формули

$$L_i = F_i \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i^2}, \quad (2.2)$$

де l_i , d_i – довжина та діаметр i -ї гідролінії відповідно, м.

Коефіцієнт b визначається таким чином:

$$b = 0,5\rho \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot F_i, \quad (2.3)$$

де ξ_i – зведений коефіцієнт гідравлічного опору i -ї гідролінії.

Значення ξ_i розраховується у відповідності до формули

$$\xi_i = F_i^2 \left(\sum_{i=1}^n \lambda \frac{l_i}{d_i \cdot f_i^2} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{1}{f_i^2} \right), \quad (2.4)$$

де λ – коефіцієнт втрат на тертя на прямих ділянках трубопроводів;

f_i – площа прохідного перерізу i -ї гідролінії, м^2 ;

ζ_i – коефіцієнт місцевих гідравлічних опорів i -ї гідролінії.

Коефіцієнти λ і ζ_i визначаються за довідковою літературою [147].

Розбиття системи керування пресом на окремі ділянки, визначення величин l_i , d_i і f_i відповідних гідроліній, а також параметрів місцевих гідравлічних опорів здійснюється на базі заводських креслень розведень трубопроводів конкретного гідравлічного преса з НАП. Докладно дана методика викладена в роботах [234, 235] автора поданої дисертаційної роботи, тому в повному об'ємі тут не наводиться.

Що стосується коефіцієнта c , то його значення розраховується в залежності від характеру дій активних і сил протидії для кожного конкретного процесу у відповідності до його розрахункової схеми.

Постійною складовою сил протидії є сила тертя R_{mp}

$$R_{mp} = R_{mp_m} + R_{mp_n}, \quad (2.5)$$

де R_{mp_m} – сила тертя в ущільненнях гідравлічних циліндрів, Н;

R_{mp_n} – сила тертя в напрямних рухомої поперечини, Н.

Для урахування тертя при математичному моделюванні процесів, що відбуваються в гідравлічних пресах з НАП, при переміщенні рухомої поперечини на різних етапах машинного циклу користувалися наступними загальними рекомендаціями з визначення складових R_{mp} , а саме [163]:

- R_{mp_m} складає 3% від активного зусилля, що розвивається гідравлічними циліндрами преса на кожному етапі машинного циклу;
- R_{mp_n} становить 5% від ваги металевих рухомих частин преса.

Для математичного опису та теоретичного аналізу переміщення рухомої поперечини на різних інтервалах в межах кожного етапу машинного циклу гідравлічного преса з НАП використовувалися динамічні моделі. При цьому інерційна сила Д'Аламбера на них не вказується – в залежності від режиму переміщення рухомих частин вона може змінювати свій знак. Так в процесі розгону, коли превалюють активні сили, інерційна сила спрямована проти руху. Під час гальмування з переважальними силами опору сила інерції допомагає руху та перешкоджає гальмуванню.

В ході теоретичних досліджень передбачається використання системного підходу, згідно з яким розгляд машинного циклу гідравлічного преса з НАП здійснюється як єдиного цілого з урахуванням взаємозв'язку та взаємного впливу його окремих етапів – розгону, сталого переміщення та гальмування рухомої поперечини. При дослідженні динамічних особливостей кожного етапу машинного циклу процеси, що відбуваються, умовно розбиваються на декілька взаємозв'язаних часових інтервалів, які суттєво відрізняються динамікою. В якості критерію умовного розбиття використовувалися часові інтервали відкриття та закриття регулювальних клапанів.

Для рішення систем нелінійних диференційних рівнянь другого порядку математичних моделей та їх систем застосовано числовий метод Рунге – Кутта

з використанням програмного пакета Delphi. Загальну обробку результатів досліджень здійснювали в програмі MS Excel, а аналіз скінчено-елементним методом – за допомогою програмного продукту Simulation Xpress для Solid Works.

2.3 Методика проведення експериментальних досліджень

Весь комплекс експериментальних досліджень гідравлічних пресів з приводом від насосно-акумуляторних станцій, розроблений та виконаний у поданій дисертаційній роботі, необхідний для здійснення наступного [229]:

- виявлення якісних особливостей робочих процесів, що відбуваються у пресах упродовж різних етапів їх машинного циклу;
- отримання числової інформації про величини тисків на різних ділянках трубопроводів, ходів та швидкостей рухомої поперечини, часи закриття та закриття клапанів;
- визначення низки параметрів, необхідних для побудови математичних моделей;
- перевірки адекватності розроблених математичних моделей.

Методика експериментальних досліджень гідравлічних пресів з НАП передбачає вимірювання наступних основних параметрів систем керування:

- тисків в гідролініях робочих циліндрів різних ступенів зусиль (в центральному та бічних циліндрах), зворотних циліндрах, гідробалоні насосно-акумуляторної станції, у гідролінії преса після клапана-автомата, наповнювально-зливного баці;
- переміщення та швидкість рухомої поперечини на ходах наближення, робочому та зворотному;
- лінійні переміщення (висота підйому) напірних і зливних дросельних регулюючих клапанів розподільників робочих та зворотних циліндрів;
- положення штоків наповнювально-зливних клапанів при роботі преса на різних режимах та ступенях зусиль.

У поданій роботі експериментальні дослідження гідравлічного обладнання здійснювалися в реальних виробничих умовах при реалізації технологічних процесів «Кування», «Осадження» та «Шліхтування».

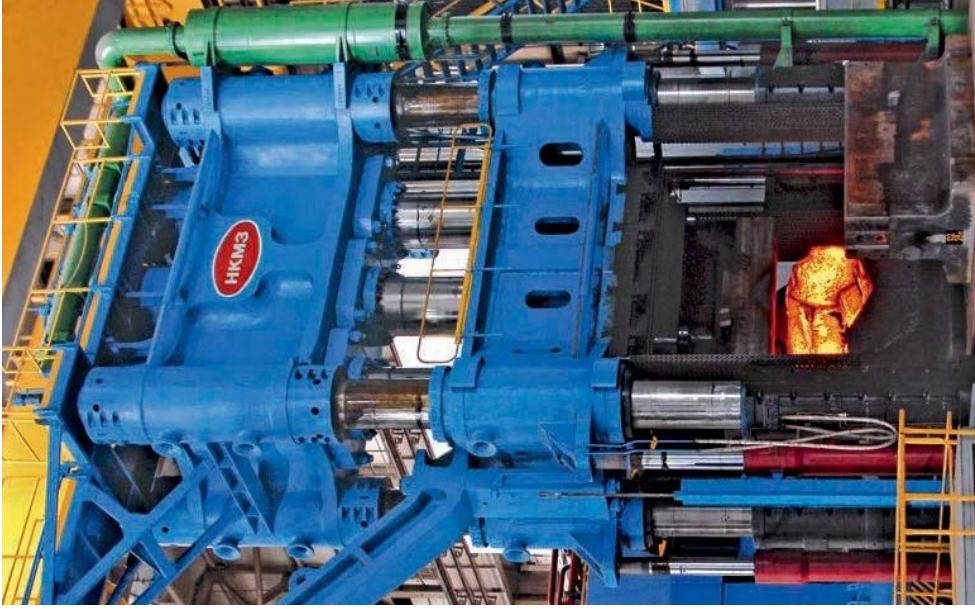
Експериментальні дослідження в умовах реального виробництва проводилися в ковальсько-пресових цехах №2 і №3 ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод». Дослідженню піддавали ковальські гідравлічні преси номінальним зусиллям 30, 50 и 100 МН (рис. 2.1), що мають привод від насосно-акумуляторних станцій номінальним тиском 32 МПа. Вказані преси входять до складу автоматизованих ковальських комплексів АКК-3000, АКК-5000, АКК-10000 відповідно [55, 236] та є базовими машинами, які піддаються доскональному дослідженню в поданій дисертаційній роботі. Принципова схема систем керування даними гідравлічними пресами була розглянута в розділі 1 (див. рис. 1.4). Досліджувані преси є агрегатами вертикальної конструкції та мають по три робочих циліндра, встановлених у верхній нерухомій поперечині. Наповнювальні-зливні баки розташовані біля пресів, насосно-акумуляторні станції віддалені на безпечну відстань, що відповідає нормам і правилам експлуатації судів високого тиску.

Преси повністю автоматизовані та керуються АСК – автоматизованою системою керування. Рядом з пресами працюють ковальські маніпулятори та крани, а також інструментальні маніпулятори.

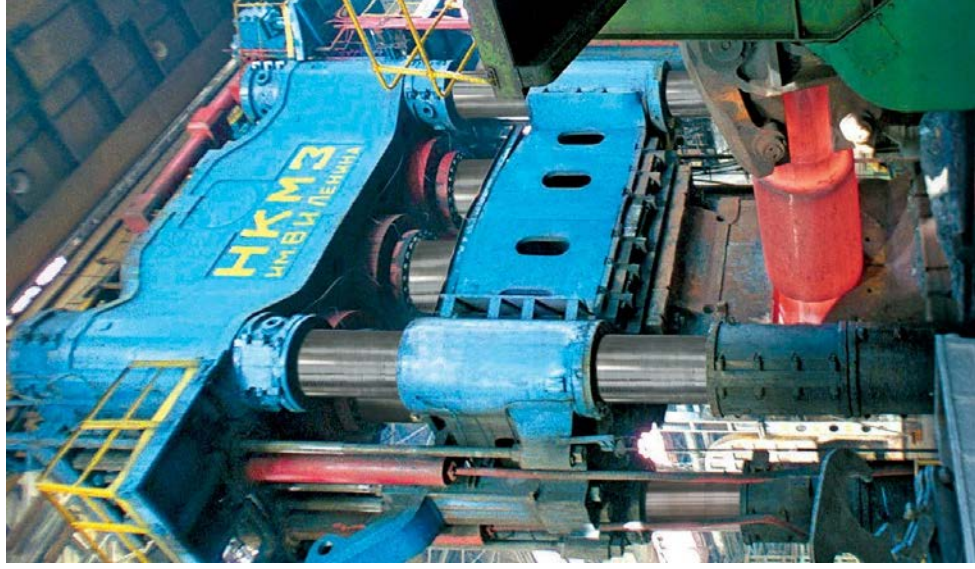
Система керування забезпечує можливість роботи пресів на трьох ступенях зусиль – одним центральним, двома бічними або всіма трьома циліндрами. При цьому в пресах номінальним зусиллям 50 МН и 100 МН друга ступінь зусиль реалізується двома бічними циліндрами, а в пресі зусиллям 30 МН – центральним, який має активну площу більшу, ніж сумарна активна площа бічних циліндрів. Дросельні регульовальні клапани встановлені в клапанних розподільниках робочих та зворотних циліндрів та керуються індивідуальними сервоприводами. Прес номінальним зусиллям 100 МН має в своїй конструкції врівноважувальні циліндри на відміну від пресів зусиллям 30 МН и 50 МН, де вони замінені додатковою парою зворотних циліндрів.



а)



б)



в)

Рисунок 2.1 – Досліджувані ковальські гідравлічні преси номінальним зусиллям 30 МН (а), 50 МН (б) та 100 МН (в) Новокраматорського машинобудівного заводу

Робоча рідина основної системи керування пресами та НАП – водна емульсія. Керування сервоприводами здійснюється від маслостанції з номінальним тиском 16 МПа.

Контроль основних параметрів гідравлічної системи керування пресом (див. рис. 1.4) здійснюється АСК за допомогою датчиків, схема установки яких показана на рисунку 2.2, де введені наступні умовні позначення:

1 – перетворювачі тиску моделі НМ 17 фірми Bosch REXROTH [237]:

- Р 1 – контроль тиску в напірній магістралі від НАС перед клапаном-автоматом (номінальний тиск 32 МПа), тип перетворювача НМ 17 – 1X/400;
- Р 2 – контроль тиску в напірній магістралі після клапана-автомата (номінальний тиск 32 МПа від гідробалона акумулятора), тип перетворювача НМ 17 – 1X/400;
- Р 3 – контроль тиску в магістралі низького тиску на виході з наповнювально-зливного бака (номінальний тиск 0,5 МПа), тип перетворювача НМ 17 – 1X/050;
- Р 4 и Р 6 – контроль тиску в центральному та бічних робочих циліндрах відповідно, тип перетворювача НМ 17 – 1X/400;
- Р 5 – контроль тиску у зворотних циліндрах, тип перетворювача НМ 17 – 1X/400;

2 – датчики лінійні безконтактні моделі ВТЛ фірми BALLUFF, тип датчиків ВТЛ5 – S502 – M0075 – В – S32 [238]:

- L 1 и L 2 – контроль положення напірного та зливного клапанів відповідно керування центральним робочим циліндром;
- L 3 и L 4 – контроль положення напірного та зливного клапанів відповідно керування бічними робочими циліндрами;
- L 5 и L 6 – контроль положення напірного та зливного клапанів відповідно керування зворотними циліндрами;

3 – датчик лінійний моделі ВТЛ фірми BALLUFF, тип датчика ВТЛ5 – T110 – M2250 – Р – S103 [239]:

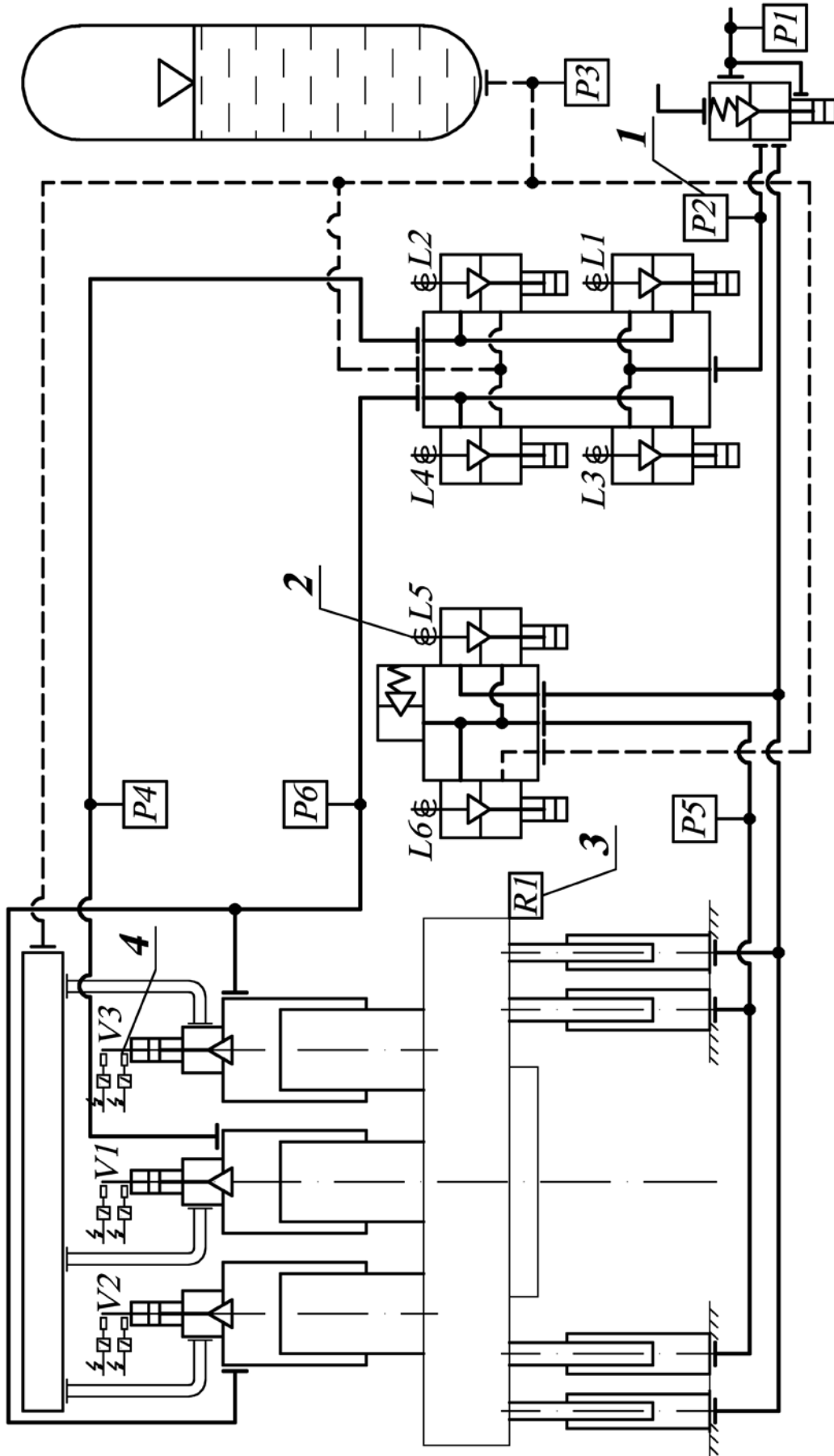


Рисунок 2.2 – Схема розташування датчиків в гідравлічній системі керування пресами

R 1 – контроль положення рухомої поперечини та вимірювання швидкості її переміщення;

4 – вимикач індуктивний безконтактний моделі BES фірми BALLUFF, тип вимикача BES516 – 105 – S4 – C [240]:

- V 1 – контроль відкритого та закритого станів НЗК центрального робочого циліндра;
- V 2 и V 3 – контроль відкритого та закритого станів НЗК бічних робочих циліндрів.

Розглянемо окремо кожний з цих датчиків.

Перетворювачі тиску (P 1 – P6, див.рис. 2.2) фірми Bosch REXROTH [237] призначені для перетворення тиску робочої рідини в електричний сигнал, який обробляється АСК гідравлічного преса. Вони встановлюються в необхідне місце гідросистеми за допомогою різьбового з'єднання штуцера 1 (рис. 2.3), всередині якого виконано осьовий канал для підводу робочої рідини під тиском до мембрани 2, виконаної із нержавіючої сталі. Мембрана 2, деформуючись під дією гідравлічного тиску, діє на тонкоплівковий вимірювальний елемент перетворювача 4 гнучкої плати 3. Всі вказані елементи перетворювача розміщені в корпусі 6 з електричним різнімачем 5, який забезпечує захист від впливу факторів навколишнього середовища. Сигнал на виході з перетворювача пропорційний рівню тиску робочої рідини в місці його монтажу в гідравлічній системі.

Діапазон вимірювань датчика (див. рис. 2.3) 10...60 МПа, похибка вимірювань не перевищує 0,5% від кінцевого значення.

Лінійний датчик (R 1, див. рис. 2.2) моделі BTL фірми BALLUFF [239] контролю положення рухомої поперечини та вимірювання швидкості її переміщення представляє собою напрямну 1 (рис. 2.4), вздовж якої переміщується магніт 2, який приводиться до руху рухомою поперечиною преса за допомогою тяги 3 та штанги 4, які запобігають поломці датчика при її перекосах.

Напрямна 1 кріпиться до корпусу зворотного циліндра, закріпленого на нижній нерухомій поперечині, а магніт 2 з тягою 3 та штангою 4 кріпляться до кронштейну, спеціально привареного до нерухомої поперечини.

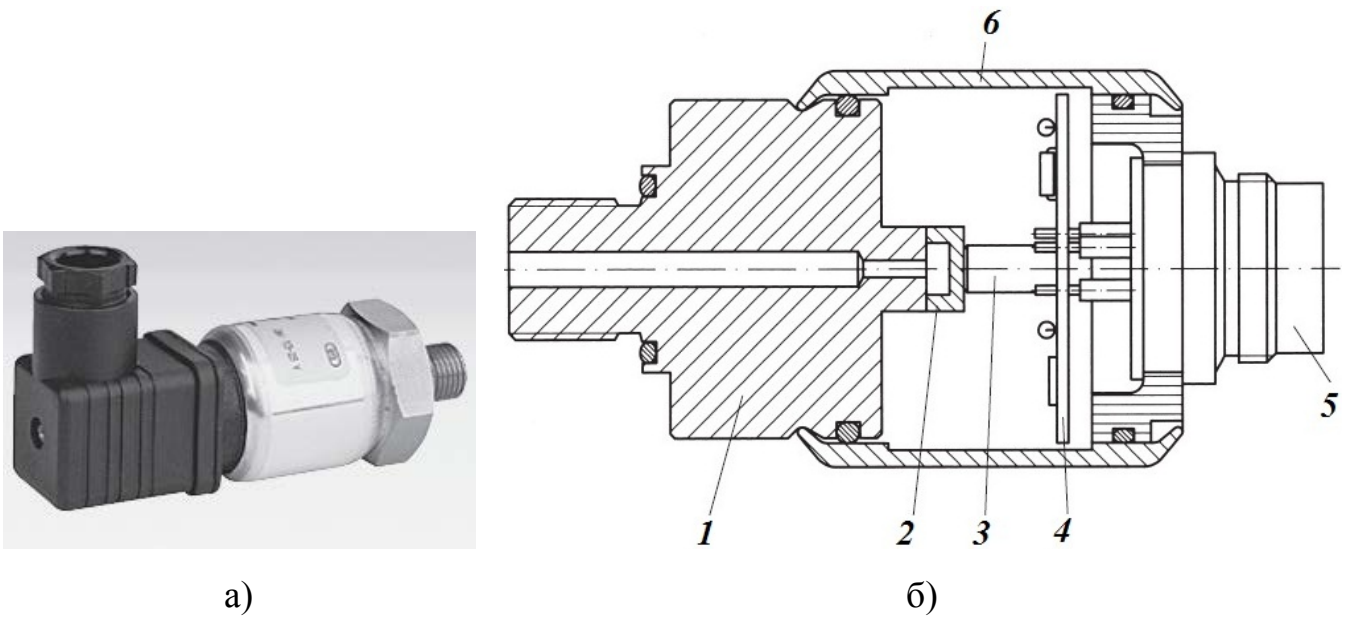


Рисунок 2.3 – Загальний вигляд (а) та конструктивна схема (б) перетворювача тиску моделі НМ 17 фірми Bosch REXROTH [237]

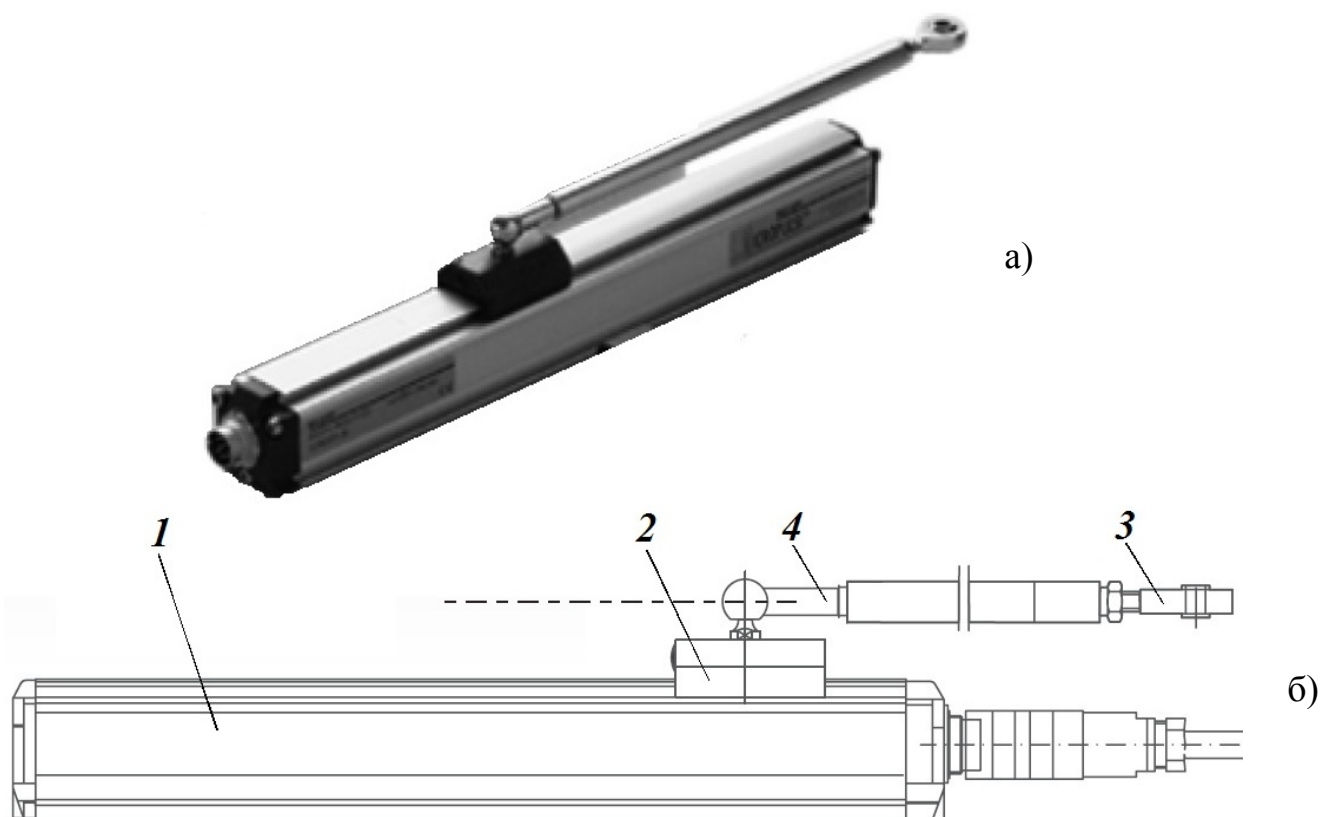


Рисунок 2.4 – Загальний вигляд (а) та конструктивна схема (б) лінійного датчика моделі ВТЛ фірми BALLUFF [239]

На пресі є дві установки датчиків контролю положення рухомої поперечини – на двох діагонально розташованих (відносно вісі преса) корпусах зворотних циліндрів. Це дозволяє контролювати перекид рухомої поперечини упродовж всього машинного циклу преса шляхом обчислення АСК різниці показань, отриманих від двох діагонально встановлених датчиків (див. рис. 2.4).

Імпульси струму, які виникають під час руху магніту 2 уздовж напрямної 1, перетворюються електронною системою датчика в показання положення рухомої поперечини гідравлічного преса та її швидкості.

Діапазон вимірювань датчика (див. рис. 2.4) 50...3000 мм, похибка вимірювань не перевищує 0,25% від кінцевого значення.

Кожен дросельний регулювальний клапан 1 (рис. 2.5, а) розподільників робочих та зворотних циліндрів встановлюється в окремому корпусі 2 та жорстко з'єднується із сервоприводом 2 (див. розділ 1). У верхній частині клапана 1 є хвостовик, в осьовому отворі якого розміщений безконтактний датчик лінійних переміщень 4 (L 1 – L6, див. рис. 2.2) [238]. Датчик має стрижневе виконання та за допомогою різьбового з'єднання штуцера 5 кріпиться до корпусу 2 клапана 1. Мікроімпульсна вимірювальна система розміщена у міцному корпусі 6 із захистом від зовнішніх впливів та представляє собою електронну головку датчика. Хвилевід розміщений всередині трубки 7, виконаної з нержавіючої сталі. Магнітна шайба 8 жорстко кріпиться до хвостовика клапана 1 з можливістю безконтактної взаємодії з хвилеводом усередині трубки 7 в процесі підйому (опускання) клапана 1. Сигнал розузгодження між магнітним полем шайби 8 та хвилеводом усередині трубки 7 пропорційний лінійному переміщенню штока клапана 1. Регулювальні клапани розподільників робочих та зворотних циліндрів керуються сервоприводами у слідкуювальному режимі, тому датчик лінійних переміщень (див. рис. 2.5, б) є ланкою зворотного зв'язку за переміщенням для визначення поточної величини критичного перерізу клапана.

Діапазон вимірювань датчика (див. рис. 2.5) 0...100 мм, похибка вимірювань не перевищує 0,25% від кінцевого значення.

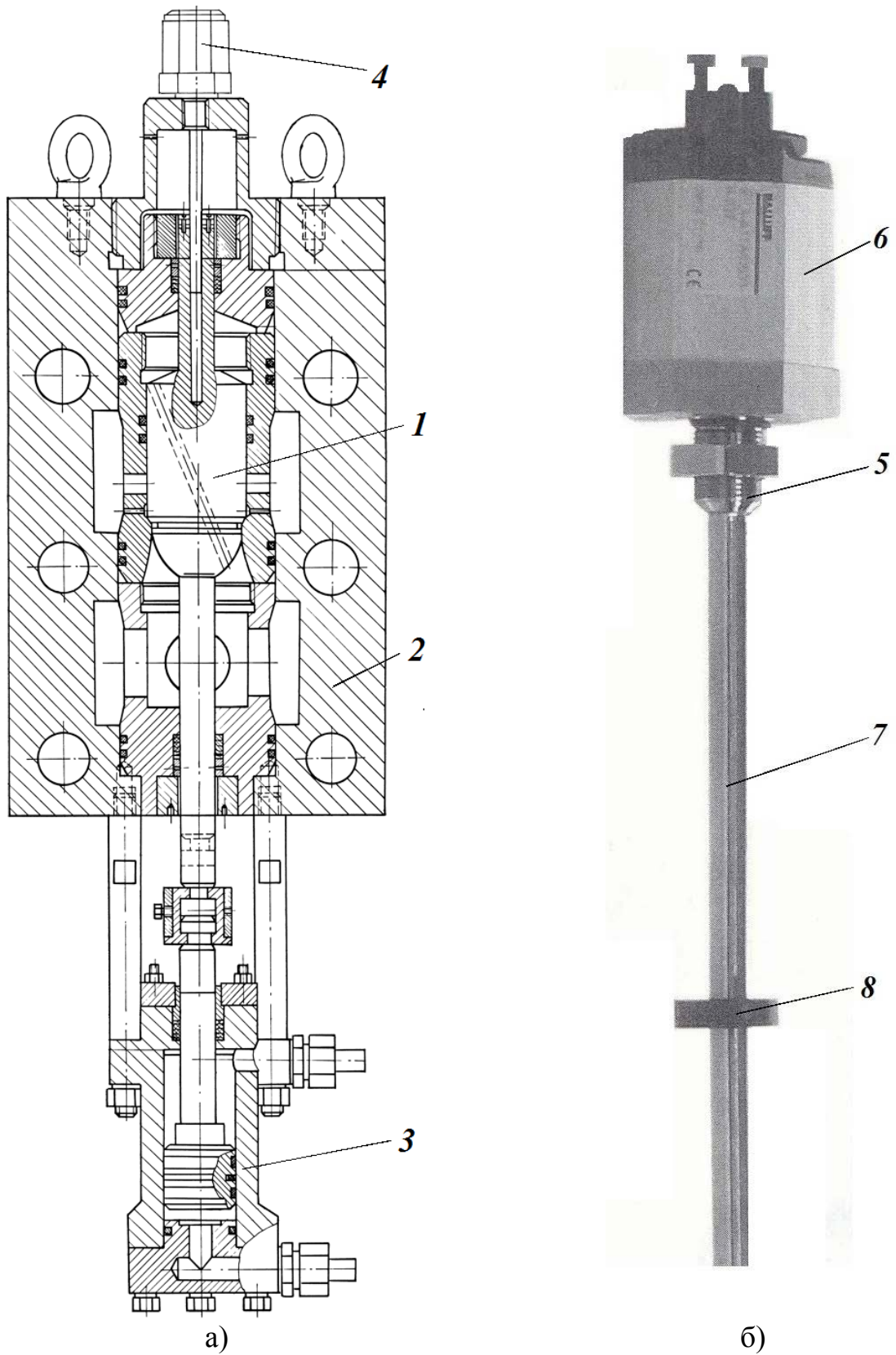


Рисунок 2.5 – Схема дросельного регулювального клапана (а) та загальний вигляд встановленого у ньому датчика лінійних переміщень (б) фірми BALLUFF

Що стосується наповнювально-зливних клапанів, то слідкувальне керування в них відсутнє. На досліджених пресах встановлені НЗК власної конструкції НКМЗ, приведеної на рисунку 1.9, а.

На рисунку 2.6 приведена схема установки індуктивного вимикача [240] на НЗК (а) та загальний його вигляд (б). Шток-поршень 2 сервоприводу НЗК оснащений хвостовиком з шайбой 3 на кінці. Зверху на сервоциліндр НЗК надітий ковпак, в якому встановлені індуктивні безконтактні вимикачі 1 – по два на кожний наповнювально-зливний клапан (V 1 – V3, див. рис. 2.2). У відповідності до умов установки між шайбою 3 та індикаторними головками вимикачів 1 повинен бути передбачений зазор 4 мм. Вертикальна відстань між осями вимикачів 1 відповідає ходу НЗК, утворюючи два кінцевих положення. Верхня та нижня кромки шайби 3 повинні бути на рівні осей вимикачів 1 при відкритому та закритому стані НЗК відповідно.

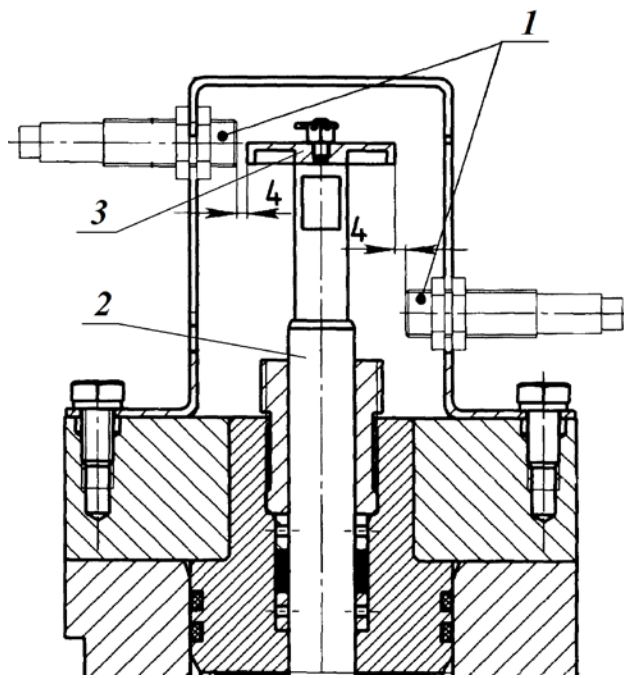
Номінальна відстань спрацьовування вимикача (див. рис. 2.6) 5 мм.

Показання усіх встановлених в системі керування пресом датчиків виводяться у відцифрованому вигляді на пульт керування машиніста преса відповідно до схеми, представленої на рисунку 2.7. Перед виконанням технологічного процесу здійснюється діагностика всієї системи на базі показань відповідних датчиків. Інтерфейс системи діагностики АСК показаний на рисунку 2.8. Вибір способу роботи АСК в ручному або автоматичному режимі для виконання певного технологічного процесу здійснюється машиністом преса у відповідності до алгоритмів, закладених в АСК (рис. 2.9).

Дані, пов'язані із діагностикою обладнання перед початком технологічного процесу та отримані під час його реалізації, зберігаються в АСК з можливістю їх наступного аналізу з використанням спеціального програмного пакета іба Analyzer безпосередньо на підприємстві. Приклад типової діаграми машинного циклу преса, отриманої шляхом аналізу відцифрованих даних програмою іба Analyzer, наведено на рисунку 2.10.

Власником досліджуваного обладнання та датчиків є ПАТ НКМЗ.

Номера протоколів вимірювань 150830 – 150908.



а)



б)

Рисунок 2.6 – Схема установки індуктивного вимикача на НЗК (а) та загальний вигляд (б) вимикача моделі BES фірми BALLUFF

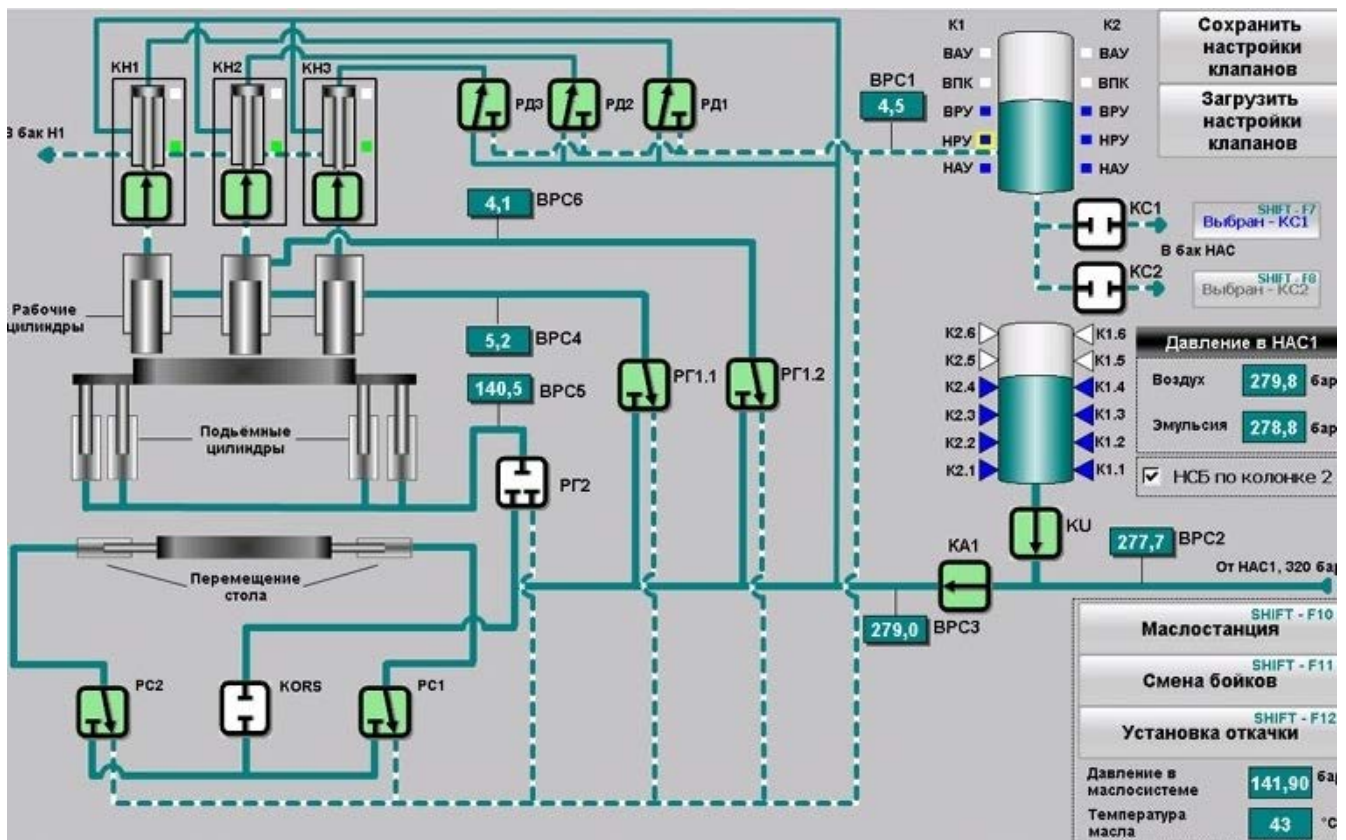


Рисунок 2.7 – Схема показань датчиків системи керування пресом

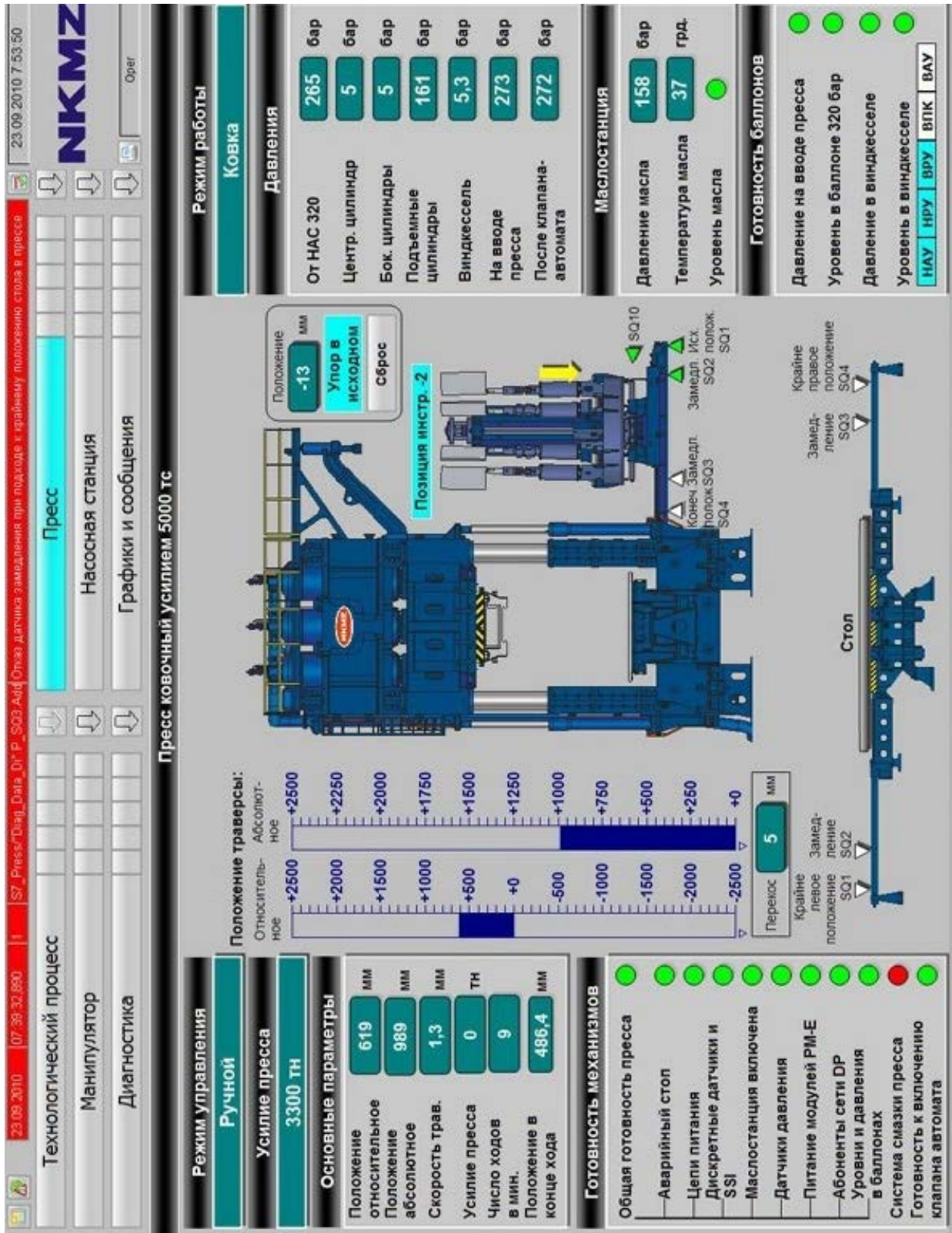


Рисунок 2.8 – Интерфейс системы диагностики АСК перед выполнением технологического процесса

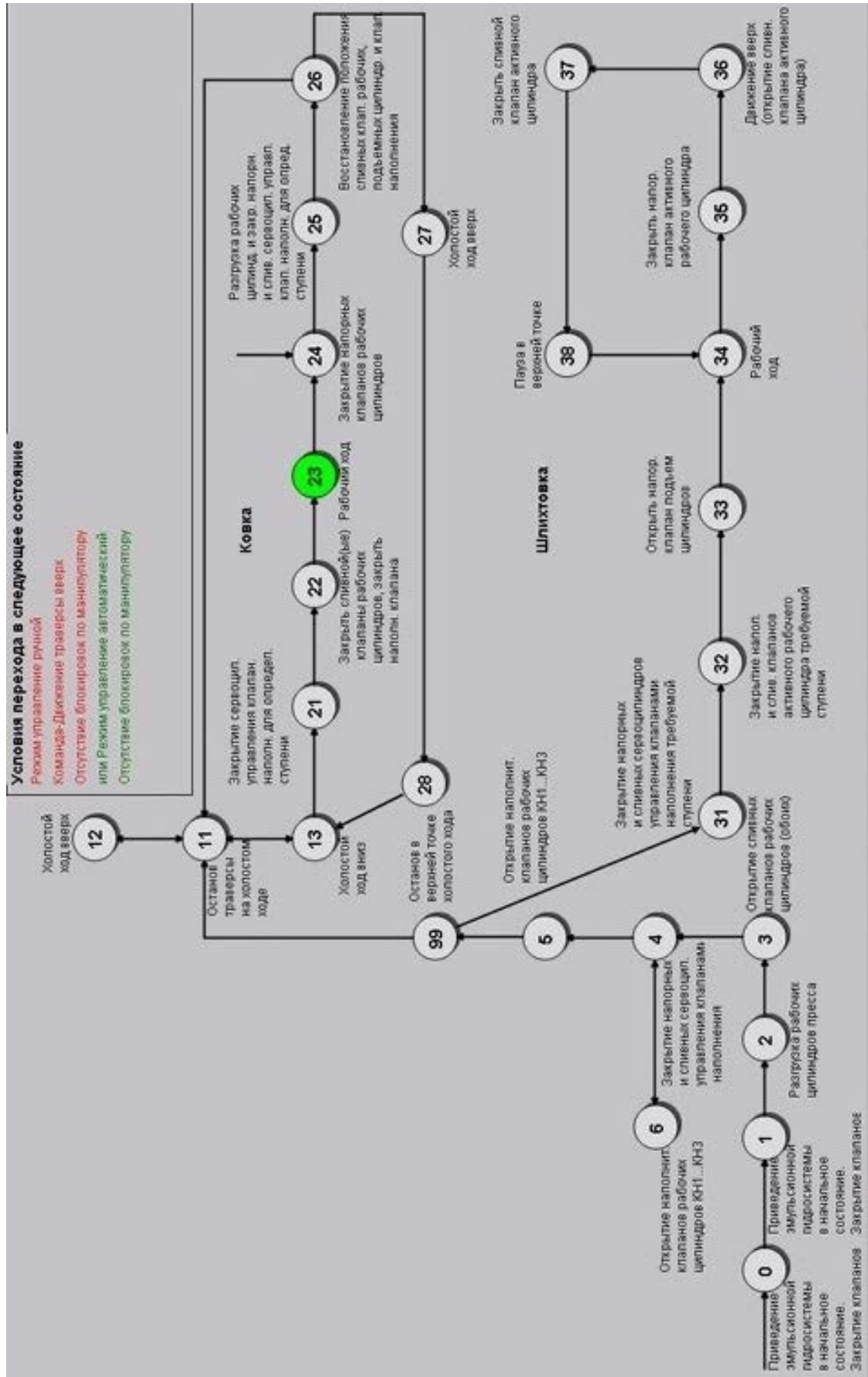


Рисунок 2.9– Интерфейс выбора режиму роботи АСК для виконання технологічного процесу

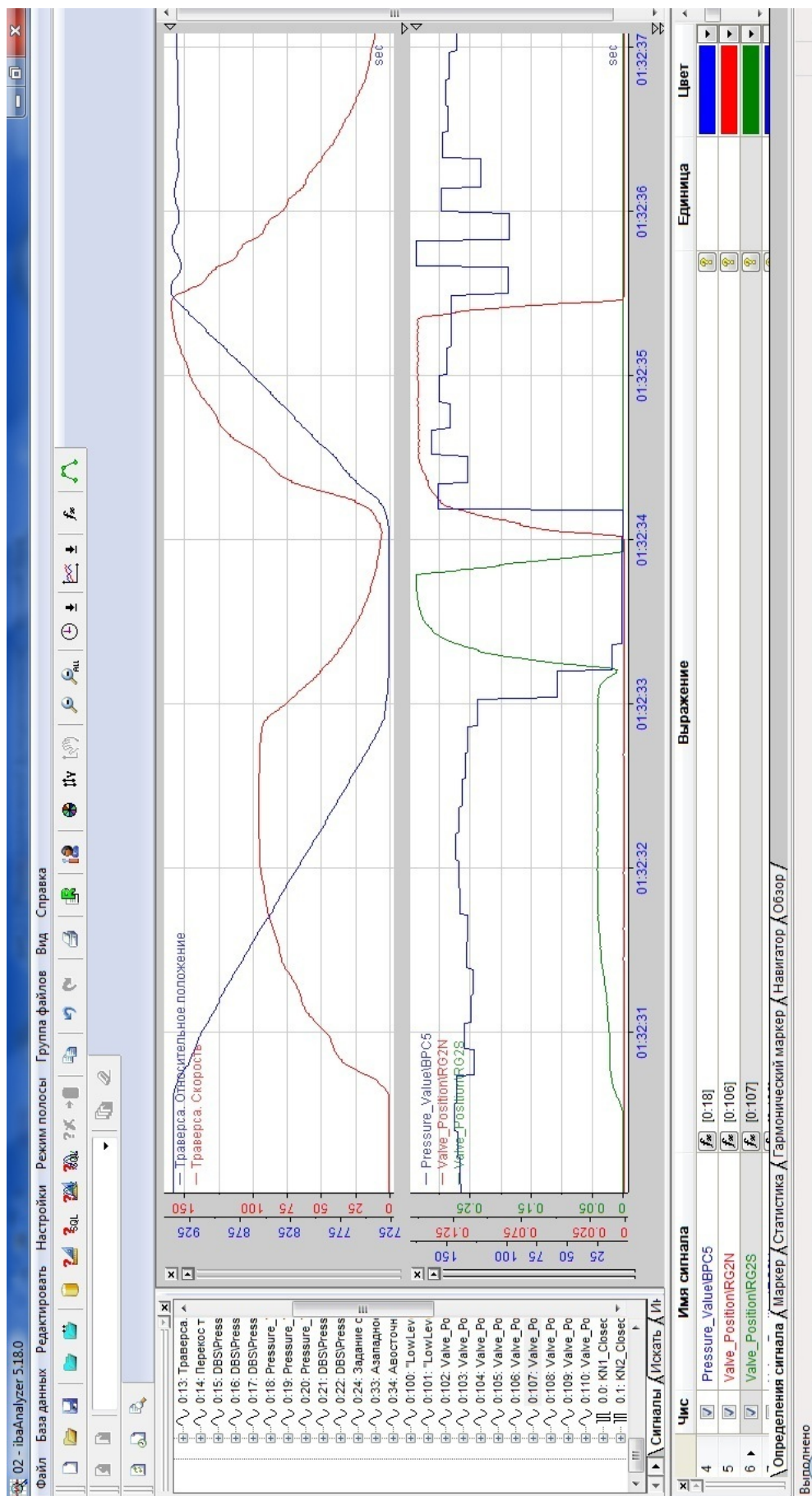


Рисунок 2.10– Приклад типової діаграми машинного циклу преса, отриманої шляхом аналізу відцифрованих даних програмою iBa Analyzer

2.4 Методика експериментального визначення базових параметрів досліджуваних гідравлічних пресів та їх статистичної обробки

В ході експериментальних досліджень важливим є визначення базових параметрів досліджуваних гідравлічних пресів з НАП (див. рис. 2.1).

На базі заводських креслень розведень трубопроводів і схем гідравлічних принципів для кожного преса визначали:

- сумарні активні площі циліндрів – робочих F_p , зворотних F_e та врівноважувальних F_{yp} – задіяних у реалізації машинного циклу;
- розподілення номінального зусилля P_n за ступенями;
- повний хід рухомої поперечини H ;
- довжини l_i та діаметри d_i відповідних гідроліній;
- вид та розподілення гідроопорів кожної гідролінії.

Фактична маса M металевих рухомих частин розраховувалася для кожного преса у відповідності до величини статичного тиску p_{cm} , який створюється у зворотних циліндрах преса перед початком ходу наближення, коли клапани керування цими циліндрами закриті, а рухомі маси покояться на стовпі запертої у зворотних циліндрах робочої рідини (див. рис. 2.7).

Виходячи із умови рівноваги рухомої поперечини у верхньому положенні, отримуємо наступну залежність для визначення маси M

$$M = \frac{p_{cm} \cdot F_e - p_{\bar{o}} \cdot F_p + p_a \cdot F_{yp}}{g},$$

де $p_{\bar{o}}$ – тиск на виході з НЗБ, МПа;

p_a – тиск на виході з НАС, МПа;

g – гравітаційна постійна, м/с².

Значення тисків p_{cm} , $p_{\bar{o}}$ и p_a вимірюються раніше розглянутими датчиками тисків та виводяться на екран діагностики (див. рис. 2.8). При цьому фактично тиск p_a представляє собою не тиск в акумуляторі в чистому вигляді, а тиск на вході в систему керування пресом, тобто тиск робочої рідини після кла-

пана-автомата (датчик Р 2, див. рис. 2.2). Тиск p_b фіксується датчиком Р 3 (див. рис. 2.2), а тиск p_{cm} – датчиком Р5 (див. рис. 2.2).

Базові параметри досліджуваних ковальських гідравлічних пресів з НАП, необхідні для подальшого аналізу та математичного моделювання в поданій дисертаційній роботі, зведені в таблицю 2.1.

При аналізі експериментально отриманих діаграм виділяють періоди сталого переміщення рухомої поперечини, коли швидкість постійна та має максимальне значення для конкретного етапу машинного циклу. Для таких періодів справедлива наступна рівність [163]

$$V_{n_max} = \sqrt{\frac{c}{b}}, \quad (2.6)$$

де V_{n_max} – максимальна швидкість сталого переміщення рухомої поперечини преса, м/с.

Задаючись значенням V_{n_max} із експериментальних діаграм, можна визначити значення коефіцієнтів c і b відповідних етапів роботи пресів на ходах наближення, робочому та зворотному, а також при декомпресії робочих циліндрів від високого тиску.

Також, використовуючи значення V_{n_max} , можна визначити величини коефіцієнтів $\zeta_{кл}$ опору повністю відкритих дросельних регулювальних клапанів відповідно до формули Вейсбаха [136]

$$\zeta_{кл} = \frac{\Delta p}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{n_max}^2}, \quad (2.7)$$

де Δp – перепад тисків у гідролінії, де встановлений клапан, МПа.

Значення Δp також визначається із експериментальних діаграм по кривим, що описують процеси на різних ділянках гідроприводу.

Для математичного опису динаміки перехідних процесів у гідроприводі необхідно мати інформацію про пружні властивості робочої рідини, окремих гідроліній та металоконструкції самого преса.

Таблиця 2.1 – Параметри ковальських гідравлічних пресів с НАП

Параметр	Прес номінальним зусиллям P_n		
	30 МН	50 МН	100 МН
Розподілення номінального зусилля P_n за ступенями, МН: <ul style="list-style-type: none"> • I ступінь • II ступінь • III ступінь 	10 20 30	16,5 33 50	33 65 100
Діаметри циліндрів, мм: <ul style="list-style-type: none"> • робочого центрального • робочого бічного • зворотного • врівноважувального 	950 460 200 –	820 820 240 –	1180 1180 360 250
Кількість циліндрів: <ul style="list-style-type: none"> • робочих • зворотних • врівноважувальних 	3 4 –	3 4 –	3 2 2
Активна площа робочих циліндрів F_p , м ² : <ul style="list-style-type: none"> • I ступінь • II ступінь • III ступінь 	0,332 0,709 1,041	0,528 1,056 1,584	1,094 2,188 3,282
Сумарна площа зворотних циліндрів $F_{\text{зв}}$, м ²	0,126	0,181	0,204
Сумарна площа врівноважувальних циліндрів $F_{\text{ур}}$, м ²	–	–	0,098
Повний хід рухомої поперечини H , мм	2060	2500	3000
p_a , МПа	29	27	29
$p_{\text{б}}$, МПа	0,45	0,53	0,4
$p_{\text{ст}}$, МПа	13,8	16,1	13,2
M , кг	132770	211700	440000
ρ , кг/м ³	1000	1000	1000

Дослідженнями [166, 167] встановлено, що жорсткість різних елементів характеризується зміною активного зусилля ΔP в залежності від величини подовження ΔS (вибігу) та пов'язана з ними залежністю

$$\Delta P = k \cdot \Delta S,$$

де k – зведена до рухомої поперечини лінійна жорсткість відповідної ділянки гідроприводу, Н/м.

Останньою формулою зручно користуватися у наступному вигляді

$$k_i = \frac{\Delta p \cdot F_i}{\Delta S}, \quad (2.8)$$

де k_i – зведена до рухомої поперечини лінійна жорсткість i -ї (необхідної) ділянки гідроприводу, Н/м.

Величини Δp та ΔS визначаються для різних ділянок гідроприводу із експериментальних діаграм процесів, що розглядаються. Найбільш характерними є періоди переміщення рухомої поперечини після закриття регулювальних клапанів під дією інерційних та сил пружності. Такий рух призводить до розтягання стовпа рідини або збільшення замкнутого об'єму циліндра, внаслідок чого виникає падіння тиску Δp при вибігу ΔS .

Для описання коливальних процесів важливим є урахування об'ємної жорсткості q_i гідроприводу, яка може бути розрахована для різних його ділянок з використанням наступної формули [147]

$$q_i = \frac{E_{np} \cdot f_i^2}{W_i}, \quad (2.9)$$

де E_{np} – зведений модуль об'ємної пружності гідроприводу, МПа;

W_i – об'єм i -ї пружної ділянки гідроприводу, м³.

При переміщенні рухомої поперечини фіксується два її положення – відносне та абсолютне (див. рис. 2.8). За величиною абсолютного положення із експериментальних діаграм може бути визначена різниця рівнів Δh_{yp} рідини в НЗБ і робочих циліндрах преса за формулою

$$\Delta h_{yp} = S_a + H,$$

де S_a – абсолютне положення рухомої поперечини, мм.

Обробка результатів експериментальних досліджень здійснювалася у відповідності до розподілу Стьюдента, який використовується для оцінки похибки при малому числі спостережень ($n < 30$) [241, 242, 243].

При аналізі похибок експериментальних вимірювань були прийняті наступні допущення:

- похибки вимірювань носять випадковий характер та підпорядковуються розподілу Стьюдента;
- усі вимірювання в експериментах відносяться до числа прямих вимірювань.

Оскільки керування досліджуваних пресів здійснювалося від АСК, то для отримання однакових за часом процесів вибиралися ті режими роботи, в яких машинні цикли з однаковими параметрами повторювали як мінімум десять разів, після чого серед всіх замірів вибирали п'ять, що співпадають за часом.

Методика визначення похибки вимірювань за критерієм Стьюдента досконально викладена в спеціальній літературі [242], тому в поданій роботі не наводиться. Відповідні критерії Стьюдента вибиралися за спеціальними таблицями в залежності від кількості вимірювань. При цьому величина довірчої імовірності складала 0,95.

ВИСНОВКИ

1. Необхідність підвищення ступеня наукової обґрунтованості технічних рішень, що приймаються в галузі гідропресобудування, нерозривно пов'язана з проведенням широкого круга всебічних теоретичних й експериментальних досліджень, спрямованих на розширення технологічних можливостей, підвищення надійності та ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП.

2. Результати експериментальних досліджень й теоретичних пошуків лягають в основу розробки методу інженерного аналізу гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом завдяки створенню розгорнутої бази даних, яка має практичне застосування у виробничій діяльності.

3. В основу теоретичних досліджень фізичних процесів, що протікають в гідравлічних системах пресів з НАП, покладені диференційні рівняння у вигляді Д'Аламбера переміщення рухомої поперечини преса, а також методи теорії механіки рідини та газу, теорії об'ємного гідропроводу, прикладних теорій коливань, удару та пружності. В ході теоретичних досліджень доцільним є використання системного підходу, згідно з яким розгляд машинного циклу гідравлічного преса з НАП здійснюється як єдиного цілого з урахуванням взаємозв'язку та взаємного впливу його окремих етапів.

4. Розроблений комплекс експериментальних досліджень гідравлічних пресів з НАП спрямований на виявлення якісних особливостей роботи упродовж різних етапів їх машинного циклу, отримання числової інформації про величини тисків на ділянках гідропроводу, ходу та швидкості рухомої поперечини, час й закони відкриття клапанів. На базі отриманих експериментальних даних здійснюється визначення параметрів, необхідних для побудування математичних моделей та перевірки їх адекватності.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАПОВНЕННЯ РОБОЧИХ ЦИЛІНДРІВ РІДИНОЮ НИЗЬКОГО ТИСКУ

3.1 Експериментальне дослідження ходу наближення гідравлічних пресів з НАП

Заповнення робочих циліндрів гідравлічних пресів з НАП рідиною низького тиску відбувається в період ходу наближення рухомої поперечини до поковки, тобто при її переміщенні вниз [244]. Рідина низького тиску надходить в робочі циліндри з наповнювально-зливного бака самопливом внаслідок перепаду тисків між ними. Стовп рідини переміщається з бака по тонкостінному наповнювально-зливному трубопроводу великого прохідного перерізу та через відкриті НЗК заповнює порожнину, що вивільняється в робочих циліндрах при русі поперечини вниз. В цьому випадку наповнювально-зливний бак служить акумулятором рідини низького тиску, який підтримується в ньому цеховою пневматичною магістраллю або компресорною станцією.

Для виявлення особливостей роботи гідравлічних пресів з НАП в період ходу наближення проводили їх експериментальні дослідження в реальних виробничих умовах відповідно до методики, викладеної в розділі 2. При цьому прагнули досліджувати хід наближення та процес заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску в «чистому вигляді», тобто без впливу факторів технологічного процесу. Це є прийнятним, оскільки, як вже раніше зазначалося, показники ходу наближення рухомої поперечини до поковки не впливають на якість її обробки через відсутність обтискання поперечиною (інструментом) поковки. Крім цього такий підхід дозволяє на стадії експериментальних досліджень визначити параметри обладнання та систем керування, необхідні для побудови математичних моделей.

Таким чином, в ході експериментальних досліджень кувальний гідравлічний прес з НАП працював в режимі, відповідному типовій діаграмі, наведеній на рисунку 3.1, де введені такі позначення кривих:

крива 1 – переміщення рухомої поперечини;

крива 2 – швидкість руху рухомої поперечини;

крива 3 – хід впускного клапана зворотних циліндрів;

крива 4 – хід зливного клапана зворотних циліндрів.

Впускні регулювальні клапани центрального та бічних робочих циліндрів закриті, їх зливні клапани та НЗК повністю відкриті.

Для здійснення рухомою поперечиною ходу наближення відкривали зливний клапан зворотних циліндрів (крива 4). Рухома поперечина (крива 1) опускалася вниз з деякою швидкістю (крива 2). Після змикання бойків зливний клапан зворотних циліндрів (крива 4) відкривали повністю, рідину високого тиску в робочі циліндри не подавали.

Для підйому рухомої поперечини в верхнє положення, тобто здійснення зворотного ходу, закривали зливний клапан зворотних циліндрів (крива 4), після чого відкривали впускний клапан зворотних циліндрів (крива 3). Рухома поперечина (крива 1) рухалася вгору. Для її гальмування в верхньому положенні закривали впускний клапан зворотних циліндрів (крива 3).

Таким чином, отримана діаграма (див. рис. 3.1) дозволяє досліджувати особливості роботи кувальних гідравлічних пресів на етапах, що не відповідають за якість обробки заготовки тиском – під час ходів наближення та зворотного.

Період змикання бойків без поковки цікавий з точки зору визначення параметрів жорсткості металоконструкції преса, необхідних для побудови математичних моделей відповідних етапів машинного циклу, а також дослідження переміщення рухомої поперечини при жорсткому контакті бойків.

На рисунку 3.2 приведена діаграма ходу наближення кувального гідравлічного преса зусиллям 30 МН з наступним позначенням кривих:

крива 1 – переміщення рухомої поперечини;

крива 2 – швидкість переміщення рухомої поперечини;

крива 3 – хід зливного клапана зворотних циліндрів;

крива 4 – тиск в зворотних циліндрах;

крива 5 – тиск в робочих циліндрах;

крива 6 – тиск в наповнювально-зливному баці.

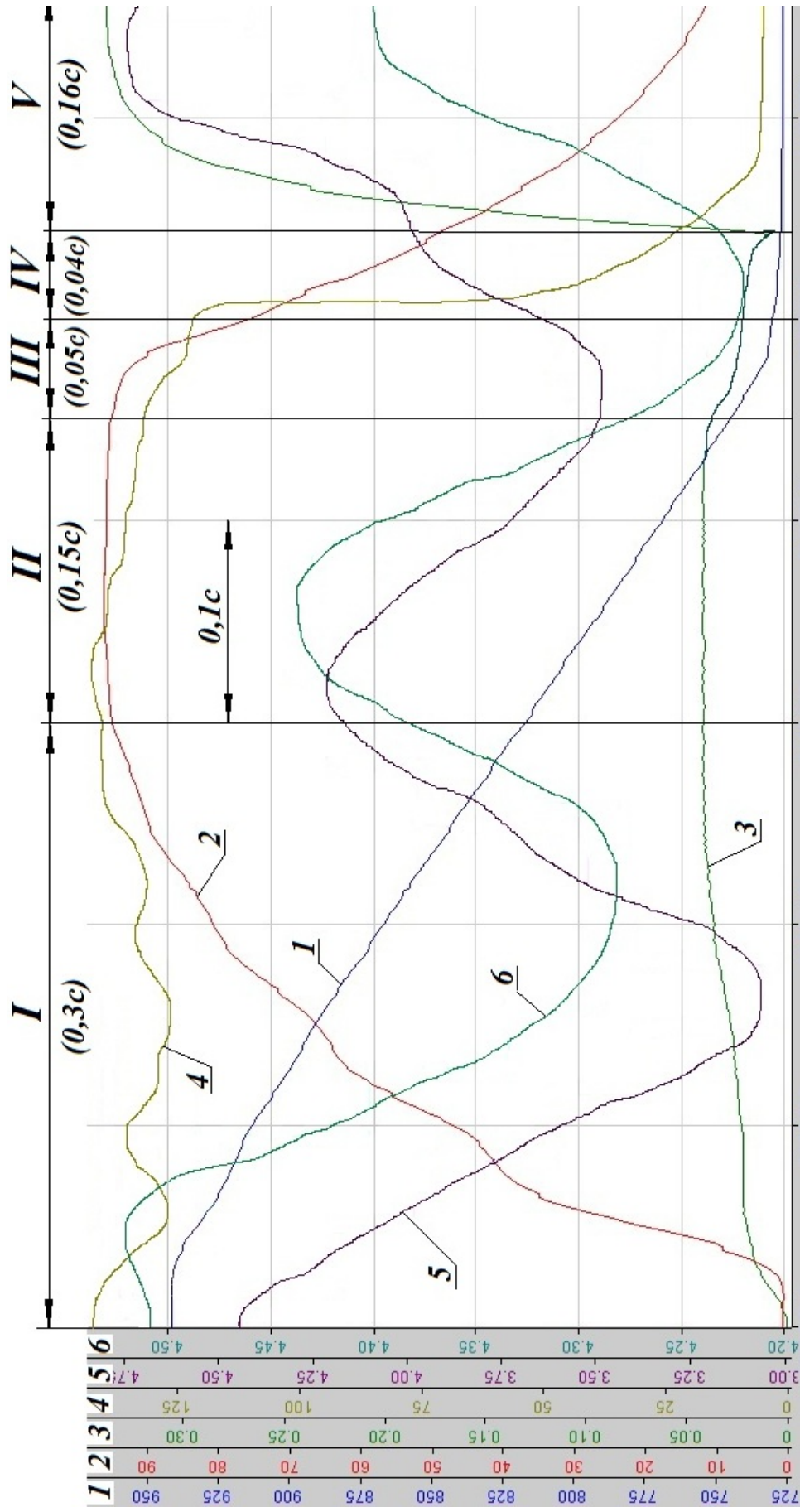


Рисунок 3.2 – Діаграма ходу наближення кувального гідравлічного преса зусиллям 30 МН

Для проведення аналізу ходу наближення процес, зображений на діаграмі (див. рис. 3.2), умовно розбитий на кілька часових інтервалів:

- інтервал I – незначне відкриття зливного клапана зворотних циліндрів (крива 3), розгін рухомої поперечини (криві 1 і 2);
- інтервал II – усталений рух рухомої поперечини (криві 1 і 2) униз;
- інтервал III – прикриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3), гальмування рухомої поперечини (криві 1 і 2) перед змиканням бойків;
- інтервал IV – вибіг поперечини (криві 1 і 2) після змикання бойків;
- інтервал V – повне відкриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3), зупинка рухомої поперечини (криві 1 і 2).

Перед початком ходу наближення поперечина (крива 1) нерухома (крива 2) і знаходиться у верхньому положенні на позначці (відносного положення) порядку 940 одиниць.

Початкові значення тисків відповідають:

- 14,3 МПа – в зворотних циліндрах (крива 4);
- 0,4 МПа – в робочих циліндрах (крива 5);
- 0,45 МПа – в наповнювально-зливному баці (крива 6).

Зливний клапан зворотних циліндрів (крива 3) закритий.

В інтервалі I, який триває 0,3 с, зливний клапан зворотних циліндрів (крива 3) незначно відкривають – висота підйому відповідає близько 2,5 мм – для обмеження в початковий момент переміщення рухомої поперечини (крива 1) величини прискорення й попередження гідроудару в наповнювально-зливній та системі зворотних циліндрів, а також вакуумування робочих циліндрів (крива 5). Процеси, що відбуваються перші 0,1 с інтервалу I, зручно спостерігати на діаграмі, наведеній на рисунку 3.3 (номера кривих збігаються з кривими діаграми на рисунку 3.2).

Рухома поперечина (крива 1) починає свій розгін на ході вниз (див. рис. 3.4). За час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів (крива 3) поперечина встигає розігнатися до швидкості 45 мм/с (крива 2).

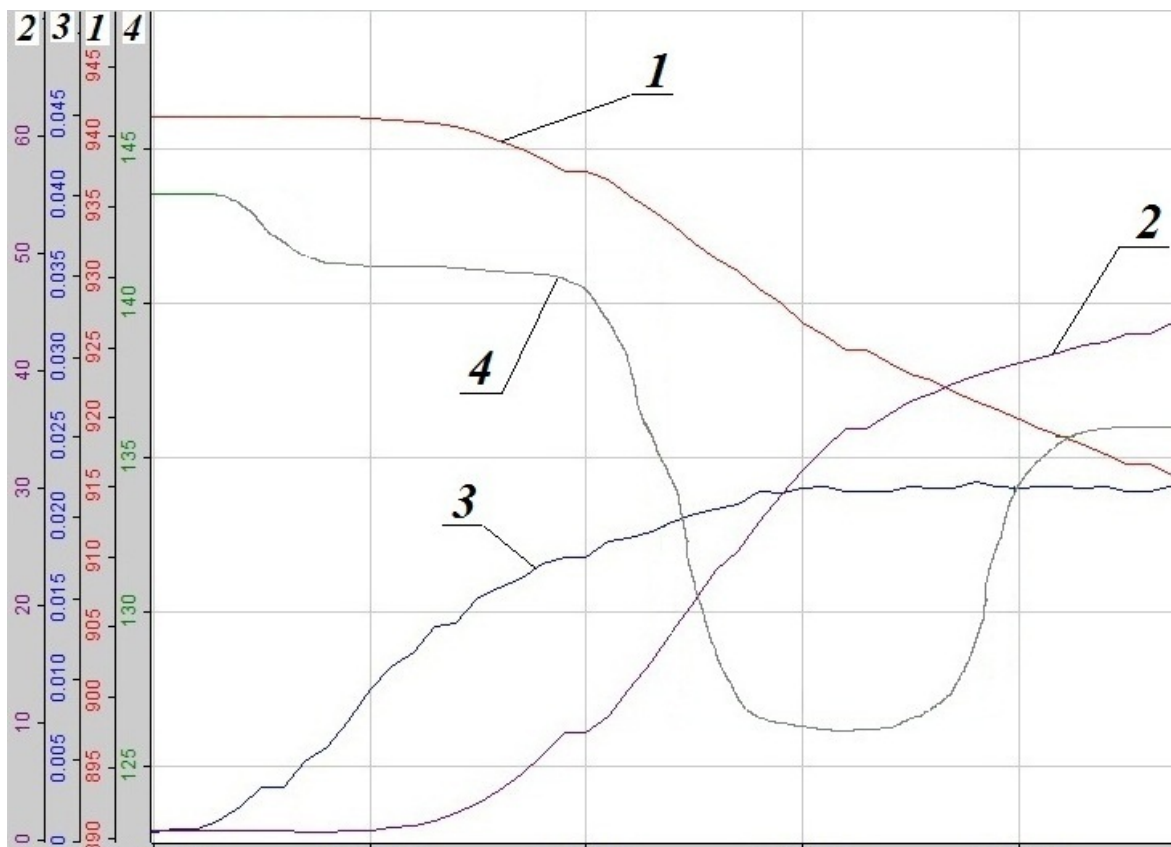


Рисунок 3.3 – Діаграма зміни тиску в зворотних циліндрах на початку руху поперечини на ході наближення

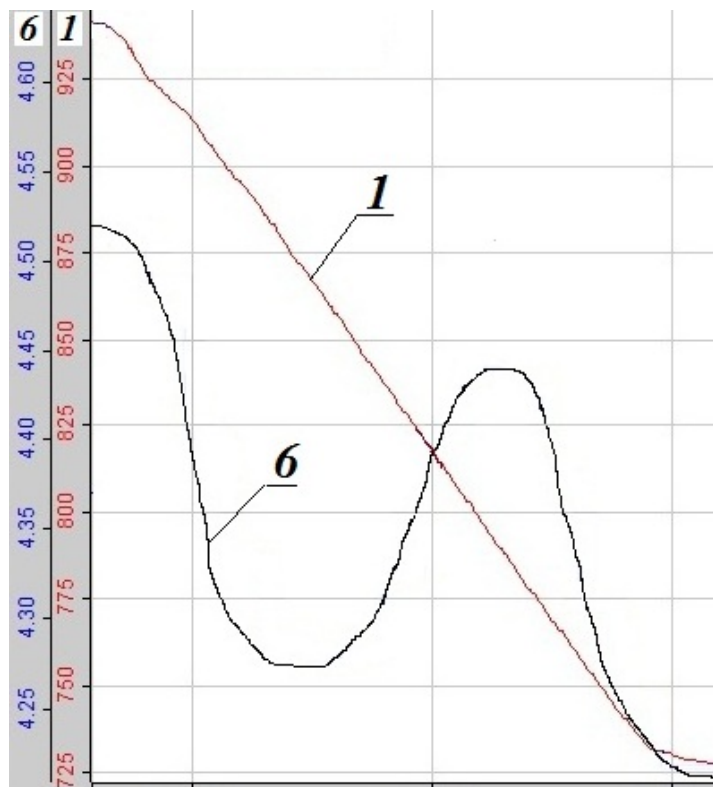


Рисунок 3.4 – Діаграма зміни тиску в НЗБ при переміщенні рухомої поперечини на ході наближення

Тиск в зворотних циліндрах гідравлічного преса падає до 12,6 МПа внаслідок витікання з них рідини через відкритий зливний клапан зворотних циліндрів (крива 3). Тиск в робочих циліндрах (крива 5) різко падає до 0,36 МПа, а в НЗБ (крива 6) – до 0,43 МПа.

У процесі опускання рухомої поперечини (крива 1) зливний клапан зворотних циліндрів (крива 3) піднімають до висоти підйому, що дорівнює 5 мм, забезпечуючи подальше наростання швидкості (крива 2). Тиск в робочих циліндрах (крива 5) продовжує падати, досягаючи в середині інтервалу I мінімального значення 0,3 МПа. Тиск в зворотних циліндрах (крива 4) коливається відносно позначки в 13 МПа.

До кінця інтервалу I по мірі розгону інерційного стовпа рідини в наповнювально-зливному трубопроводі та нагнітання компресором стисненого повітря в НЗБ тиск в робочих циліндрах (крива 5) і баці (крива 6) дещо підвищується до значень 0,37 МПа і 0,43 МПа відповідно. Рухома поперечина (крива 1) розганяється до максимальної швидкості 95 мм/с. Тиск в зворотних циліндрах підвищується до початкового значення 14,3 МПа.

За час розгону рухома поперечина (крива 1) встигає досягти позначки відносного положення 820 мм, тобто хід розгону склав 12,0 мм.

Інтервал II триває 0,15 с і відображає усталений рух поперечини (крива 1) на ході вниз з максимальною швидкістю (крива 2) 95 мм/с.

По мірі заповнення робочих циліндрів тиск (крива 5) в них і в НЗБ (крива 6) знову знижується до відміток 0,35 МПа и 0,4 МПа відповідно. Тиск в зворотних циліндрах (крива 4) поступово падає до 13 МПа внаслідок наростання інтенсивності витікання з них робочої рідини та зниження тиску в НЗБ (крива 6). Зливний клапан зворотних циліндрів (крива 3) постійно відкритий на висоту 5 мм. Усталений рух рухомої поперечини (крива 1) припиняється в момент змикання бойків. До цього часу рухома поперечина (крива 1) встигає досягти позначки відносного положення в 745 мм. Таким чином, за час усталеного руху вона опустилася на 7,5 мм.

Процеси, що відбуваються на ході наближення протягом подальших інтервалів, зручно спостерігати на діаграмі, наведеній на рисунку 3.5.

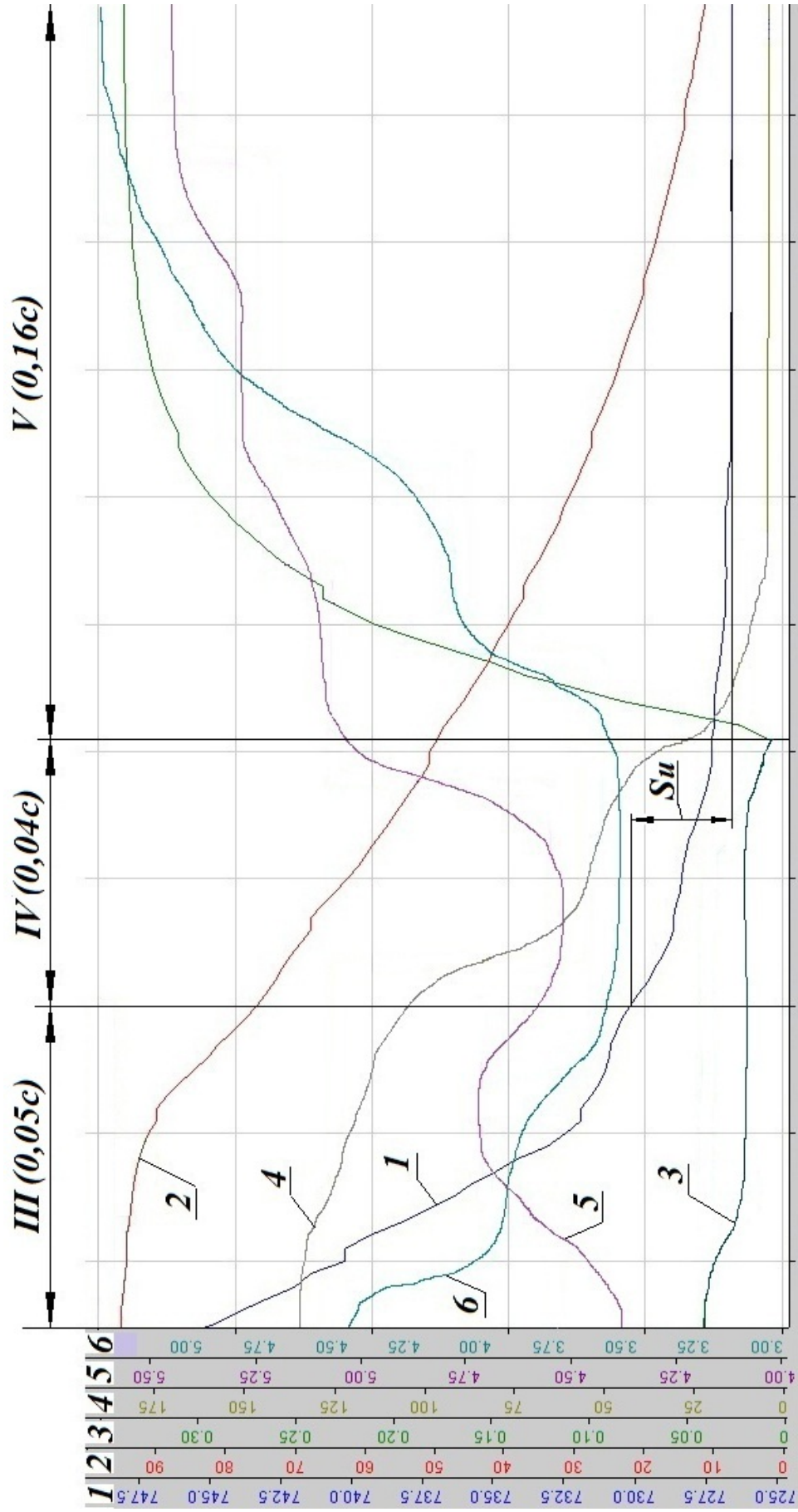


Рисунок 3.5 – Діаграма процесів, що відбуваються на III – V інтервалах ходу наближення

Наступні 0,05 с – інтервал III – характеризуються процесом гальмування рухомої поперечини (крива 1) перед змиканням бойків, яке починається в момент прикриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3) до досягнення ним висоти підйому 2,5 мм. Тиск в зворотних циліндрах (крива 4) продовжує знижуватися з 13 МПа до 11 МПа, а в робочих циліндрах (крива 5), навпаки, дещо підвищується до 0,47 МПа.

Швидкість рухомої поперечини (крива 2) за час третього інтервалу встигає знизитися до 75 мм/с на шляху гальмування рухомої поперечини (крива 1) 1,5 мм, що відповідає позначці її відносного положення 730 мм до кінця періоду, який розглядається. Зниження швидкості (крива 2) рухомої поперечини викликано зменшенням інтенсивності витікання робочої рідини із зворотних циліндрів (крива 4) в процесі прикриття їх впускного клапана (крива 3). Таке керування рухомою поперечиною (крива 1) є необхідним для попередження гідравлічного удару в момент змикання бойків.

Інтервал IV починається в момент змикання бойків і триває 0,04 с. Різке падіння швидкості рухомої поперечини (крива 2) до значення 50 мм/с супроводжується підвищенням тиску в робочих циліндрах (крива 5) до 0,5 МПа та різким його падінням у зворотних циліндрах (крива 4) з 10 МПа до 3 МПа. Тиск у НЗБ після незначного зниження до 0,42 МПа на попередньому інтервалі залишився незмінним. До кінця четвертого інтервалу впускний клапан зворотних циліндрів (крива 3) закривається практично повністю, залишаючи відкритим невеликий переріз, відповідний висоті підйому близько 1 мм.

Протягом інтервалу IV після змикання бойків має місце вибіг рухомої поперечини (крива 1), що відповідає 0,2 мм.

За час інтервалу V, що триває 0,16 с, повністю відкривають впускний клапан зворотних циліндрів (крива 3), готуючи їх до здійснення пресом робочого ходу з метою попередження можливої мультиплікації робочої рідини при подачі високого тиску в робочі циліндри.

Тиск в робочих циліндрах (крива 5) зростає до 0,53 МПа внаслідок різкої зупинки інерційного стовпа рідини в наповнювально-зливний магістралі. Тиск

в зворотних циліндрах (крива 4) продовжує своє падіння та вирівнюється з тиском в НЗБ (крива 6), рівним 0,44 МПа.

Рухома поперечина (крива 1) практично зупиняється в кінці п'ятого інтервалу, пройшовши 0,1 мм. Таким чином, з моменту змикання бойків до зупинки рухома поперечина (крива 1) здійснила переміщення 0,3 мм, що відповідає величині інерційного вибігу – S_u (див. рис. 3.5).

Сумарний час ходу наближення становить 0,7 с.

Проведений аналіз діаграм переміщення рухомої поперечини на ході наближення до поковки показує, що внаслідок відсутності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів функцію обмежувача швидкості опускання рухомої поперечини виконує зливний клапан зворотних циліндрів. У цьому випадку алгоритм керування поперечиною на ході наближення, який закладається в АСК, суттєво ускладнюється. Як наслідок – значне затягування початку робочого ходу через повільний розгін рухомої поперечини та необхідність її гальмування перед стиканням бойка з поковкою.

За час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів рухома поперечина не розганяється до максимальної усталеної швидкості, що свідчить про невідповідність регульовальних параметрів цього клапана вимогам швидкого та безударного розгону поперечини на ході наближення. При цьому максимальна усталена швидкість рухомої поперечини (95 мм/с) недостатня для забезпечення необхідної швидкодії преса та обумовлена заниженим значенням критичного прохідного перерізу зливного клапана зворотних циліндрів.

Дослідження також показують наявність коливань зливного клапана зворотних циліндрів (рис. 3.6), при роботі якого спостерігаються високочастотні коливання з періодом близько 0,01 с. Амплітуда коливань (крива 3) при початковому відкритті на 2,5 мм складає 0,1 мм, а при висоті підйому 5 мм, коли шток нерухомий, – 0,5 мм. Таким чином, по мірі відкриття зливного клапана зворотних циліндрів його коливання зростають.

Експериментально встановлено, що в ході підйому й опускання зливний клапан (крива 3), що має звужений донизу плунжер, здійснює автоколивання.

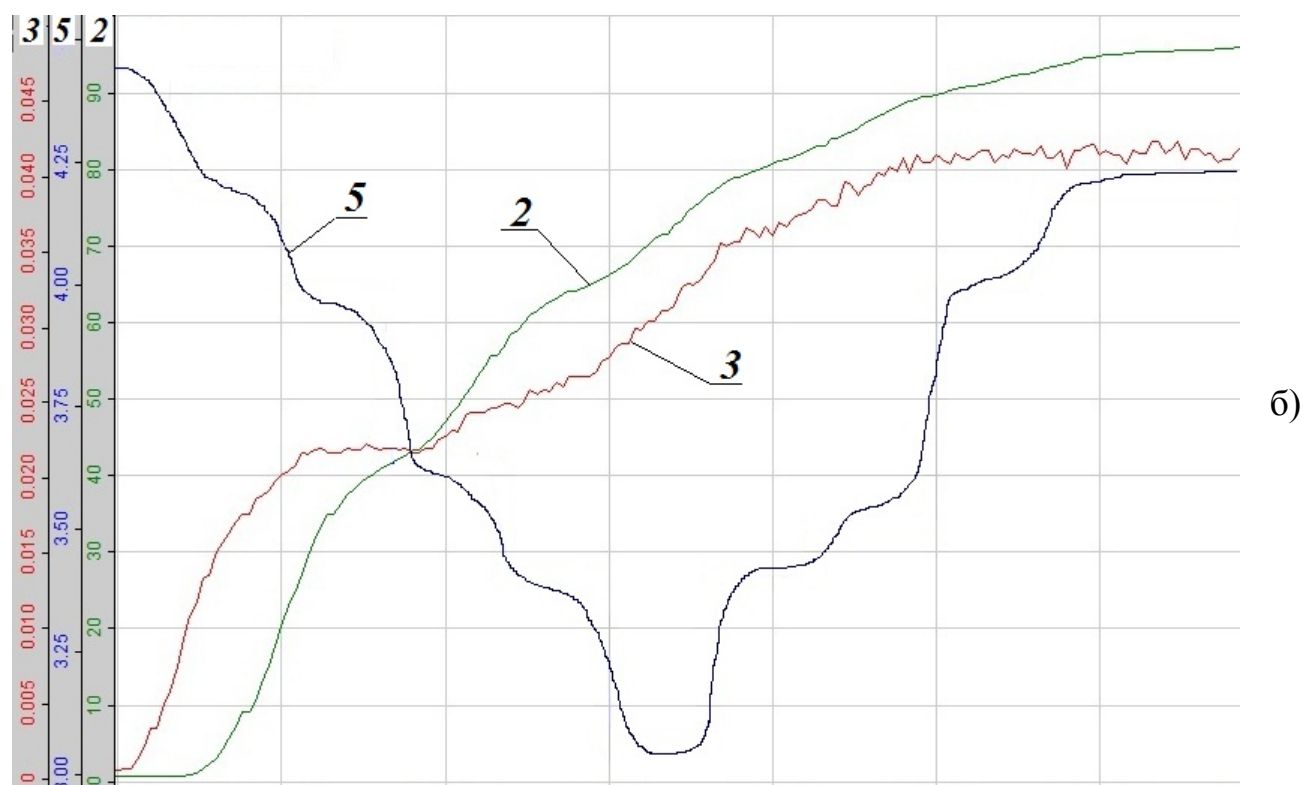
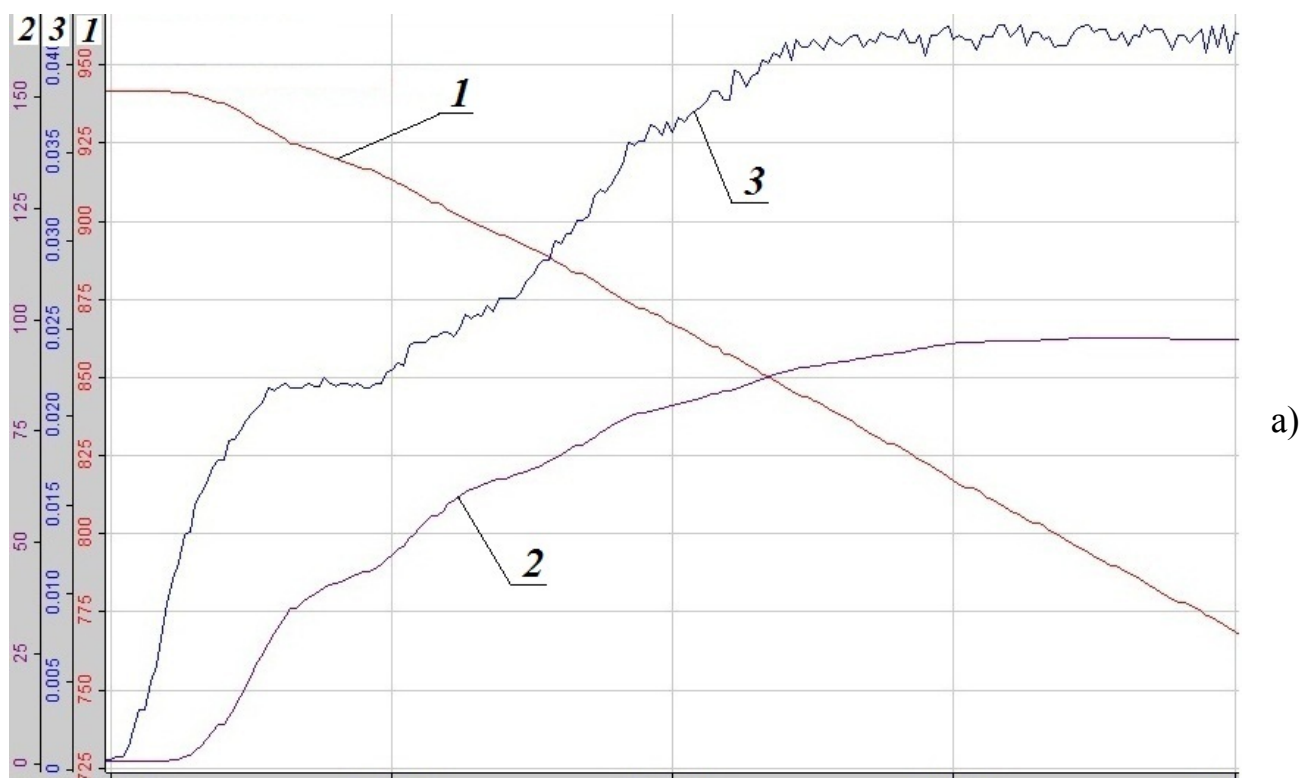


Рисунок 3.6 – Діаграми коливань зливного клапана зворотних циліндрів (а) і коливань тиску в робочих циліндрах (б) при їх заповненні робочої рідиною низького тиску в межах інтервалу I

Вони супроводжуються неприємним звуковим ефектом. Причиною поздовжніх лінійних коливань клапана, які спостерігаються навіть при незмінній висоті підйому, є періодичні закидання тиску в його підклапанній порожнині, що виникають в процесі дроселювання робочої рідини.

Із діаграм (рис. 3.6) видно, що наростання швидкості переміщення рухомої поперечини (криві 1 і 2) на ході наближення здійснюється не плавно, а ривками. Причому яскраво виражені «сходи» кривої 2 швидкості збігаються з піковими коливаннями як зливного клапана зворотних циліндрів (крива 3), так і з коливаннями тиску в робочих циліндрах (крива 5).

Процес заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску має явний коливальний характер з частотою коливань 0,025 с. Цей процес супроводжується різким падінням тиску в робочих циліндрах з 0,45 МПа до 0,3 МПа і в зворотних циліндрах з 14,3 МПа до 13 МПа, що свідчить про розвинене рідинне голодування робочих циліндрів.

У початковий момент ходу наближення при відкритті зливного клапана зворотних циліндрів відбувається розтягнення стовпа робочої рідини, що знаходиться в наповнювально-зливному трубопроводі та в силу своєї інерційності перші 0,15 с залишається нерухомим. Потім під дією різниці тисків між НЗБ (0,45 МПа) і робочими циліндрами (0,3 МПа) стовп робочої рідини низького тиску починає повільно переміщатися та заповнювати порожнину, що вивільняється, в робочих циліндрах при переміщенні поперечини вниз.

Колівальні процеси, що відбуваються в зворотних циліндрах внаслідок перехідних процесів в їх зливному клапані, впливають на характер зміни тиску в робочих циліндрах, призводячи до розвинених гідроударних явищ при їх заповненні рідиною низького тиску з НЗБ.

Таким чином, на динаміку переміщення рухомої поперечини на ході наближення до поковки суттєво впливає система керування зворотними циліндрами преса. При цьому, як показують експериментальні дослідження, регулювання швидкості опускання рухомої поперечини шляхом зміни висоти відкрит-

тя зливного клапана зворотних циліндрів є неефективним з точки зору швидкості, а також неприйнятним через розвинені коливальні й гідроударні явища.

Слід також зазначити, що підтримка в НЗБ тиску робочої рідини, рівного тиску в цеховій пневматичній магістралі, є неефективною, так як до початку ходу наближення його величина становить всього лише 0,45 МПа. Це неприпустимо мало для створення задовільних умов заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході рухомої поперечини вниз.

3.2 Математичне моделювання ходу наближення та процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску

3.2.1 Розрахункова схема ходу наближення

Для успішного проектування системи низького тиску та об'єктивної оцінки закладених в проект параметрів необхідно розробити достовірну математичну модель ходу наближення, на основі якої виконати аналіз динамічних особливостей переміщення рухомої поперечини при її опусканні до поковки. При цьому, як показали проведені експериментальні дослідження, важливим при розгляді ходу наближення гідравлічних пресів з НАП і процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску є врахування параметрів системи зворотних циліндрів [245].

Побудова математичної моделі ходу наближення здійснюється на базі розрахункової схеми, наведеної на рисунку 3.7, у відповідності до якої в реалізації ходу наближення гідравлічного преса та заповненні його робочих циліндрів рідиною низького тиску задіяні такі гідролінії:

- «НЗБ – робочі циліндри»;
- «зворотні циліндри – НЗБ»;
- «аккумулятор – врівноважувальні циліндри».

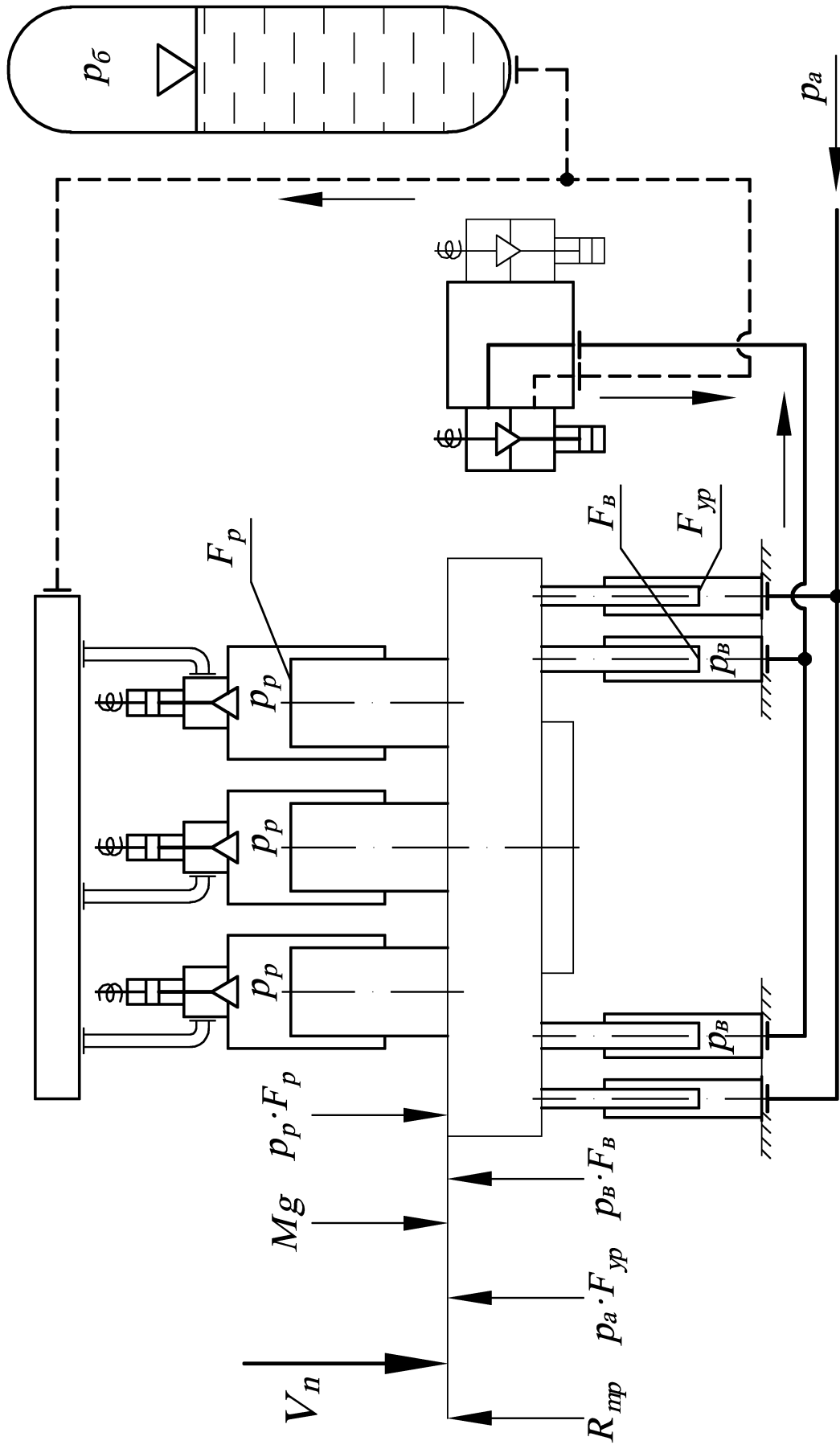


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема ходу наближення рухомої поперечини до поковки

Розрахункова схема (див. рис. 3.7) є загальним випадком. В залежності від конструктивних особливостей преса гідролінія «аккумулятор – врівноважувальні циліндри» може бути відсутньою.

У відповідності до методики проведення досліджень, викладеної в розділі 2 поданої роботи, виконано розрахунок коефіцієнтів рівняння Ріккати (1.2) і базових параметрів гідравлічних пресів з НАП стосовно ходу наближення рухомої поперечини до поковки та процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску [246].

Дані розрахунку базових параметрів зведені в таблицю 3.1.

В даних таблиці 3.1 введено ряд позначень, які використовуються при визначенні параметрів пресів стосовно ходу наближення рухомої поперечини до поковки та процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, а також подальшій побудові відповідних математичних моделей:

p_p – початковий тиск в робочих циліндрах;

W_p – об'єм робочих циліндрів;

E_{np} – зведений модуль об'ємної пружності металу й рідини;

f_{nc} – площа прохідного перерізу наповнювально-зливного трубопроводу;

ξ_{nc} , ξ_v – зведені коефіцієнти гідроопору гідроліній «НЗБ – робочі циліндри» та «зворотні циліндри – НЗБ» відповідно;

L_{nc} , L_v , L_{yp} – зведені довжини гідроліній «НЗБ – робочі циліндри», «зворотні циліндри – НЗБ» і «аккумулятор – врівноважувальні циліндри» відповідно;

k_{nc} – зведена до рухомої поперечини лінійна жорсткість гідролінії «НЗБ – робочі циліндри».

Для математичного опису ходу наближення гідравлічних пресів з НАП використовується «жорстко – пружна» модель гідроприводу, для якої справедливі наступні основні допущення:

- взаємодії в системі поширюються миттєво;
- робоча рідина має постійну в'язкість, є нестисливою та нетеплопровідною;

Таблиця 3.1 – Параметри кувальних гідравлічних пресів з НАП стосовно ходу наближення рухомої поперечини до поковки та процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску

Параметр	Прес номінальним зусиллям P_n		
	30 МН	50 МН	100 МН
p_p , МПа	0,4	0,5	0,4
R_{mp} , Н	77550	127500	254990
W_p , м ³	2,1445	3,96	9,846
E_{np} , МПа	1400	1400	1400
$f_{нс}$, м ²	0,045	0,07	0,159
V_{n_max} , м/с	0,095	0,105	0,125
Δh_{yp} , м	6,5	9,5	12,5
$\xi_{нс}$	4430	6610	88900
ξ_{θ}	2965100	2573560	1137800
$L_{нс}$, м	295	390	525
L_{θ} , м	620	670	430
L_{yp} , м	–	–	105
α	0,5	0,65	0,5
a , кг	1088300	1605625	2261060
b , кг/м	180886425	247579140	161868800
c , Н	1632500	2729560	2529200
$k_{нс}$, Н/м	35000000	37000000	39000000

- трубопроводи та конструкція преса абсолютно жорсткі;
- гідравлічні втрати в системі керування пресом пропорційні квадрату швидкості робочої рідини;
- тиск в акумуляторі та НЗБ постійні;
- тиск в індивідуальному сервоприводі керування дросельними регулювальними та наповнювальними-зливними клапанами постійний.

3.2.2 Побудування та аналіз математичної моделі розгону рухомої поперечини на ході наближення

Для побудування математичної моделі ходу наближення переміщення рухомої поперечини пресу доцільно розбити на декілька етапів, що характеризуються різною динамікою:

- розгін і усталений рух на ході вниз;
- гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою.

Як показали експериментальні дослідження, затяжний розгін рухомої поперечини на ході вниз затримує початок робочого ходу. У зв'язку з цим важливим є створення математичної моделі ходу наближення, на базі якої здійснюється моделювання переміщення рухомої поперечини та вибір раціональних за швидкістю режимів.

Експериментально встановлено, що характер переміщення рухомої поперечини на ході наближення залежить від параметрів системи зворотних циліндрів і режимів роботи їх зливного клапана. Тому, важливим при розробці математичної моделі є врахування змінного гідравлічного опору гідролінії «зворотні циліндри – НЗБ» по мірі відкриття зливного клапана відповідно до формули (1.5). Також в процесі розгону рухомої поперечини відбувається падіння тиску в робочих циліндрах внаслідок запізнювання їх заповнення рідиною з НЗБ, тобто необхідно при моделюванні враховувати пружні властивості стовпа рідини в гідролінії «НЗБ – робочі циліндри».

Таким чином, для аналізу динаміки розгону рухомої поперечини на ході наближення до поковки приймається одномасова «жорстко – пружна» модель гідроприводу. Робоча рідина та металеві рухомі частини рухаються як одна зведена до поперечини маса. Математична модель переміщення рухомої поперечини на ході наближення гідравлічних пресів з НАП описується наступним виразом

$$a \frac{dV_n}{dt} + b \left[1 + \alpha \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot V_n^2 - c - k_{нс} \cdot S_n = 0. \quad (3.1)$$

Відповідно до розрахункової схеми (див. рис. 3.7) ходу наближення баланс активних і сил опору має вигляд

$$c = Mg + p_p \cdot F_p - p_v \cdot F_v - p_a \cdot F_{yp} - R_{тр}. \quad (3.2)$$

Сила тертя $R_{тр}$ розраховується за формулою (2.5).

Зведені до рухомої поперечини рухомі маси металу та рідини a визначаються відповідно до загальної формули (2.1), яка для системи, що розглядається, має вигляд

$$a = M + \rho \cdot (L_{нс} \cdot F_p + L_v \cdot F_v + L_{yp} \cdot F_{yp}). \quad (3.3)$$

Значення $L_{нс}$, L_v і L_{yp} для відповідних ділянок гідроприводу визначаються за формулою (2.2).

У формулі (3.1) коефіцієнт b представляє собою коефіцієнт гідравлічного опору переміщенню поперечини преса при повністю відкритому зливному клапані зворотних циліндрів. Для даного етапу коефіцієнт b доцільно виразити із формули (2.6), задавшись експериментально визначеним значенням максимальної сталої швидкості V_{n_max} опускання рухомої поперечини.

Зведена до рухомої поперечини лінійна жорсткість $k_{нс}$ гідролінії «НЗБ – робочі циліндри» визначається за виразом (2.8).

Чисельні значення коефіцієнтів рівняння (3.1) занесені в таблицю 3.1.

Рівняння (3.1) аналітично не розв'язується. З метою перевірки відповідності розробленої математичної моделі реальному переміщенню рухомої поперечини її розв'язали числовим методом Рунге-Кутта для типового процесу роз-

гону, наведеного на діаграмі (див. рис. 3.2). Час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів становить $t_{отк}=0,2$ с, вид конструктивної характеристики клапана – лінійний ($n=1,0$).

На рисунку 3.8 наведені криві зміни швидкості, переміщення та прискорення рухомої поперечини на ході наближення гідравлічних пресів зусиллям 30 МН (а), 50 МН (б) і 100 МН (в).

На графіку (див. рис. 3.8, а) крім розрахункових показані експериментальні криві швидкості V_9 та переміщення S_9 , перенесені з діаграми (див. рис. 3.2). Порівнянням даних кривих можна відзначити, що розроблена математична модель розгону на ході наближення з достатнім ступенем вірогідності відображає рух рухомої поперечини в межах розглянутого періоду. Різниця між параметрами моделі та реальним процесом розгону не перевищує 5%, що є припустимим. Проаналізуємо отримані графіки (див. рис. 3.8).

Загальною характерною особливістю для всіх пресів є неможливість розгону рухомої поперечини до максимальної швидкості за час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів. При цьому у випадку пресів зусиллям 30 МН і 50 МН (див. рис. 3.8, а, б) зливний клапан відкривали на 15% і 20% від максимальної висоти підйому відповідно, а у випадку преса зусиллям 100 МН – клапан відкривали повністю. Внаслідок цього у всіх трьох випадках розгін поперечини до максимальної усталеної швидкості здійснювався за 0,3 с.

Після закінчення розгону рухома поперечина досягала значення максимальної швидкості 95 мм/с на шляху розгону 12 мм для преса зусиллям 30 МН, 105 мм/с на шляху розгону 18 мм для преса зусиллям 50 МН і 125 мм/с на шляху розгону 22 мм для преса зусиллям 100 МН.

Слід зазначити, що характер кривих зміни переміщення (S) і швидкості (V) ідентичний у всіх випадках. Однак криві зміни прискорення (J) істотно відрізняються. Так, у випадку пресів зусиллям 30 МН і 50 МН (див. рис. 3.8, а, б) спостерігаються яскраво виражені піки прискорень, які відповідають значенням $1,5 \text{ м/с}^2$ і $1,7 \text{ м/с}^2$, що свідчить про наявність гідравлічного удару в початковий момент руху поперечини.

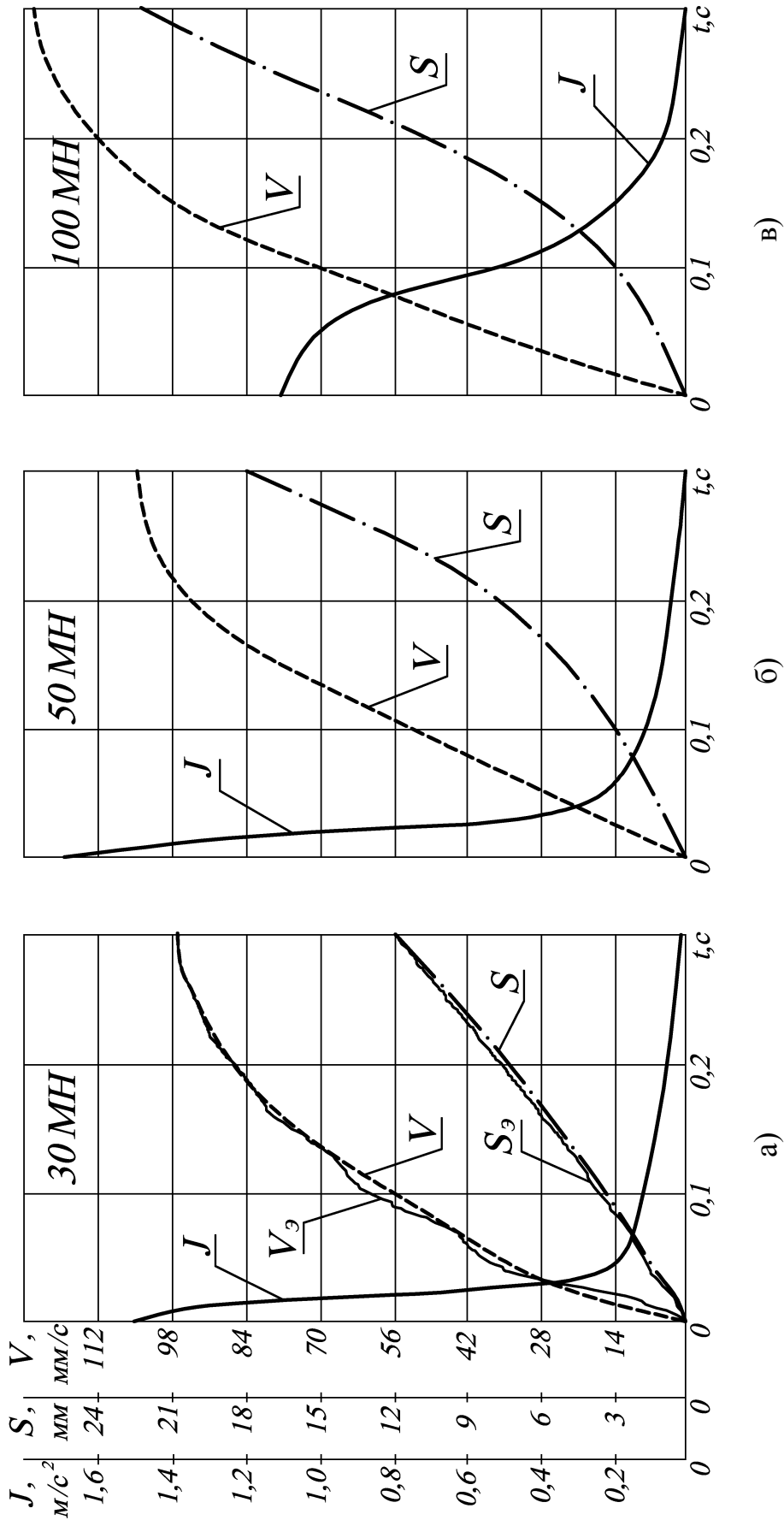


Рисунок 3.8 – Криві зміни швидкості, переміщення і прискорення рухомої поперечини при розгоні на ході наближення гідравлічних пресів зусиллям 30 МН (а), 50 МН (б) і 100 МН (в)

При цьому спостерігається різкий спад прискорення до значення $0,4 \text{ м/с}^2$ вже в перші $0,05 \text{ с}$ (див. рис. 3.8, а, б), після чого криві прискорення плавно досягають нульової позначки до кінця розгону.

На відміну від попередніх випадків, зниження прискорення рухомої поперечини преса зусиллям 100 МН відбувається плавно від початкового значення $1,1 \text{ м/с}^2$ до нульового протягом усього ходу розгону. Пікових підвищень не спостерігається, що свідчить про відсутність гідрударних явищ.

3.2.3 Побудування та аналіз математичної моделі процесів, що відбуваються в робочих циліндрах при їх заповненні рідиною низького тиску

Як показали експериментальні дослідження, при розгоні рухомої поперечини на ході наближення тиск в робочих циліндрах падає. Внаслідок своєї інерційності, стовп рідини низького тиску в наповнювально-зливному трубопроводі починає рухатися тільки після відкриття зливного клапана зворотних циліндрів. Тому на початку розгону рухомої поперечини заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску практично не відбувається.

Перед відкриттям зливного клапана зворотних циліндрів об'єм стиснутої рідини ΔW_p в робочих циліндрах визначається за формулою

$$\Delta W_p = \frac{\Delta p_p \cdot W_p}{E_{np}}, \quad (3.4)$$

де Δp_p – зміна тиску в робочих циліндрах, МПа.

Розділимо обидві частини даної формули на dt і отримаємо

$$\frac{\Delta W_p}{dt} = \frac{W_p}{E_{np}} \cdot \frac{\Delta p_p}{dt}. \quad (3.5)$$

Величина $\Delta W_p / dt$ зміни об'єму за часом є витрата Q_{nc} рідини низького тиску через прохідний переріз наповнювально-зливного трубопроводу при її

заповненні робочих циліндрів на ході наближення рухомої поперечини до поковки, тобто можна скласти наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} Q_{нс} = \frac{W_p}{E_{np}} \cdot \frac{\Delta p_p}{dt}; \\ Q_{нс} = V_{жс} \cdot f_{нс}, \end{cases} \quad (3.6)$$

де $V_{жс}$ – швидкість руху робочої рідини низького тиску, м/с.

Перетворимо отриману систему, виразивши параметр $V_{жс}$,

$$V_{жс} = \frac{W_p}{E_{np} \cdot f_{нс}} \cdot \frac{dp_p}{dt}, \quad (3.7)$$

де dp_p / dt – швидкість зміни тиску в робочих циліндрах.

Введемо наступне позначення: $K_{нс} = \frac{W_p}{E_{np} \cdot f_{нс}}$. Тоді формулу (3.7) мож-

на записати у вигляді

$$V_{жс} = K_{нс} \frac{dp_p}{dt}. \quad (3.8)$$

Експериментальними дослідженнями виявлено, що на перебіг процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску великий вплив мають параметри системи зворотних циліндрів. При цьому слід зазначити, що заповнення робочих циліндрів відбувається внаслідок відкриття зливного клапана зворотних циліндрів.

Таким чином, рівняння балансу тисків на ході наближення рухомої поперечини до поковки має такий вигляд

$$\begin{aligned} p_б - 0,5\rho \cdot \xi_{нс} \cdot V_{жс}^2 - \rho \cdot L_{нс} \frac{dV_{жс}}{dt} - 0,5\rho \cdot \xi_в \cdot V_{жс}^2 - \\ - \rho \cdot L_в \frac{dV_{жс}}{dt} - \rho \cdot L_{yp} \frac{dV_{жс}}{dt} - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp} = p_p, \end{aligned} \quad (3.9)$$

де $0,5\rho \cdot \xi_{нс} \cdot V_{жс}^2$, $0,5\rho \cdot \xi_в \cdot V_{жс}^2$ – втрати тиску на подолання гідроопору гідроліній «НЗБ – робочі циліндри» і «зворотні циліндри – НЗБ» відповідно;

$$\rho \cdot L_{nc} \frac{dV_{жс}}{dt}, \rho \cdot L_{\sigma} \frac{dV_{жс}}{dt}, \rho \cdot L_{yp} \frac{dV_{жс}}{dt} - \text{втрати тиску на створення інер-$$

ційного напору робочої рідини в гідролініях «НЗБ – робочі циліндри», «зворотні циліндри – НЗБ» і «акумулятор – врівноважувальні циліндри» відповідно;

$\rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp}$ – втрати тиску через різницю рівнів робочої рідини в НЗБ і робочих циліндрах.

Як видно з формули (3.9), втратами тиску на подолання гідравлічного опору гідролінії «акумулятор – врівноважувальні циліндри» нехтуємо, тому що в ній повністю відсутня регулювальна апаратура, а самі циліндри постійно знаходяться під дією тиску p_a , який відповідно до прийнятих допущень математичної моделі є незмінним.

Перегрупуємо рівняння (3.9) та отримаємо

$$p_p = p_{\sigma} - 0,5\rho(\xi_{nc} + \xi_{\sigma}) \cdot V_{жс}^2 - \rho(L_{nc} + L_{\sigma} + L_{yp}) \frac{dV_{жс}}{dt} - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp} \quad (3.10)$$

Зведений коефіцієнт гідроопору ξ_{nc} гідролінії «НЗБ – робочі циліндри» залишається незмінним протягом усього ходу наближення. НЗК всіх ступенів зусиль повністю відкриті. Їх примусове закриття індивідуальним сервоприводом здійснюють в момент торкання рухомою поперечиною поковки, тобто перед подачею високого тиску в робочі циліндри для здійснення робочого ходу.

Зведений коефіцієнт гідравлічного опору ξ_{σ} гідролінії «зворотні циліндри – НЗБ» змінюється по мірі відкриття зливного клапана зворотних циліндрів. Із урахуванням змінного гідравлічного опору, що виражається формулою (1.5), зведений коефіцієнт ξ_{σ} становить

$$\xi_{\sigma} = \zeta_{кл} \left(1 + \alpha \left(\frac{t_{отк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right) \quad (3.11)$$

Підставимо в формулу (3.10) вирази, що описують зміни $V_{жс}$ (3.8) і ξ_{σ} (3.11). В результаті отримаємо

$$p_p = p_{\bar{b}} - 0,5\rho \cdot K_{нс}^2 \left[\xi_{нс} + \zeta_{кл} \left(1 + \alpha \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_p}{dt} \right)^2 - \rho \cdot K_{нс} (L_{нс} + L_{\bar{в}} + L_{ур}) \frac{d^2 p_p}{dt^2} - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{ур} \quad (3.12)$$

Залежність (3.12) являє собою математичну модель процесів, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса з НАП при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

Рівняння (3.12) аналітично не розв'язується. З метою перевірки відповідності розробленої математичної моделі реальним процесам, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса з НАП при їх заповненні рідиною низького тиску, її розв'язали числовим методом Рунге-Кутта для типового процесу при розгоні рухомої поперечини на ході наближення, наведеного на діаграмі (див. рис. 3.2). Час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів становить $t_{омк} = 0,2$ с, вид конструктивної характеристики клапана – ний ($n=1,0$). Значення базових параметрів гідравлічних пресів, що входять до складу рівняння (3.12), взяті з таблиці 3.1. Коефіцієнт опору повністю відкритого зливного клапана зворотних циліндрів визначили за діаграмою (див. рис. 3.2) згідно формулі (2.7).

На рисунку 3.9 наведені криві зміни тиску в робочих циліндрах в період розгону рухомої поперечини на ході наближення гідравлічних пресів зусиллям 30 МН (крива 1), 50 МН (крива 2) і 100 МН (крива 3).

На графіку (див. рис. 3.9) крім розрахункових кривих показана також й експериментальна крива тиску $p_{р\bar{э}}$, перенесена з діаграми (див. рис. 3.2). Порівнянням даних кривих можна відзначити, що розроблена математична модель процесів, що відбуваються в робочих циліндрах при їх заповненні рідиною низького тиску, з достатнім ступенем вірогідності відображає зміну тиску в межах розглянутого періоду. Різниця між параметрами моделі та реальним процесом не перевищує 5%, що є припустимим.

Проаналізуємо отримані графіки (див. рис. 3.9).

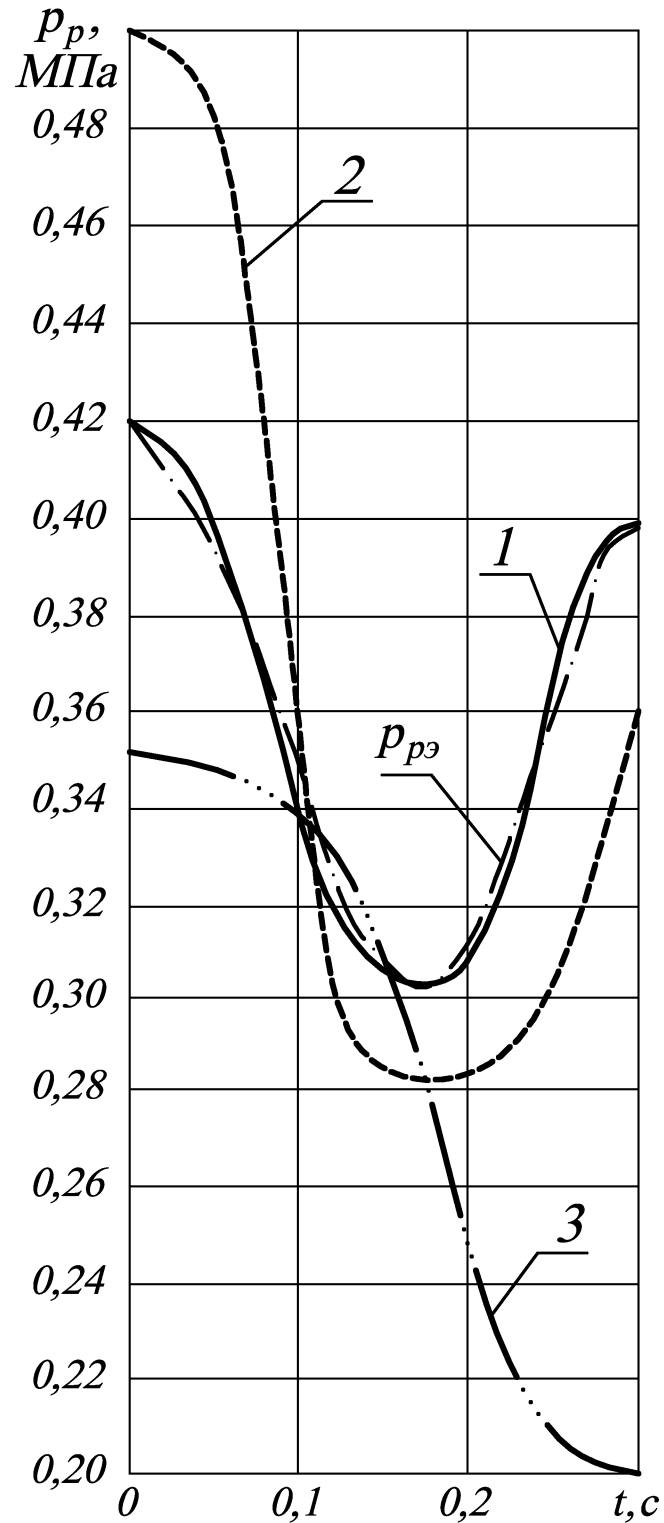


Рисунок 3.9 – Зміна тиску в робочих циліндрах в період розгону рухомої поперечини на ході наближення гідравлічних пресів зусиллям 30 МН (криві 1 і $p_{pэ}$), 50 МН (крива 2), 100 МН (крива 3)

Загальною характерною особливістю для всіх пресів є значне падіння тиску в робочих циліндрах в процесі розгону рухомої поперечини на ході наближення. Причому за час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів у випадку пресів зусиллям 30 МН і 50 МН (див. рис. 3.9, криві 1 і 2) тиск встигає впасти від 0,42 МПа і 0,5 МПа до мінімального значення 0,3 МПа.

Слід зазначити, що зливний клапан пресів зусиллям 30 МН і 50 МН відкривали на 15% і 20% від максимальної висоти підйому відповідно. При цьому криві 1 і 2 падіння тиску мають яскраво виражену крутизну та характеризуються різким спадом в процесі відкриття клапана протягом перших 0,2 с.

Наступні 0,1 с характеризуються незначним підвищенням тиску внаслідок монотонного зниження прискорення рухомої поперечини до нуля, досягнення нею значення усталеної швидкості (див. рис. 3.8, а, б), а також розгоном інерційного стовпа робочої рідини в наповнювально-зливному трубопроводі.

У випадку преса зусиллям 100 МН (див. рис. 3.9, крива 3) падіння тиску в робочих циліндрах з початкового значення 0,35 МПа триває після відкриття зливного клапана зворотних циліндрів і по закінченні 0,3 с тиск досягає мінімального значення 0,2 МПа. При цьому зливний клапан зворотних циліндрів відкривали повністю. На відміну від двох попередніх пресів зниження тиску в робочих циліндрах преса зусиллям 100 МН (див. рис. 3.9, крива 3) відбувається плавно без виникнення пікових ділянок.

3.2.4 Побудування та аналіз математичної моделі гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою

Рухома поперечина, розігнавшись на першому інтервалі (див. рис. 3.2), рухається вниз до поковки з усталеною (постійною) швидкістю. Однак перед зіткненням з поковкою необхідним є її гальмування для попередження механічного зіткнення (інструменту з поковкою) і поширення гідроударних явищ в гідросистемі як наслідку зіткнення. При цьому зтяжне гальмування рухомої по-

перечини на ході вниз небажано, так як воно затримує початок робочого ходу. З іншого боку, занадто швидке гальмування може призвести до виникнення гідравлічного удару. У зв'язку з цим важливим є створення математичної моделі гальмування рухомої поперечини гідравлічного преса перед зіткненням з поковкою, на базі якої здійснюється моделювання її руху та вибір раціональних за швидкодією режимів.

Експериментально встановлено (див. рис. 3.5), що характер гальмування рухомої поперечини на ході наближення залежить від параметрів системи зворотних циліндрів і режимів роботи їх зливного клапана (дросельного регулювального). Тому, важливим при розробці математичної моделі є врахування змінного гідравлічного опору гідролінії «зворотні циліндри – НЗБ» по мірі закриття зливного клапана відповідно до формули (1.4).

Також в процесі гальмування рухомої поперечини відбувається зниження тиску в зворотних циліндрах внаслідок зменшення швидкості її переміщення, тобто необхідно при моделюванні враховувати пружні властивості стовпа рідини в гідролінії «зворотні циліндри – зливний клапан».

Таким чином, для аналізу динаміки гальмування рухомої поперечини на ході наближення перед зіткненням з поковкою приймається одномасова «жорстко – пружна» модель гідроприводу. Робоча рідина та металеві рухомі частини рухаються як одна зведена до поперечини маса.

Математична модель гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою гідравлічних пресів з НАП має вигляд

$$a \frac{dV_n}{dt} + b \left[1 + \alpha \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3}\right)^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot V_n^2 - c - k_g \cdot S_n = 0, \quad (3.13)$$

де k_g – зведена до рухомої поперечини лінійна жорсткість гідролінії «зворотні циліндри – зливний клапан».

Значення k_g визначається за виразом (2.8) відповідно до методики, викладеної в розділі 2.

Коефіцієнти a , b , c і α визначаються за даними таблиці 3.1.

З метою перевірки відповідності даної математичної моделі (3.13) реальному процесу її розв'язували числовим методом Рунге-Кутта для типового процесу гальмування, наведеного на діаграмі (див. рис. 3.5, інтервали III–IV). Час закриття зливного клапана зворотних циліндрів становить $t_3=0,1$ с, вид конструктивної характеристики клапана – лінійний ($n=1,0$).

На рисунку 3.10 наведені криві зміни швидкості, переміщення та прискорення рухомої поперечини при гальмуванні на ході наближення гідравлічних пресів зусиллям 30 МН (а), 50 МН (б) і 100 МН (в).

На графіку (див. рис. 3.10, а) крім розрахункових показані експериментальні криві швидкості V_9 і переміщення S_9 , перенесені з діаграми (див. рис. 3.5). Порівнянням даних кривих можна відзначити, що розроблена математична модель гальмування рухомої поперечини преса на ході наближення з достатнім ступенем вірогідності відображає її рух в межах розглянутого періоду. Різниця між параметрами моделі й реальним процесом гальмування не перевищує 5%, що є припустимим.

Проаналізуємо отримані графіки (див. рис. 3.10).

За час закриття зливного клапана зворотних циліндрів $t_3=0,1$ с швидкість рухомої поперечини не досягає нульового значення у всіх трьох випадках. Отже, цього часу закриття недостатньо для повного гальмування рухомих мас – відбувається тільки деяке зниження швидкості.

Так, у випадку пресів зусиллям 30 МН і 50 МН (див. рис. 3.10, а, б), зливний клапан яких був відкритий на 15% і 20% від максимальної висоти підйому, швидкість руху рухомої поперечини падала з 95 мм/с і 105 мм/с до 50 мм/с і 70 мм/с відповідно. При цьому шлях гальмування склав 1,5 мм і 2,5 мм.

У випадку преса зусиллям 100 МН (див. рис. 3.10, в) – клапан закривали повністю. Внаслідок значних зведених рухомих мас металу та рідини за 0,1 с швидкість встигала знизитися до 85 мм/с на шляху гальмування в 4 мм.

Аналіз показує, що характер кривих зміни переміщення (S) і швидкості (V) ідентичний у всіх трьох випадках.

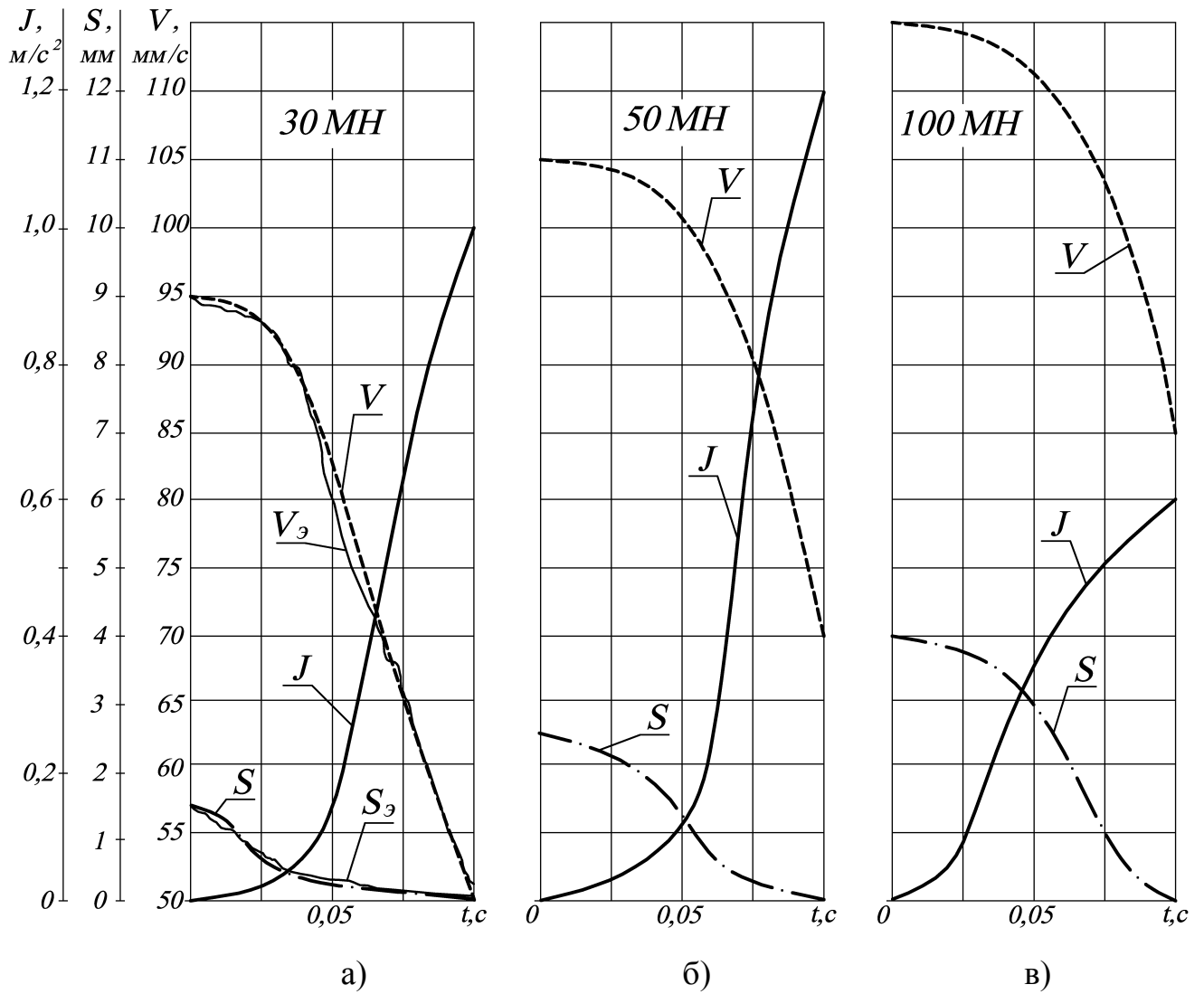


Рисунок 3.10 – Криві зміни швидкості, переміщення та прискорення рухомої поперечини при гальмуванні перед зіткненням з поковкою гідравлічних пресів зусиллям 30 МН (а), 50 МН (б) і 100 МН (в)

Однак криві зміни прискорення (J) суттєво відрізняються. Так, у випадку пресів зусиллям 30 МН і 50 МН (див. рис. 3.10, а, б) спостерігаються яскраво виражені піки прискорень, що відповідають значенням $1,0 \text{ м/с}^2$ і $1,2 \text{ м/с}^2$. Прискорення при гальмуванні поперечини преса зусиллям 30 МН наближається до припустимого з точки зору виникнення гідроудару значення в $1,2 \text{ м/с}^2$ (див. розділ 1). А у випадку преса зусиллям 50 МН велика ймовірність виникнення так званого «м'якого» удару, коли фактичне значення прискорення відповідає припустимому.

Для преса зусиллям 100 МН (див. рис. 3.10, в) гідравлічного удару не спостерігається. У момент повного закриття зливного клапана зворотних циліндрів прискорення сягає позначки $0,6 \text{ м/с}^2$, плавно наростаючи без утворення пікових значень. Криві швидкості та переміщення мають більшу опуклість і плавність переходів. Такий характер кривих пояснюється перш за все тим, що в пресі зусиллям 100 МН зливний клапан зворотних циліндрів працює на повний хід на відміну від пресів зусиллям 30 МН і 50 МН, де клапан незначно відкривають й закривають, обмежуючи швидкість опускання поперечини. До того ж в конструкція преса зусиллям 100 МН постачена системою врівноважувальних циліндрів, які підтримують рухому поперечину під час гальмування, виключаючи можливість появи ударних явищ під час зіткнення з поковкою.

В математичних моделях, розроблених в даному розділі, міститься ряд параметрів які відображають зв'язок конструктивних та робочих параметрів регулювального клапана, зокрема $t_{отк}$, t_3 , α , n , та суттєво впливають на динаміку процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки. Проаналізуємо вплив кожного з них на прикладі кривих зміни параметрів переміщення рухомої поперечини преса при використанні регулювальних клапанів з різними конструктивними характеристиками. Для цього рівняння (3.1), (3.12) і (3.13) відповідних математичних моделей вирішували чисельно в прив'язці до окремих інтервалів ходу наближення, розрахункові криві яких наведені на рисунках 3.8 – 3.10. Необхідні параметри моделей взяті з таблиці 3.1.

3.3 Аналіз впливу параметрів математичних моделей на динаміку процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки

3.3.1 Вплив часу відкриття та виду конструктивної характеристики регулювального клапана на динаміку розгону рухомої поперечини на ході наближення

Для аналізу впливу часу відкриття регулювального клапана на динаміку розгону рухомої поперечини на ході наближення до поковки зливні клапани зворотних циліндрів, що мають конструктивні характеристики трьох видів – релейну ($n=0,5$), лінійну ($n=1,0$) і квадратичну ($n=2,0$) – відкривали за 0,01 с, 0,1 с і 0,2 с. Коефіцієнт α прийняли рівним 0,7.

На рисунку 3.11 показані розрахункові криві, порівнюючи які, можна відзначити, що параметр $t_{отк}$ регулювального клапана істотно впливає на динаміку розгону рухомої поперечини. Проаналізуємо цей вплив.

Відмінності в динаміці розгону виявляються при всіх значеннях $t_{отк}$, незалежно від виду конструктивної характеристики регулювального клапана.

При розгоні рухомої поперечини преса відкриттям релейного клапана (див. рис. 3.11, а) за 0,01 с різке підвищення швидкості V спостерігається тільки в кінці його відкриття протягом останніх 0,002 с. При цьому прискорення J в момент відкриття досягає пікового значення 75 м/с^2 з різким падінням до $0,18 \text{ м/с}^2$ в момент повного відкриття клапана. У цей час тиск в робочих циліндрах p_p також різко падає з $0,35 \text{ МПа}$ до $0,2 \text{ МПа}$. У випадку лінійного (див. рис. 3.11, б) і квадратичного (див. рис. 3.11, в) клапанів наростання швидкості V починається набагато раніше, тиск в робочих циліндрах p_p встигає знизитися до $0,3 \text{ МПа}$, а пікові значення прискорень J складають 64 м/с^2 і 52 м/с^2 відповідно. При цьому шлях розгону S в усіх трьох випадках склав близько 3 мм.

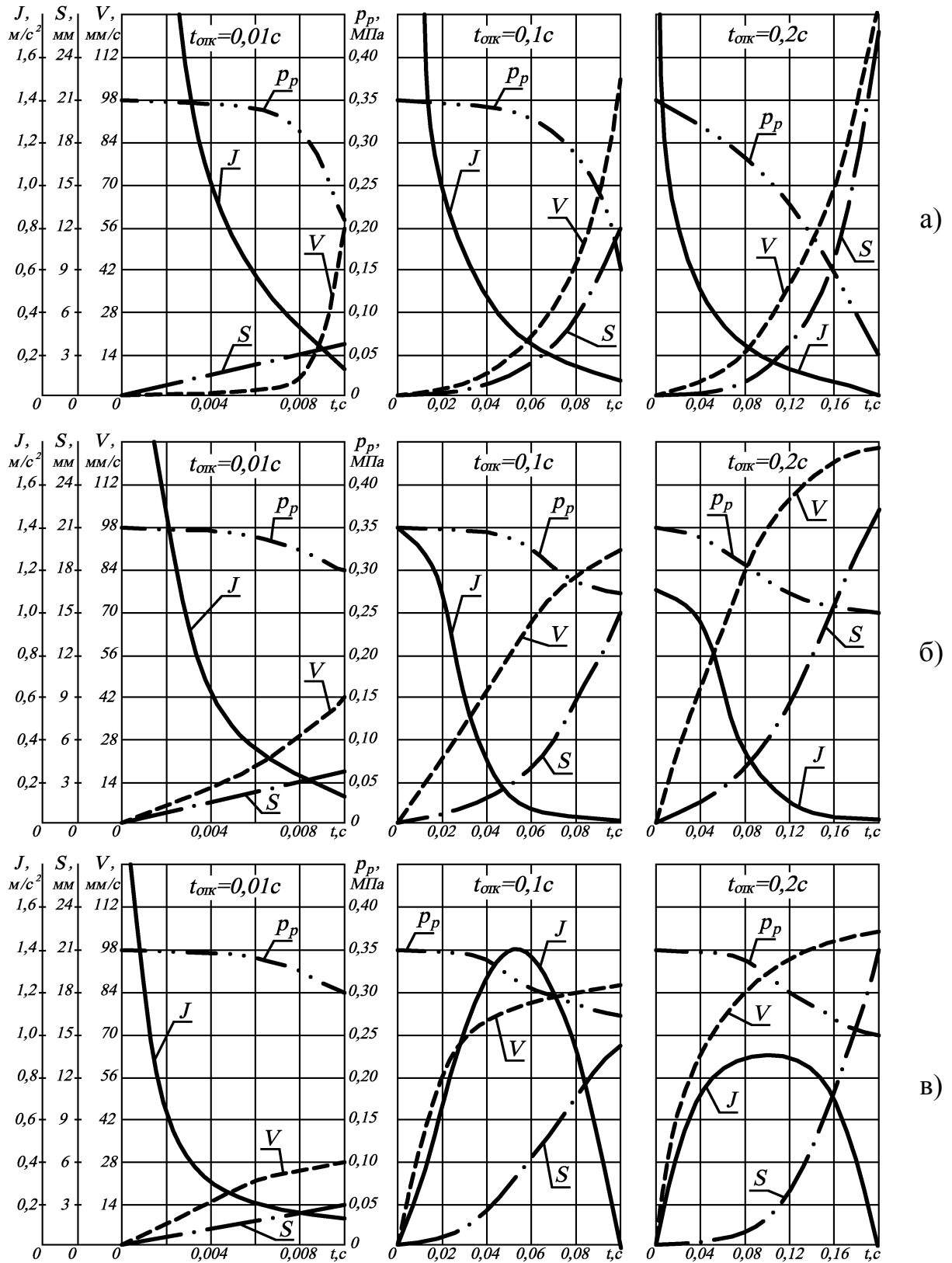


Рисунок 3.11 – Вплив часу відкриття (t_{omk}) регулювального клапана з релейною (а), лінійною (б) і квадратичною (в) конструктивними характеристиками на динаміку розгону рухомої поперечини на ході наближення

Зі збільшенням часу відкриття клапана вплив $t_{омк}$ на динаміку розгону рухомої поперечини посилюється. Так при $t_{омк}=0,1$ с збільшення швидкості V усіма клапанами відбувається протягом всього часу відкриття до значень 100 мм/с релейним клапаном (див. рис. 3.11, а), до 90 мм/с лінійним клапаном (див. рис. 3.11, б) і до 85 мм/с квадратичним клапаном (див. рис. 3.11, в).

Максимуми прискорень рухомої поперечини складають 24 м/с^2 на шляху розгону 12 мм для релейного клапана та $1,4 \text{ м/с}^2$ на шляху розгону 15 мм у випадку лінійного та квадратичного. Причому для останнього клапана характерна наявність піку приблизно на середині ходу, а до кінця його відкриття прискорення J наближається до нуля. Тиск в робочих циліндрах p_p у випадку релейного клапана різко падає до 0,15 МПа, а у випадку лінійного й квадратичного – плавно знижується до 0,27 МПа.

При $t_{омк}=0,2$ с всі вище описані особливості зберігаються. При цьому наростання швидкості V рухомої поперечини здійснюється більш плавно. Максимальне значення прискорення J спостерігається у релейного клапана (див. рис. 3.11, а) і становить 11 м/с^2 , а максимуми прискорень у випадку лінійного (див. рис. 3.11, б) і квадратичного (див. рис. 3.11, в) клапанів досягають $1,1 \text{ м/с}^2$ і $0,9 \text{ м/с}^2$ відповідно. При цьому різке падіння тиску в робочих циліндрах p_p до неприпустимо низького значення в 0,05 МПа спостерігається при відкритті релейного клапана. У випадку клапанів з лінійною та квадратичною конструктивними характеристиками тиск p_p плавно досягає значення 0,25 МПа.

Таким чином, у випадку відкриття регулювального клапана з релейною конструктивною характеристикою (див. рис. 3.11, а) відбувається різкий провал рухомої поперечини (просідання) внаслідок практично миттєвого зникнення статичного тиску із зворотних циліндрів. Незалежно від величини $t_{омк}$ це супроводжується інтенсивним гідравлічним ударом і різким падінням тиску в робочих циліндрах p_p до неприпустимо низького значення (аж до нульового), що свідчить про їх вакуумування.

Регулювальний клапан з квадратичною конструктивною характеристикою (див. рис. 3.11, в) при $t_{отк}$ понад 0,1 с забезпечує задовільні режими роботи з точки зору запобігання виникнення гідроудару. Однак плавне наростання швидкості рухомої поперечини при її розгоні на ході наближення є досить важким за часом. Тому з точки зору швидкодії регулювальний клапан з квадратичною конструктивною характеристикою не може вважатися прийнятним.

Найбільш раціональним як з точки зору запобігання виникнення гідроудару, так і швидкодії, є зливний клапан зворотних циліндрів, що має лінійну конструктивну характеристику (див. рис. 3.11, б). При цьому не слід прагнути швидко його відкривати. Раціональним є $t_{отк}=0,2$ с, при якому досягнення рухомою поперечиною максимального (усталеного) значення швидкості V відбувається плавно в межах $t_{отк}$. За час $t_{отк}$ також плавно знижується тиск в робочих циліндрах p_p , досягаючи до моменту повного відкриття регулювального клапана свого припустимого мінімуму. Прискорення J , яке дорівнює $1,1 \text{ м/с}^2$ в початковий момент, плавно спадає до нульової позначки.

3.3.2 Вплив часу закриття та виду конструктивної характеристики регулювального клапана на динаміку гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою

У публікаціях [161, 183–190], написаних автором цієї дисертації за результатами наукових досліджень кандидатської дисертації і які лягають в основу подальших досліджень даної роботи, відзначається, що клапани з релейною характеристикою абсолютно неприйнятні для здійснення плавного та безударного гальмування рухомих частин гідравлічних пресів з НАП. При цьому з точки зору запобігання виникнення гідроудару час t_3 не повинен бути менше 0,1 с.

Тому, для аналізу впливу часу закриття на динаміку гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою були обрані зливні клапани зворотних циліндрів, що мають конструктивні характеристики двох видів – ліній-

ну ($n=1,0$) і квадратичну ($n=2,0$), які закривали за 0,1 с, 0,15 с і 0,2 с. Коефіцієнт α взяли рівним 0,7.

На рисунку 3.12 показані розрахункові криві, порівнюючи які, можна відзначити, що параметр t_3 істотно впливає на динаміку гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою.

Проаналізуємо цей вплив.

При гальмуванні рухомої поперечини закриттям зливного клапана, що має лінійну (див. рис. 3.12, а) і квадратичну (див. рис. 3.12, б) конструктивні характеристики, спостерігається плавна зміна всіх параметрів руху.

При $t_3=0,1$ с швидкість V знижується зі 115 мм/с до 85 мм/с у випадку лінійного клапана і до 75 мм/с у випадку квадратичного. Шлях гальмування S при цьому склав 4 мм і 3 мм відповідно. Максимальні значення прискорень J рухомої поперечини знаходяться в допустимих межах і становлять $0,6 \text{ м/с}^2$ в момент повного закриття лінійного клапана (див. рис. 3.12, а) і $0,5 \text{ м/с}^2$ приблизно на середині ходу квадратичного клапана (див. рис. 3.12, б). Зі збільшенням t_3 інтенсивність зниження швидкості V рухомої поперечини зростає, шлях гальмування S збільшується, максимальні значення прискорень J знижуються.

Слід зазначити, що в процесі гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою не прагнуть її повністю загальмувати, що спричинить затягування початку робочого ходу та необхідність тривалого розгону поперечини на поковці. Це неприйнятно, так як призводить до подовження машинного циклу, зменшення кількості ходів в хвилину і, як наслідок, зниження продуктивності преса. Тому достатнім є знизити швидкість руху поперечини до такого значення, при якому при зіткненні інструмента з поковкою не виникне гідравлічний удар. З іншого боку, рухомі частини повинні мати початкові параметри руху для швидкого розгону на робочому ході.

Таким чином, регульовальний клапан з квадратичною конструктивною характеристикою (див. рис. 3.12, б) при всіх значеннях t_3 забезпечує задовільні режими гальмування й високу інтенсивність зниження швидкості V .

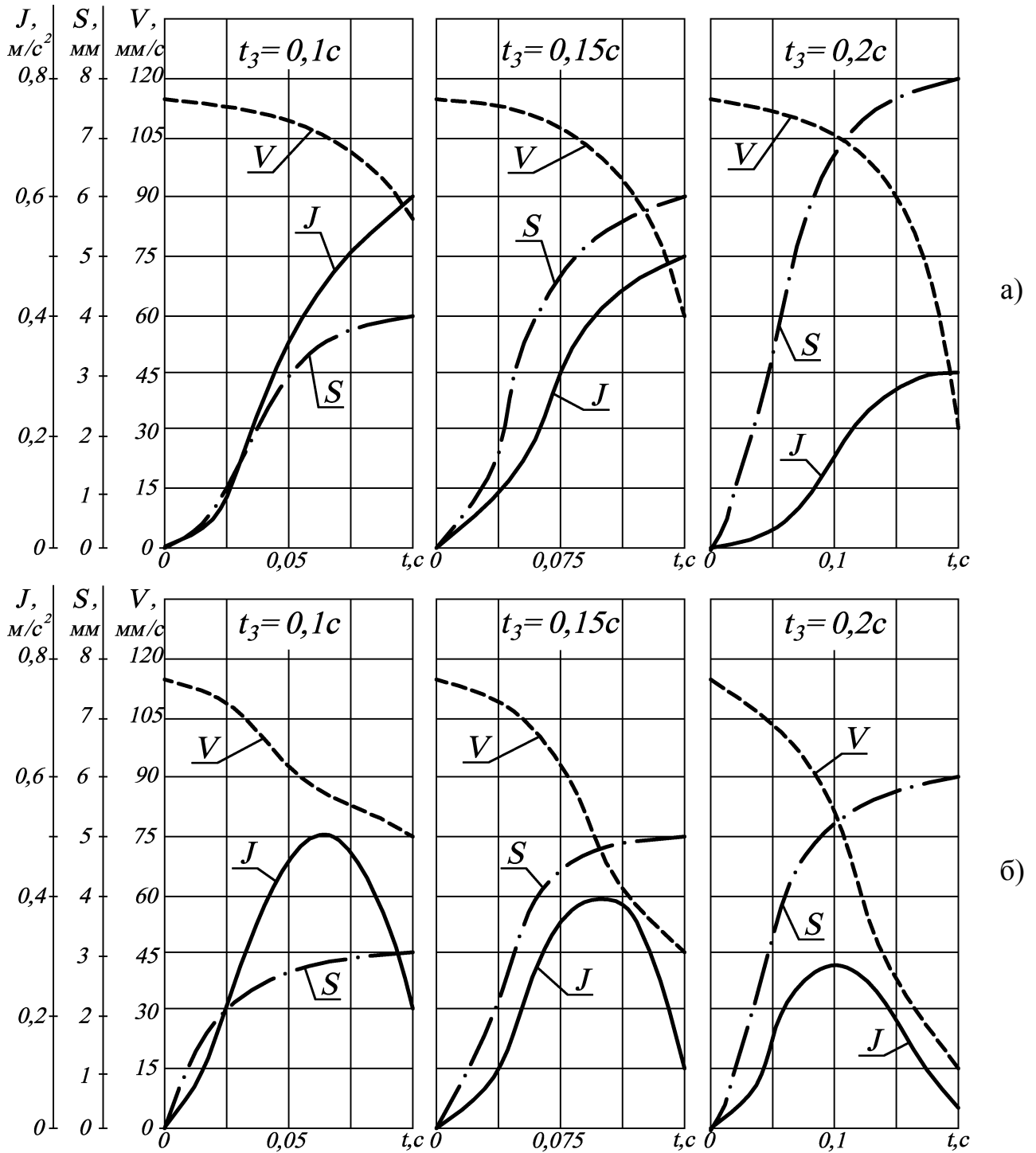


Рисунок 3.12 – Вплив часу закриття (t_3) регулювального клапана з лінійної (а) і квадратичної (б) конструктивними характеристиками на динаміку гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою

Однак до моменту повного закриття клапана прискорення J прагне до нульового значення, що може привести до виникнення гідродару на початку робочого ходу. Такий режим гальмування прийнятний тільки в разі необхідності повної зупинки рухомих частин або подальшого їх реверсу. Тому регульований клапан з квадратичною конструктивною характеристикою не може вважатися прийнятним в умовах гальмування на ході наближення.

Найбільш раціональним як з точки зору запобігання виникнення гідродару, так і швидкодії, є зливний клапан зворотних циліндрів, що має лінійну конструктивну характеристику (див. рис. 3.12, а). Як показав проведений аналіз, не слід збільшувати за часом процес гальмування, так як навіть при $t_3=0,1$ с має місце плавна зміна параметрів руху поперечини преса. Максимальне значення прискорення J майже в 2 рази менше гранично припустимого, падіння швидкості V відбувається майже на 25%, а шлях гальмування S мінімальний.

3.3.3 Вплив коефіцієнта якості гідросистеми на динаміку переміщення рухомої поперечини на ході наближення

Проаналізуємо вплив коефіцієнта α на прикладі розгону та гальмування рухомої поперечини регульованим клапаном з лінійною конструктивною характеристикою ($n=1,0$) при значеннях часу $t_{отк}=0,2$ с і $t_3=0,1$ с. В ході розв'язання рівнянь відповідних математичних моделей варіювали трьома величинами коефіцієнта α – 0,6; 0,8 і 0,9.

На графіку (рис. 3.13) наведені криві, що показують вплив коефіцієнта α на динаміку розгону (рис. 3.13, а) і гальмування (рис. 3.13, б) рухомої поперечини на ході наближення. Розрахункові криві, отримані при $\alpha=0,5$ (див. рис. 3.8) і $\alpha=0,7$ (див. рис. 3.11 і див. рис. 3.12), ідентичні розглянутим раніше.

Тому аналізу в цьому розділі піддали тільки ті відхилення в динамічній картині розгону та гальмування, які виникають при зміні коефіцієнта в меншу ($\alpha=0,6$) і більшу ($\alpha=0,8$ і $\alpha=0,9$) сторони.

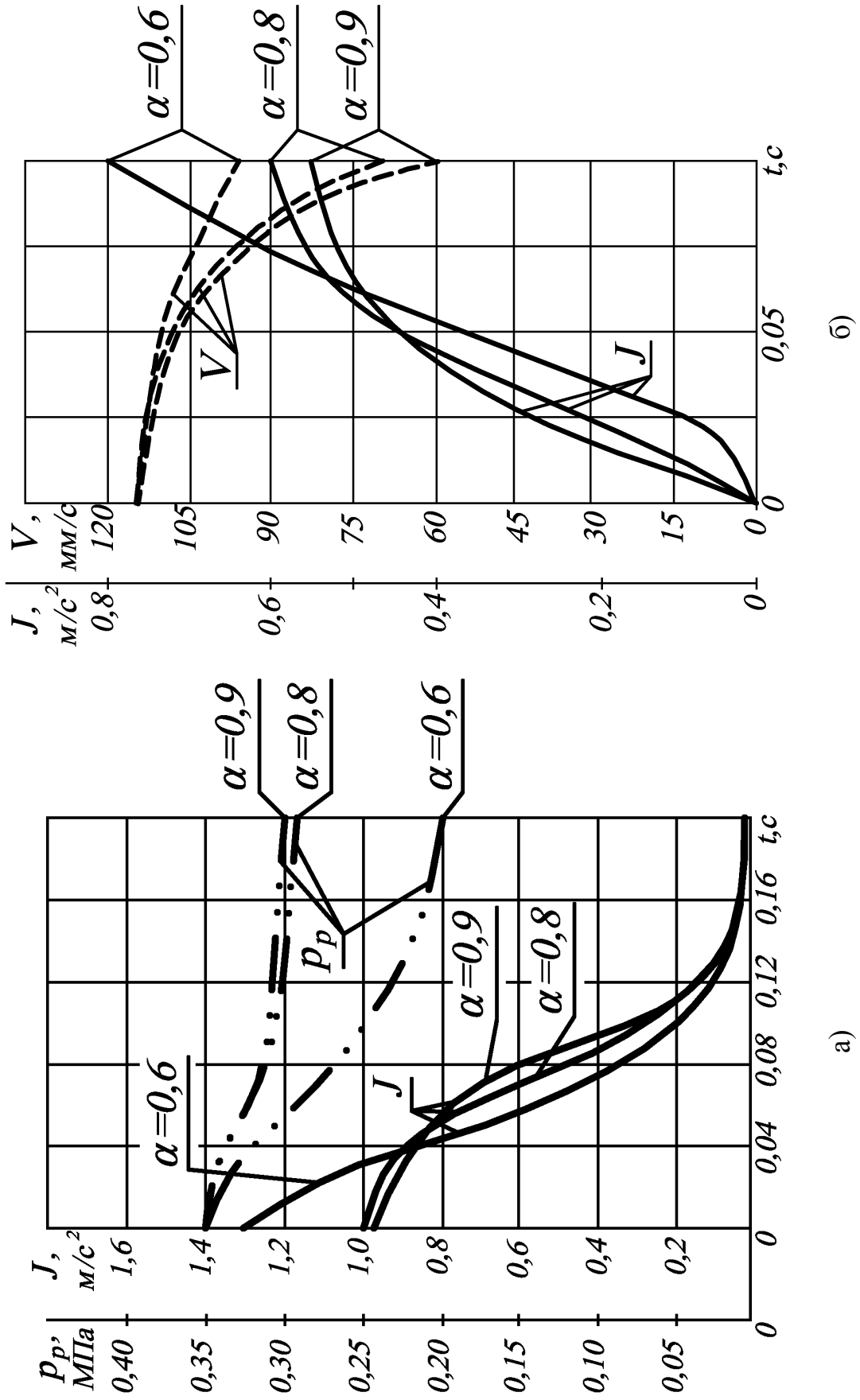


Рисунок 3.13 – Вплив коефіцієнта якості гідросистеми на динаміку розгону (а) і гальмування (б) рухо-
мої поперечини на ході наближення

На графіку (див. рис. 3.13) наведені тільки криві зміни тиску p_p і прискорення J при розгоні (див. рис. 3.13, а), а також швидкості V і прискорення J рухомої поперечини при гальмуванні (див. рис. 3.13, б). Інші величини, які відповідають кривим, зображеним на рисунках 3.11 і 3.12, не зазнають істотних змін, тому їх розглядом в даному випадку нехтуємо.

При зменшенні коефіцієнта α до 0,6 (див. рис. 3.13) регулювальні властивості зливного клапана зворотних циліндрів помітно погіршуються, як в період розгону, так і при гальмуванні рухомої поперечини. Криві прискорення J відрізняються яскраво вираженою крутизною, що свідчить про наявність гідрударних явищ різної інтенсивності.

Так при розгоні рухомої поперечини (див. рис. 3.13, а) в момент початку відкриття зливного клапана зворотних циліндрів значення прискорення J становить $1,3 \text{ м/с}^2$, що перевищує гранично припустиме значення.

У цьому випадку спостерігається значний гідравлічний удар, що супроводжується інтенсивним падінням тиску p_p в робочих циліндрах.

При гальмуванні рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою (див. рис. 3.13, б) пікове значення прискорення в момент закриття клапана становить $0,8 \text{ м/с}^2$, а зниження швидкості за час t_3 незначне – до 97 мм/с , що призведе до виникнення значного гідравлічного удару в момент зіткнення рухомої поперечини з поковкою. Отже, описані режими розгону та гальмування не можуть вважатися задовільними, а значення $\alpha = 0,6$ є неприйнятним для забезпечення швидкого й безударного розгону й гальмування рухомої поперечини на ході наближення до поковки.

При збільшенні коефіцієнта якості α до значень 0,8 і 0,9 регулювальні властивості зливного клапана зворотних циліндрів підвищуються.

Розгін (див. рис. 3.13, а) і гальмування (див. рис. 3.13, б) рухомої поперечини відбуваються плавно й безударно, що підтверджується відсутністю пікових ділянок і положистістю кривих прискорення J . При розгоні рухомої поперечини падіння тиску в робочих циліндрах (див. рис. 3.13, а) незначне та перебуває в межах припустимих значень $0,28 \dots 0,30 \text{ МПа}$. У період гальмуван-

ня (див. рис. 3.13, б) зниження швидкості за час закриття клапана найбільше і становить 71 мм/с для $\alpha = 0,8$ і 59 мм/с для $\alpha = 0,9$.

З аналізу наведених (див. рис. 3.13) і кривих, показаних на рисунках 3.11 і 3.12, виходить, що при значеннях коефіцієнта α нижче 0,8 спостерігається погіршення динамічної картини й якості розгону та гальмування рухомої поперечини на ході наближення. При цьому немає необхідності доводити α до значень близьких до одиниці – криві (див. рис. 3.13), що відповідають значенням α 0,8 і 0,9, знаходяться в безпосередній близькості та подібні за характером. Тому досить обмежитися значенням $\alpha = 0,8$, прийнятним для забезпечення швидких і безударних розгонів та гальмувань рухомої поперечини на ході наближення, а також реально досяжним в сучасних гідравлічних пресах з НАП.

3.4 Аналіз впливу системи врівноважувальних циліндрів на динаміку ходу наближення рухомої поперечини

Аналіз впливу параметрів математичних моделей на динаміку процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки, проведений в попередній главі, виконаний за умови відсутності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів.

Експериментальні дослідження ходу наближення діючих ковальських гідравлічних пресів з НАП, описані на початку поточного розділу, виявили, що при відсутності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів швидкість опускання рухомої поперечини доводиться регулювати зміною висоти відкриття зливного клапана зворотних циліндрів. При цьому встановлено, що клапан відкривається на незначну величину (приблизно на висоту запірної фаски) з утворенням вузької щілини для дроселювання робочої рідини, що призводить до виникнення значних коливань регульовального клапана, а також спотворення його характеристик.

Однак проведений аналіз впливу параметрів математичних моделей на динаміку процесів, що розглядаються, показав важливість забезпечення роботи зливного клапана зворотних циліндрів на повному ході, щоб конструктивна характеристика визначала показники руху. У разі незначного відкриття регульовального клапана його робота не може вважатися повноцінною з точки зору забезпечення необхідної конструктивної характеристики й заданої величини коефіцієнта якості гідросистеми α , так як регульовальні властивості зливного клапана зворотних циліндрів при цьому будуть втрачені.

Проаналізуємо динаміку ходу наближення гідравлічних пресів з НАП з урахуванням системи врівноважувальних циліндрів. Для цього введемо параметри зазначеної системи в рівняння (3.1), (3.12) і (3.13) відповідних математичних моделей. З огляду на результати раніше проведеного аналізу, спираємося на наступні значення: коефіцієнт якості гідросистеми $\alpha=0,8$, показник виду конструктивної характеристики зливного клапана зворотних циліндрів $n=1,0$, час відкриття клапана при розгоні $t_{омк}=0,2$ с і час його закриття при гальмуванні $t_3=0,1$ с. Також слід зазначити, що регульовальний клапан при розгоні відкривали на повну величину ходу й повністю закривали при гальмуванні рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою.

Криві зміни тиску p_p в робочих циліндрах, швидкості V , переміщення S і прискорення J рухомої поперечини при розгоні на ході наближення при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів і при її відсутності показані на рисунку 3.14.

З графіка (див. рис. 3.14) видно, що система врівноважувальних циліндрів має суттєвий вплив на динаміку розгону рухомої поперечини на ході наближення.

В момент відкриття зливного клапана зворотних циліндрів початкове значення прискорення J рухомої поперечини преса становить $0,6 \text{ м/с}^2$, що в 2 рази менше гранично припустимого.

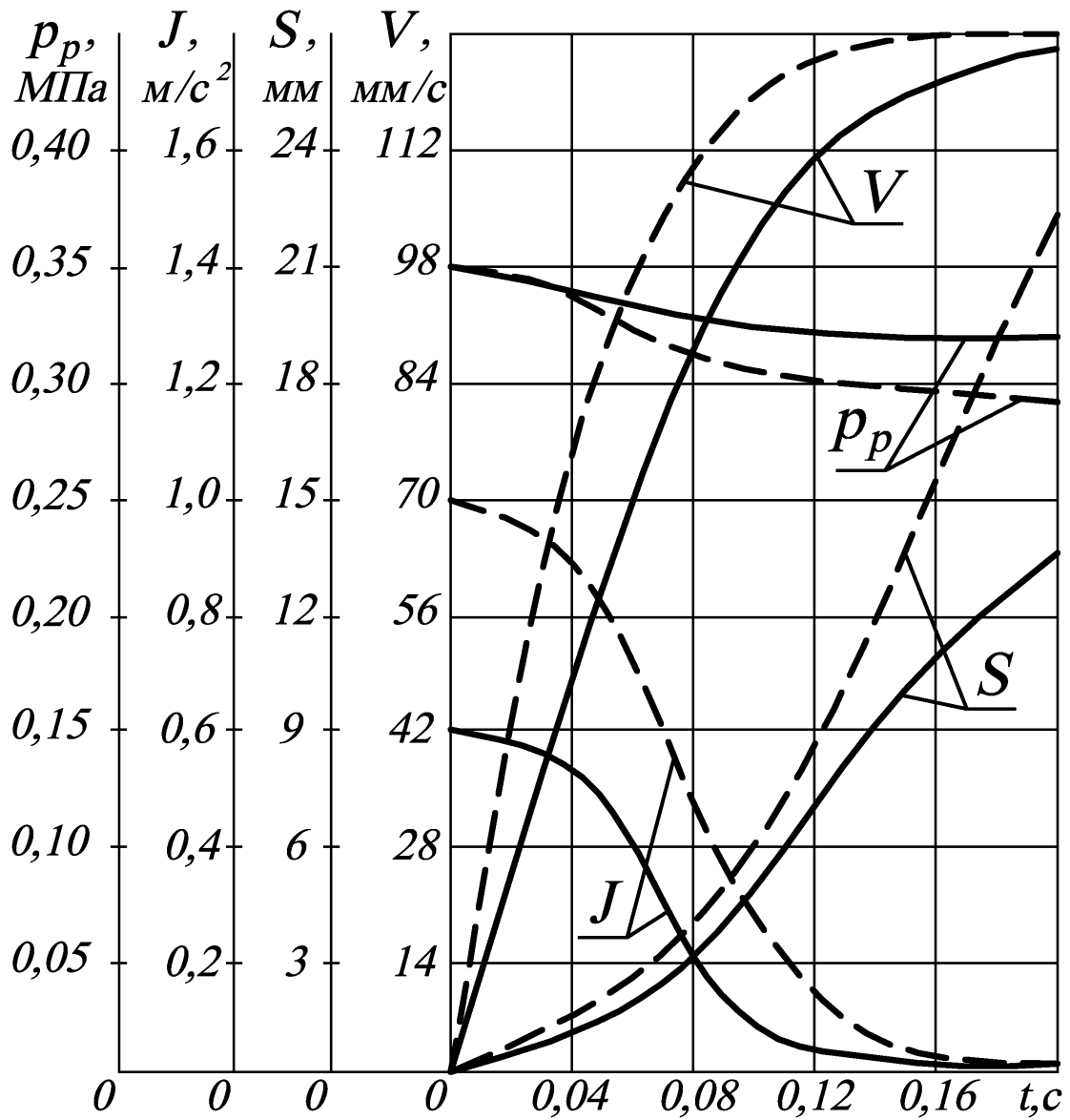


Рисунок 3.14 – Криві зміни тиску в робочих циліндрах, швидкості, переміщення та прискорення рухомої поперечини при розгоні на ході наближення при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів (суцільні лінії) і при її відсутності (пунктир)

При цьому крива прискорення характеризується значною опуклістю та приходить до нульового значення з мінімальною крутизною, що свідчить про відсутність гідравлічного удару в момент початку опускання рухомої поперечини й плавний її розгін. Також майже в 2 рази скорочується величина падіння тиску p_p в робочих циліндрах, значення якого в кінці розгону рухомої поперечини становить 0,32 МПа. Криві зміни швидкості V показують, що розгін рухомої поперечини до усталеної швидкості при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів здійснюється більш інтенсивно.

Тому час відкриття клапана $t_{отк}$ може бути скорочено до 0,15 с. При цьому шлях розгону, відповідний переміщенню S рухомої поперечини за цей період, скорочується майже вдвічі.

Таким чином, введення в конструкцію преса системи врівноважувальних циліндрів суттєво покращує динамічну картину й зменшує час розгону рухомої поперечини на ході наближення.

На рисунку 3.15 представлено сімейство кривих, що характеризують зміну швидкості V , переміщення S і прискорення J при гальмуванні рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів і при її відсутності.

Аналогічно розгону, система врівноважувальних циліндрів має суттєвий вплив і на динаміку гальмування рухомої поперечини. В момент закриття зливного клапана зворотних циліндрів кінцеве значення прискорення J становить $0,48 \text{ м/с}^2$, що в 2,5 рази менше гранично припустимого. При цьому характер зміни прискорення (крива прискорення має помітну опуклість) обумовлює більш інтенсивне падіння швидкості, яка за час $t_3=0,1$ с встигає знизитися до 45 мм/с на шляху гальмування в 2 мм .

Проведений аналіз впливу системи врівноважувальних циліндрів на динаміку ходу наближення рухомої поперечини показує, що при конструюванні гідравлічних пресів з НАП нехтування цим елементом системи керування є неприпустимим. Будучи постійно діючою гідравлічною пружиною, врівноважувальні циліндри дозволяють:

- покращити динаміку ходу наближення;
- забезпечити швидкі й безударні розгін і гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою, скоротити шляхи розгону й гальмування;
- забезпечити інтенсивні наростання й зниження швидкості опускання рухомої поперечини преса;
- попередити рідинне голодування робочих циліндрів при їх заповненні рідиною низького тиску з НЗБ;
- працювати зливному клапану зворотних циліндрів на повну величину ходу, підвищуючи його експлуатаційні характеристики й дозволяючи використовувати можливості індивідуального слідкувального приводу в повній мірі.

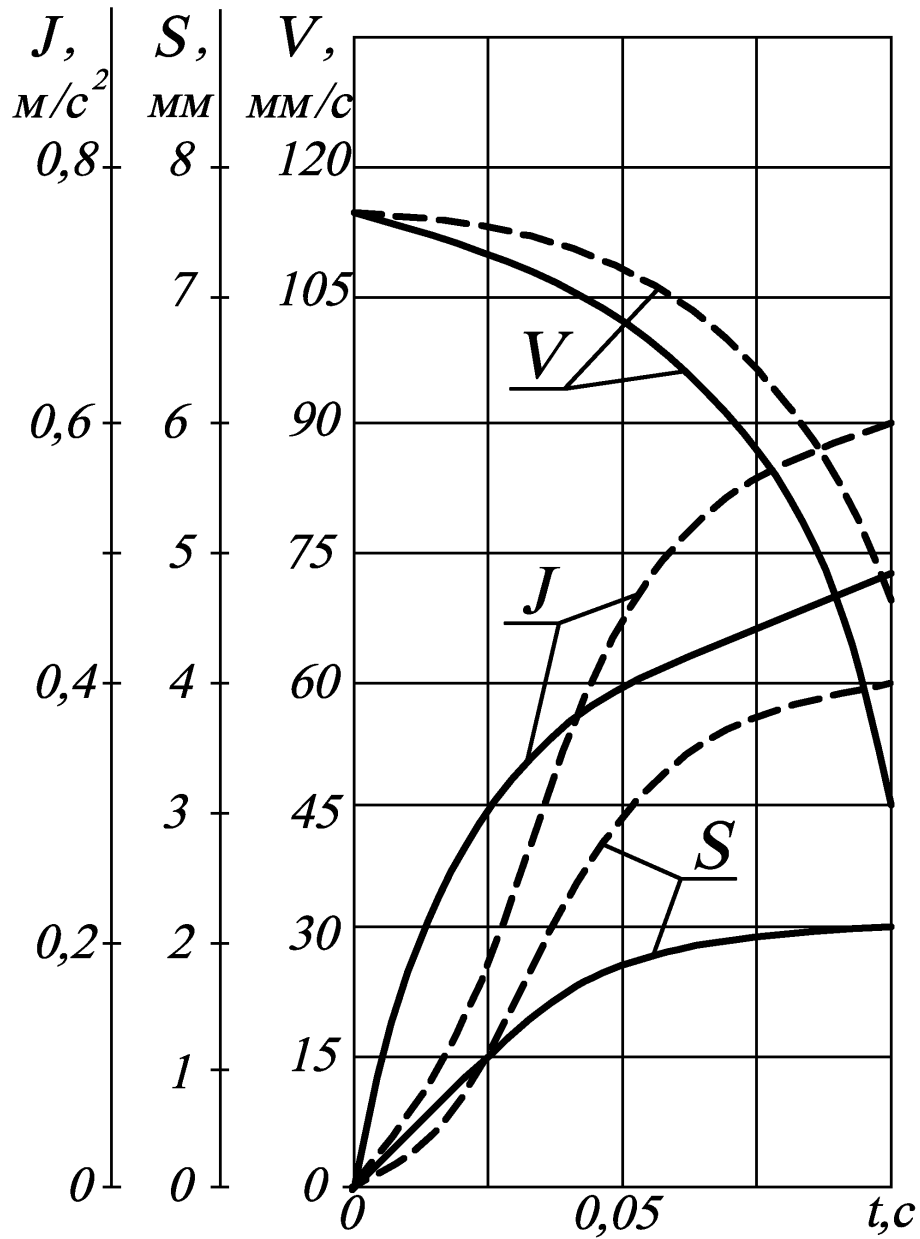


Рисунок 3.15 – Криві зміни швидкості, переміщення та прискорення при гальмуванні рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів (суцільні лінії) і при її відсутності (пунктир)

ВИСНОВКИ

1. Експериментально встановлено, що на динаміку переміщення рухомої поперечини на ході наближення до поковки суттєво впливає система керування зворотними циліндрами преса. При цьому регулювання швидкості опускання рухомої поперечини шляхом незначної зміни висоти відкриття зливного клапана зворотних циліндрів є неефективним з точки зору швидкодії, а також неприйнятним через розвинені коливальні й гідроударні явища.

2. Аналіз діаграм руху рухомої поперечини на ході наближення показує, що внаслідок відсутності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів функцію обмежувача швидкості опускання рухомої поперечини виконує зливний клапан зворотних циліндрів. У цьому випадку алгоритм керування поперечною на ході наближення, який закладається в АСК, істотно ускладнюється. Як наслідок – значне затягування початку робочого ходу через повільний розгін рухомої поперечини й необхідність її інтенсивного гальмування перед зіткненням з поковкою.

3. Дослідженнями ходу наближення реальних пресів виявлено, що підтримка в НЗБ тиску робочої рідини, рівного тиску в цеховій пневматичній магістралі, є неефективним, адже до початку ходу наближення його значення неприпустимо мале для створення задовільних умов заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску.

4. Розроблено математичні моделі розгону рухомої поперечини на ході наближення, її гальмування перед зіткненням з поковкою та процесів, що відбуваються в робочих циліндрах при їх заповненні рідиною низького тиску. Вони побудовані за результатами теоретико-експериментальних досліджень, відповідають реальним процесам і можуть бути прийняті за основу при аналізі динаміки насосно-акумуляторного приводу пресів.

5. Динаміка процесів розгону й гальмування рухомої поперечини на ході наближення, а також заповнення робочих циліндрах рідиною низького тиску повністю визначається характеристиками зливного клапана зворотних циліндрів.

рів, часом його відкриття й закриття, коефіцієнтом якості гідролінії «зворотний циліндр – НЗБ».

6. Аналізом математичних моделей (3.1), (3.12) і (3.13) встановлено, що незалежно від параметрів системи зворотних циліндрів при відсутності врівноважувальних циліндрів рідинне голодування робочих циліндрів, а також гідрударні явища різних інтенсивностей при розгоні й гальмуванні рухомої поперечини на ході наближення до поковки неминучі.

7. Аналізом впливу різних параметрів математичних моделей на динаміку ходу наближення встановлено, що раціональні за швидкістю режими здійснення ходу наближення реалізуються при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 і коефіцієнті якості гідросистеми не менше 0,8. На етапі розгону мінімальний час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів становить 0,15 с, величина падіння тиску в робочих циліндрах скорочується вдвічі, а час розгону зменшується на 25%. На етапі гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою час закриття клапана становить не менше 0,1 с, протягом якого відбувається зниження швидкості опускання рухомої поперечини на 60%. При цьому тривалість ходу наближення скорочується на 50%, значення переважаючих прискорень в 2–2,5 рази нижче гранично припустимих, а шляхи розгону й гальмування скорочуються вдвічі.

4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДЕФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВКИ ТА ЇХ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ З ДЕКОМПРЕСІЄЮ РОБОЧИХ ЦИЛІНДРІВ

4.1 Експериментальне дослідження робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів гідравлічних пресів з НАП

4.1.1 Загальні підходи при дослідженні робочого ходу

Робочий хід, тобто процес деформування, починається після закінчення ходу наближення в момент торкання рухомою поперечною заготовки. Робоче зусилля преса створюється тиском рідини високого тиску, що подається в робочі циліндри з акумулятора через розподільні й регулювальні пристрої відповідно до заданого ступеня зусиль. По закінченні робочого ходу здійснюється гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі заготовки шляхом закриття дросельного регулювального клапана відповідного ступеня зусиль, після чого виконується процес декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, що передує початку зворотного ходу [180, 181, 188].

Для виявлення особливостей роботи гідравлічних пресів з НАП на робочому ході з подальшою декомпресією робочих циліндрів від високого тиску проводили експериментальні дослідження в реальних виробничих умовах відповідно до методики, викладеної в розділі 2 поданої роботи. Крім цього, отримані результати експериментальних досліджень лягають в основу визначення параметрів обладнання й систем керування, необхідних для побудови відповідних математичних моделей.

Експериментальні дослідження здійснювали при реалізації ковальським гідравлічним пресом технологічних процесів «Осадження», «Кування» і «Шліхтування» з метою отримання їх типових діаграм, на яких вводиться наступне позначення кривих:

- крива 1 – переміщення рухомої поперечини;
- крива 2 – швидкість переміщення рухомої поперечини;
- кривая 3 – хід впускного клапана робочих циліндрів II ступені зусиль;
- крива 4 – хід впускного клапана робочих циліндрів I ступені зусиль;
- крива 5 – хід зливного клапана робочих циліндрів II ступені зусиль;
- крива 6 – хід зливного клапана робочих циліндрів I ступені зусиль;
- крива 7 – хід впускного клапана зворотних циліндрів;
- крива 8 – хід зливного клапана зворотних циліндрів;
- крива 9 – тиск в робочих циліндрах II ступені зусиль;
- крива 10 – тиск в робочих циліндрах I ступені зусиль;
- крива 11 – тиск у зворотних циліндрах;
- крива 12 – тиск в напірній магістралі після клапана-автомата.

Протягом усього робочого ходу й процесу декомпресії робочих циліндрів від високого тиску НЗК всіх ступенів зусиль закриті.

4.1.2 Дослідження пружних властивостей металоконструкції преса

Як відомо, на робочому ході має місце складна взаємодія жорстко-пружних елементів гідроприводу, металоконструкції преса та поковки, в якій спостерігаються паралельно протікаючі процеси зміцнення й знеміцнення [196, 206–208]. Тому має сенс для подальшого спрощення математичних моделей, що описують робочий хід з декомпресією робочих циліндрів від високого тиску, а також достовірної оцінки процесів, що відбуваються, окремо досліджувати пружні властивості металоконструкції гідравлічного преса в «чистому вигляді», тобто без впливу факторів технологічного процесу. З цією метою здійснювали жорстке натискання бойка на бойок без поковки із зусиллям, відповідним номінальному зусиллю преса (III ступінь), з подальшою декомпресією робочих циліндрів.

Отримана діаграма представлена на рисунку 4.1.

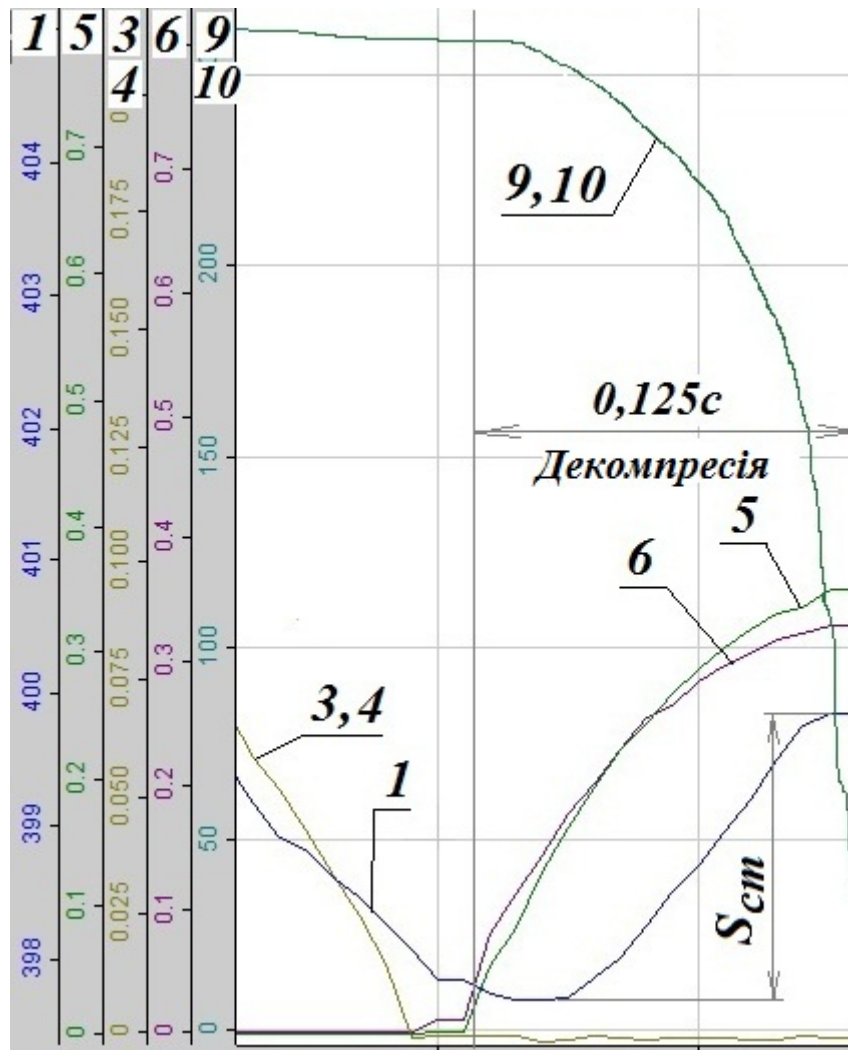


Рисунок 4.1 – Типова діаграма натискання бойка на бойок без поковки із зусиллям, що відповідає номінальному зусиллю преса

Бойки в зімкнутому стані опускаються вниз. У момент закриття впускних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 3 і 4) тиск в робочих циліндрах (криві 9 і 10) максимальний, відповідає тиску в напірній магістралі після клапана-автомата та становить 26,3 МПа.

Рухома поперечина (крива 1) декілька просідає. Спостерігається прогин рухомого стола преса під дією зусилля жорсткого натискання бойків.

Для здійснення декомпресії робочих циліндрів відкривали зливні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 5 і 6). За час відкриття, рівний 0,125 с, відбувається падіння тиску в робочих циліндрах до рівня 4,5 МПа, припустимого для відкриття НЗК і початку здійснення зворотного ходу рухомої поперечини. Протягом всього процесу декомпресії бойки залишалися зімкнутими. Їх роз'єднання відбувалося тільки в момент подачі тиску в зворотні циліндри та відкриття НЗК.

Період змикання бойків без поковки цікавий з точки зору визначення параметрів жорсткості металоконструкції преса в залежності від параметрів системи керування. Так, переміщення рухомої поперечини (крива 1), що фіксується датчиком лінійних переміщень, по суті, являє собою не що інше, як випрямлення рухомого стола преса за час декомпресії робочих циліндрів відповідно до рівня тиску в них. Поставивши собі за даними діаграми (див. рис. 4.1), побудуємо графік залежності величини прогину стола S_{cm} від тиску в робочих циліндрах (рис. 4.2). Для отриманої кривої зміни прогину стола визначимо лінію тренда та знайдемо її рівняння.

В загальному випадку апроксимація кривої прогину стола може бути виражена поліномом третього ступеня в наступному вигляді

$$S_{cm} = x_1 \cdot p_p^3 + x_2 \cdot p_p^2 + x_3 \cdot p_p + x_4, \quad (4.1)$$

де x_1, x_2, x_3, x_4 – коефіцієнти полінома.

Результати розрахунку коефіцієнтів полінома (4.1) для досліджуваних гідролічних пресів з НАП наведені в таблиці 4.1.

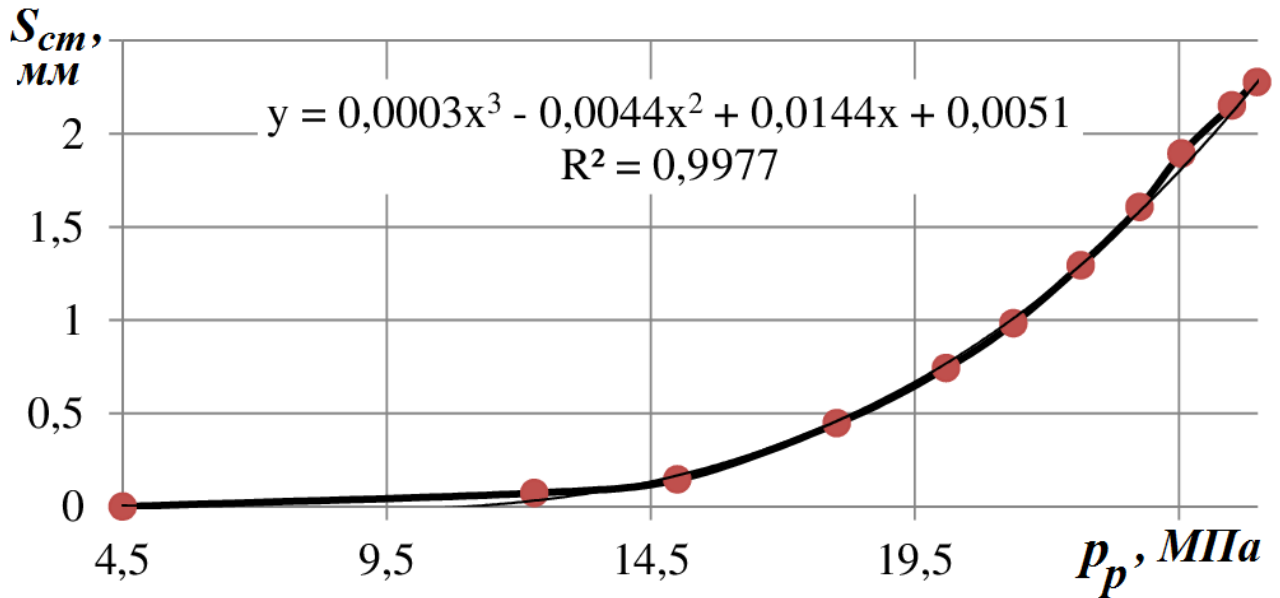


Рисунок 4.2 – Типовий графік залежності величини прогину стола S_{cm} від тиску в робочих циліндрах p_p

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку коефіцієнтів полінома (4.1) та жорсткості рухомих столів досліджуваних гідравлічних пресів з НАП

Параметр	Прес номінальним зусиллям P_n		
	30 МН	50 МН	100 МН
x_1	0,0003	0,00043	0,0006
x_2	-0,0044	-0,0054	-0,0062
x_3	0,0144	0,0075	-0,0043
x_4	0,0051	0,0285	0,0579
k_{cm} , МН/мм	9,86687	9,108	11,65323

Величина достовірності апроксимації для всіх досліджуваних гідравлічних пресів з НАП становить не менше $R^2 = 0,9977$. Залежність (4.1) може вважатися універсальною з огляду на те, що конструкції досліджуваних гідравлічних пресів з НАП та їх окремих елементів, в тому числі й рухомих столів, є типовими, а характер зміни величини прогину стола S_{cm} від тиску в робочих циліндрах p_p ідентичний для всіх випадків.

Коефіцієнти жорсткості k_{cm} розраховані за даними типової діаграми (див. рис. 4.1) для рухомих столів досліджуваних гідравлічних пресів з НАП з використанням формули (2.8). Відповідні дані вказані в таблиці 4.1.

Величина прогину столу S_{cm} , що фіксується в дослідженнях поданої дисертаційної роботи, є результуючим параметром, що характеризує загальну жорсткість металоконструкції гідравлічного преса. Спираючись на результати досліджень, проведених Шинкаренком О.М., Васильєвим К.І., Беловим О.Ф., Розановим Б.В., окремим розглядом деформацій складових елементів металоконструкції преса можна знехтувати [173, 163, 178].

4.1.3 Дослідження процесу деформування заготовки при реалізації технологічного процесу «Осадження»

На рисунку 4.3 показана типова діаграма робочого ходу з подальшою декompresією робочих циліндрів при реалізації технологічного процесу «Осадження». Робота кувального гідравлічного преса з НАП здійснюється на III ступені зусиль, тобто трьома робочими циліндрами.

Для проведення аналізу процесів, що відбуваються в гідроприводі преса в межах даного етапу машинного циклу, зображений на рисунку 4.3 період доцільно розбити на декілька часових інтервалів:

- інтервал I – відкриття впускних дросельних регулювальних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3), розгін рухомої поперечини (криві 1 і 2) на поковці;

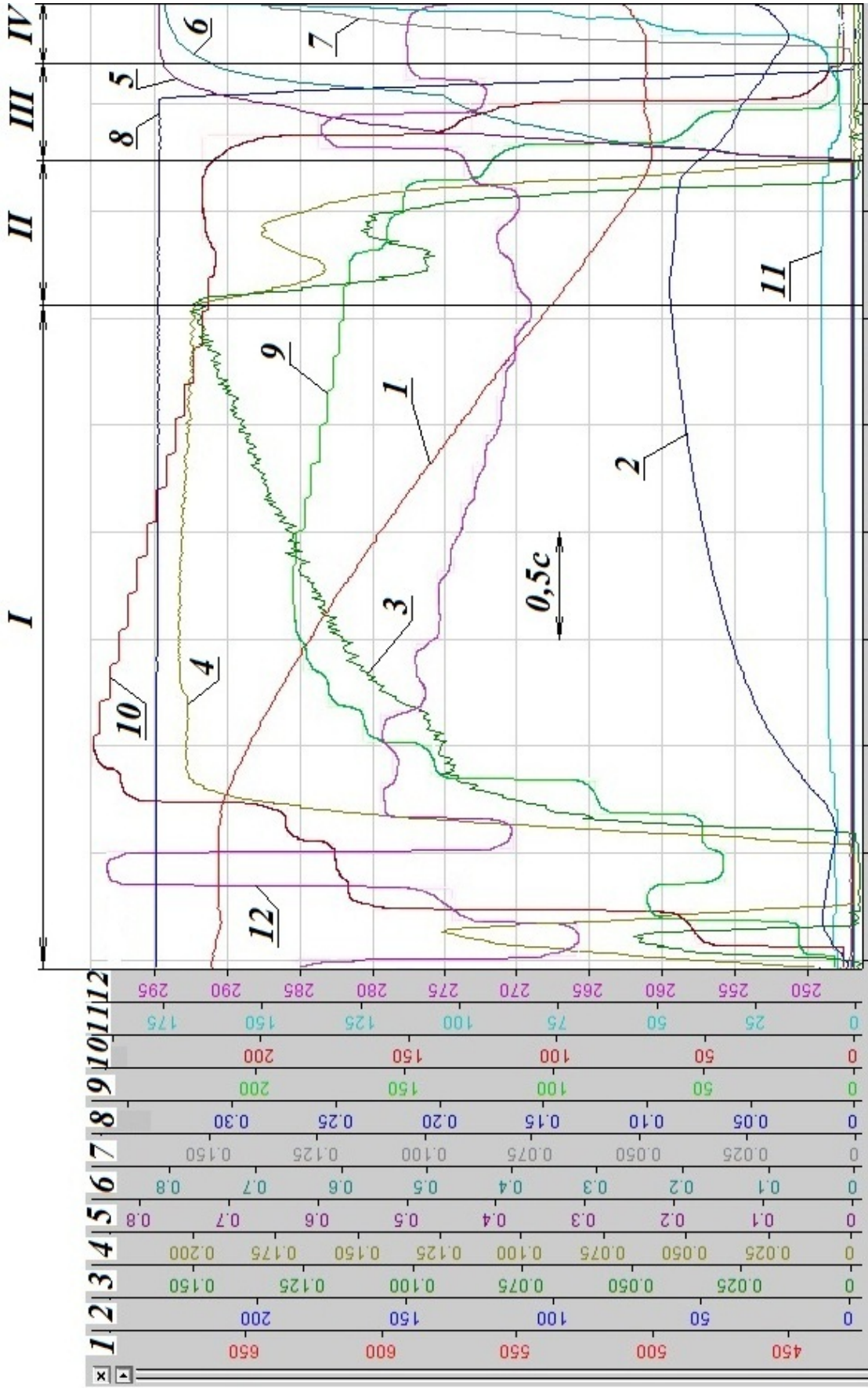


Рисунок 4.3 – Типова діаграма робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів при реалізації технологічного процесу «Осадження»

- інтервал II – закриття впускних дросельних регулювальних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3);
- інтервал III – відкриття зливних дросельних регулювальних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 5 і 6), гальмування рухомої поперечини (криві 1 і 2) на поковці, декомпресія робочих циліндрів від високого тиску (криві 9 і 10);
- інтервал IV – відкриття впускного дросельного регулювального клапана зворотних циліндрів (крива 7), підвищення тиску робочої рідини в зворотних циліндрах (крива 11).

Перед початком робочого ходу поперечина (криві 1 і 2) практично нерухома (початкова швидкість складає близько 5 мм/с) і знаходиться у верхньому положенні на позначці (відносного положення) в 640 одиниць.

Початкові значення тисків (див. рис. 4.3) відповідають:

- 0,45 МПа – в зворотних циліндрах (крива 11);
- 0,4 МПа – в робочих циліндрах (криві 9 і 10);
- 28,5 МПа – в напірній магістралі після клапана-автомата (крива 12).

Зливний клапан зворотних циліндрів (крива 8) повністю відкритий, зливні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 5 і 6) закриті.

НЗК I і II ступенів зусиль закриті.

Інтервал I, тривалість якого складає близько 3 с, починається з незначного відкриття впускних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3) на висоту 25 і 12 мм відповідно.

Протягом перших 0,25 с впускні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3) відкривають і відразу ж закривають, внаслідок чого тиск в центральному (крива 9) і бічних (крива 10) робочих циліндрах підвищується до рівня 7 МПа і 17 МПа відповідно. Рухома поперечина (крива 2) незначно розганяється до швидкості 10 мм/с і опускається на 4 мм. Внаслідок виконання конструкції регулювальних клапанів I і II ступенів зусиль (криві 5 і 6) розвантаженого типу, таке короткочасне вприскування рідини високого тиску в робочі циліндри викликане необхідністю підвищення тиску в підклапанній порожнини

клапанів для подальшого їх плавного відкриття та регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини. Більш того, в конструкції преса відсутні врівноважувальні циліндри, які забезпечують належне гідравлічне демпфування рухомих мас. Тому функції елемента, що згладжує коливання, лягають на дросельні регулювальні клапани, що працюють в спеціальних режимах.

Після закінчення 0,5 с від початку поточного інтервалу впускні дросельні регулювальні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3) відкривають повністю. Причому впускний клапан I ступеня зусиль (крива 4) відкривають на повних хід, рівний 40 мм, за 0,25 с і залишають повністю відкритим до кінця інтервалу I. Тиск в циліндрах I ступені зусиль (крива 10) за час відкриття клапана (крива 4) встигає досягти максимального значення 25,1 МПа. Впускний клапан II ступені зусиль (крива 3) відкривають поступово протягом всього інтервалу I, регулюючи швидкість опускання рухомої поперечини (криві 1 і 2). Тиск в циліндрах II ступені зусиль встигає досягти свого максимуму 19,8 МПа тільки до середини поточного інтервалу.

Описаний режим роботи впускних клапанів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3) обумовлений необхідністю обмеження швидкості опускання рухомої поперечини (криві 1 і 2) для попередження гідроударних явищ у зв'язку з відсутністю в конструкції преса врівноважувальних циліндрів і зниженим тиском у зворотних циліндрах, які не забезпечують підпору.

При цьому, як видно з діаграми (див. рис. 4.3) прийнятий в системі керування пресом режим регулювання швидкості опускання рухомої поперечини (криві 1 і 2) не може вважатися задовільним в силу розвинених коливань дросельного регулювального клапана робочих циліндрів II ступені зусиль (крива 3). Високочастотні повздовжні коливання плунжера клапана з амплітудою до 0,7 мм, які спостерігаються на діаграмах, призводять до розвинених коливань тиску в робочих циліндрах (криві 9 і 10) і рухомої поперечини, крива 1 якої має помітний пилкоподібний профіль.

Розгін рухомий поперечини (криві 1 і 2) на поковці здійснюється протягом всього інтервалу I з досягненням максимального значення швидкості

ті (крива 2) 62 мм/с в момент відкриття впускного клапана II ступені зусиль (крива 3) на повний хід 30 мм.

Слід також зазначити, що починаючи з середини інтервалу I тиск в робочих циліндрах (криві 9 і 10) поступово знижується (див. рис. 4.3) до рівня 21,8 МПа (I ступінь зусиль) і 17,1 МПа (II ступінь зусиль). Це обумовлено падінням тиску робочої рідини в напірній магістралі після клапана-автомата (крива 12) у зв'язку з підвищеною її витратою для операції «Осадження», що вимагає значних обтиснень поковки із зусиллям, близьким до номінального. Так, до кінця інтервалу I тиск в напірній магістралі після клапана-автомата (крива 12) знижується до 26,9 МПа.

За час інтервалу I поперечина встигає обжати заготовку на 95 мм, досягнувши позначки (відносного положення) в 545 одиниць.

Інтервал II являє собою процес закриття впускних дросельних регулювальних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3) і характеризується яскраво вираженими їх коливаннями. Повздовжні скачки плунжерів клапанів, які спостерігаються в середині інтервалу, викликані тим, що при швидкому закритті в їх надклапанних порожнинах відбувається різке падіння тиску, внаслідок чого плунжери підскакують вгору під дією гідростатичної сили рідини високого тиску, що проходить через критичний переріз клапана. Зусилля індивідуальних сервоприводів виявляється недостатнім для утримання плунжерів. Після встановлення балансу тисків в над- і підклапанних порожнинах клапани (криві 4 і 3) закриваються.

За час закриття впускних клапанів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3), який триває 0,75 с, тиск в робочих циліндрах I і II ступенів зусиль (крива 10 і 9) встигає впасти до 17,5 МПа і 21,3 МПа відповідно.

Однак рухома поперечина (крива 1) не реагує на закриття регулювальних клапанів (криві 4 і 3) і продовжує опускатися з максимальною швидкістю 62 мм/с, обтискуючи поковку. Це дає підстави стверджувати, що регулювальні властивості дросельних клапанів (криві 4 і 3) практично відсутні. До кінця інтервалу II рухома поперечина (крива 1) досягає позначки відносного положення в

500 одиниць, додатково обтиснувши поковку на 45 мм. При цьому помітного зниження швидкості (крива 2) її опускання не відбувається.

Дослідити рух рухомої поперечини в межах наступних інтервалів зручно по діаграмі, наведеній на рисунку 4.4. Крива 1, що характеризує рух рухомої поперечини, виділена жирним контуром.

Інтервал III (див. рис. 4.4) починається з відкриття зливних дросельних регулювальних клапанів I і II ступенів зусиль (криві 5 і 6) на повний хід, рівний 40 мм. Внаслідок цього відбувається декомпресія робочих циліндрів від високого тиску (криві 9 і 10) протягом 0,5 с. Протягом перших 0,25 с інтервалу III спостерігається поступове гальмування рухомої поперечини – швидкість опускання знижується до 37 мм / с (крива 2) при тиску в робочих циліндрах (криві 9 і 10), який зменшується. Тиск в зворотні циліндри (крива 11) не подається. Тому рухома поперечина (крива 1) знаходиться в безпосередньому контакті з поковкою і піднімається разом з нею в процесі випрямлення рухомого столу на величину $S_{cm}=2,3$ мм (див. рис. 4.1). Рухомий стіл, накопичивши потенційну енергію на інтервалі I робочого ходу, коли в металі поковки переважали процеси зміцнення, віддає її в період декомпресії, протягом якої в металі поковки переважають процеси знеміцнення [177].

Наступні 0,25 с характеризуються подальшим падінням тиску в робочих циліндрах (криві 9 і 10) до рівня 2,5 МПа.

Цього рівня тиску достатньо для відкриття НЗК I і II ступенів зусиль (на діаграмах не показані). Одночасно з цим відбувається закриття зливного клапана зворотних циліндрів (крива 8) за 0,15 с.

Швидкість рухомої поперечини (крива 2) знижується до 26 мм/с. Сама ж рухома поперечина (крива 1) поступово просідає вглиб поковки на величину інерційного вибігу S_p , рівну 1,1 мм, – спостерігається процес знеміцнення металу поковки. При цьому в момент закриття зливного клапана зворотних циліндрів (крива 8) тиск (крива 11) в них підвищується до рівня 1,5 МПа за рахунок стиснення в них робочої рідини під дією рухомої поперечини (крива 1), яка продовжує опускатися.

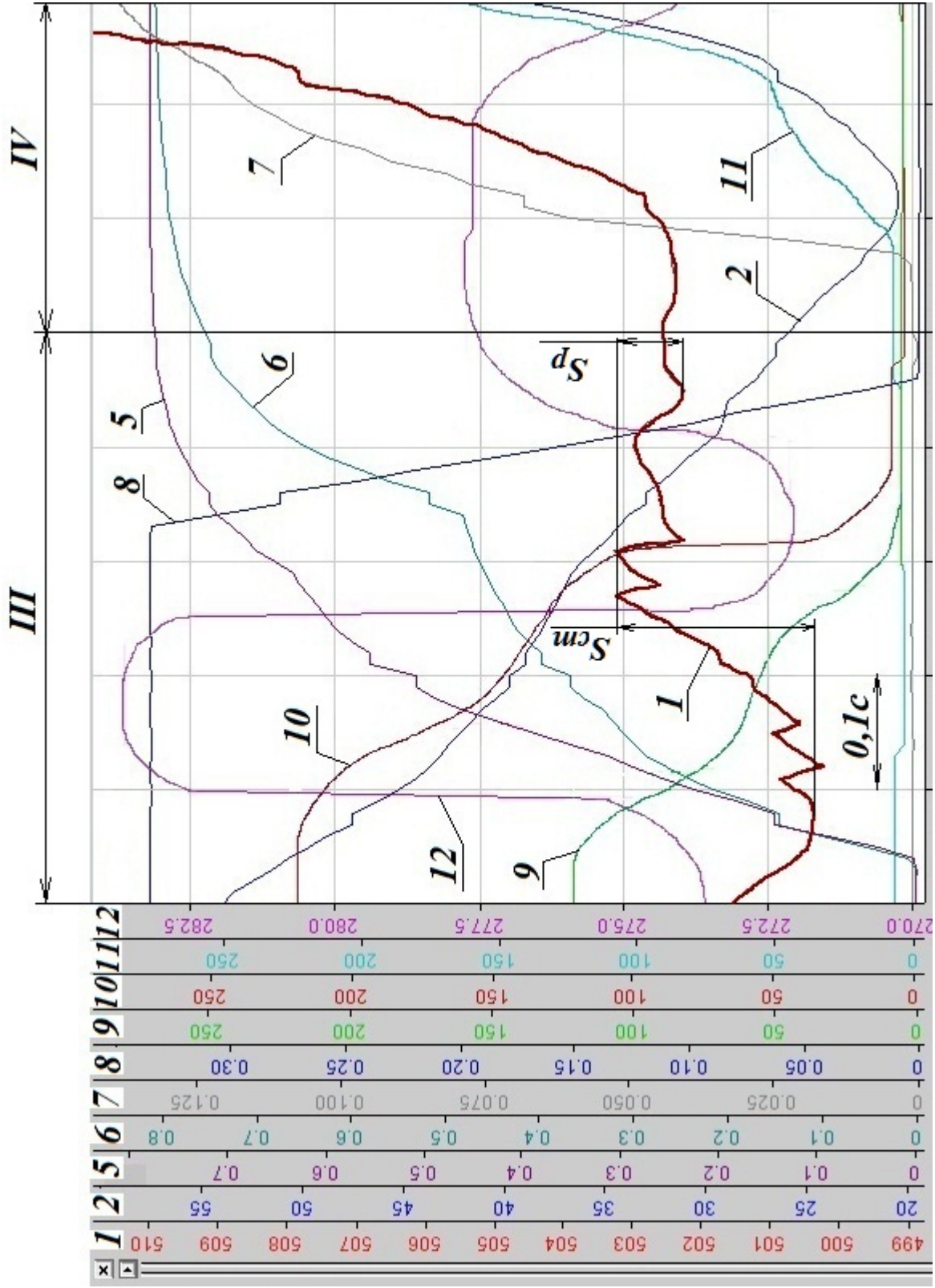


Рисунок 4.4 – Діаграма процесів, що відбуваються на III – IV інтервалах робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів при реалізації технологічного процесу «Осадження»

Явище знеміцнення металу поковки під дією гідростатичного зусилля кувального преса було виявлене Шинкаренком О.М. і досконально вивчені Єфімовим В.М., Золотухінін М.М. і Соколовим Л.М. при реалізації різних технологічних процесів гарячої обробки тиском металів і сплавів [196, 198, 199, 201, 206–210]. Тому, в даній роботі зв'язок між швидкістю протікання процесів зміцнення і знеміцнення та динамічним станом гідравлічного преса з НАП приймається як факт, раніше вивчений і підтверджений, а аналіз руху рухомої поперечини на інтервалі III базується на результатах досліджень зазначених вчених.

В межах інтервалу IV впускний дросельний регулювальний клапан зворотних циліндрів (крива 7) відкривають на висоту 30 мм протягом 0,2 с. Внаслідок цього відбувається поступове підвищення тиску робочої рідини в зворотних циліндрах (крива 11) до величини 16 МПа. До моменту початку відкриття зливного клапана (крива 7) НЗК I і II ступенів зусиль повністю відкриті.

Рухома поперечина (крива 1) через 0,1 с від початку інтервалу IV загальмовується (крива 2) на поковці, що знеміцнюється, і по мірі підвищення тиску в зворотних циліндрах (крива 11) поступово піднімається вгору, розігнавшись до кінця розглянутого інтервалу до швидкості 38 мм/с.

Після закриття впускних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль (криві 4 і 3) в кінці інтервалу II (див. рис. 4.3) тиск робочої рідини в напірній магістралі після клапана-автомата (крива 12) (див. рис. 4.4) підвищується на інтервалі III майже до 28 МПа. При відкритті впускного клапана зворотних циліндрів (крива 7) і до кінця інтервалу IV тиск в магістралі після клапана-автомата (крива 12) знову знижується до 27,5 МПа – має місце витрата рідини високого тиску для здійснення зворотного ходу.

Інтервал IV, по суті, є перехідним періодом і може бути віднесений як до робочого, так і до зворотного ходу. Однак його розгляд в рамках робочого ходу є обов'язковим, так як це дозволяє отримати повне уявлення про процеси, що відбуваються під час деформування заготовки та їх взаємозв'язок з подальшою декомпресією робочих циліндрів.

Сумарний час робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів становить 4,5 с, з яких безпосередньо обтиснення поковки, рівне 140 мм, відбувається протягом 3,75 с, а декомпресія робочих циліндрів – 0,75 с.

Інтенсивність декомпресії I_{∂} робочих циліндрів може бути визначена за такою формулою [181]

$$I_{\partial} = \frac{\Delta p_{p\partial}}{t_{\partial}} F_p, \quad (4.2)$$

де $\Delta p_{p\partial}$ – падіння тиску в робочих циліндрах при декомпресії;

t_{∂} – час протікання процесу декомпресії.

Скориставшись даними діаграми (див. рис. 4.4) і параметрами досліджуваного обладнання, наведеними в таблиці 2.1, отримуємо, що інтенсивність декомпресії I_{∂} робочих циліндрів становить 27,7 МН/с.

Стіл випрямляється з тією ж інтенсивністю, так як величина прогину S_{cm} пропорційна тиску в робочих циліндрах (див. рис. 4.1 і рис. 4.2).

Зважаючи на відсутність в конструкції преса врівноважувальних циліндрів, має місце тривалий контакт інструменту з гарячою поковкою, який припиняється тільки з відкриттям впускного клапана зворотних циліндрів. Тривалий час контакту прискорює знос бойків і підхолодження поковки. Крім того, відсутність зусилля підпору, яке може постійно підтримуватися врівноважувальними циліндрами, призводить до поступового опускання (просідання) рухомої поперечини в період декомпресії робочих циліндрів внаслідок переважаючих процесів знеміцнення металу поковки. В силу того, що знеміцнення не є керованим процесом [181], інерційний вибіг рухомої поперечини S_p може бути компенсований розробкою таких режимів роботи системи керування гідравлічним пресом з НАП, при яких контакт інструменту з поковкою буде зведений до мінімуму після закриття впускних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль.

Проведений аналіз діаграм (див. рис. 4.3 і рис. 4.4) переміщення рухомої поперечини на робочому ході з подальшою декомпресією робочих циліндрів показує, що внаслідок відсутності в конструкції преса системи врівноважуваль-

них циліндрів функцію обмежувача швидкості опускання рухомої поперечини на інтервалі I виконує впускний клапан робочих циліндрів. У цьому випадку алгоритм керування рухомою поперечиною, що закладається в АСК, суттєво ускладнюється. Внаслідок цього відбувається наступне:

- виникає необхідність поступової подачі рідини високого тиску в робочі циліндри на початку робочого ходу;
- значно затягується процес розгону рухомої поперечини на поковці з відсутністю інтервалу її обтиску з постійною швидкістю при повністю відкритих дросельних регулювальних клапанах;
- збільшується час деформування, що супроводжується тривалим контактом інструмента з гарячою поковкою, внаслідок чого прискорюються знос бойків і підхолодження металу поковки.

4.1.4 Дослідження процесу деформування заготовки при реалізації технологічного процесу «Кування»

На рисунку 4.5 показана типова діаграма робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів при реалізації технологічного процесу «Кування». Робота кувального преса з НАП здійснюється на II ступені зусиль, тобто центральним робочим циліндром. Розбиття даного етапу на інтервали здійснювалося аналогічно процесу «Осадження». Позначення кривих збігається з раніше прийнятим. В цілому перебіг досліджуваних процесів, зображених на рисунку 4.5, ідентичний описаним вище. Однак є такі відмінні риси.

Початкова швидкість (крива 2) рухомої поперечини (крива 1), що знаходиться на позначці 430 одиниць, становить 15 мм/с. Впускний клапан робочих циліндрів II ступені зусиль (крива 3) відкривали на висоту 20 мм. При цьому в робочому циліндрі II ступені зусиль (крива 9) тиск робочої рідини піднімався до 13,5 МПа. Максимальне значення швидкості (крива 2) спостерігається в кінці I і початку II інтервалів і становить 45 мм/с.

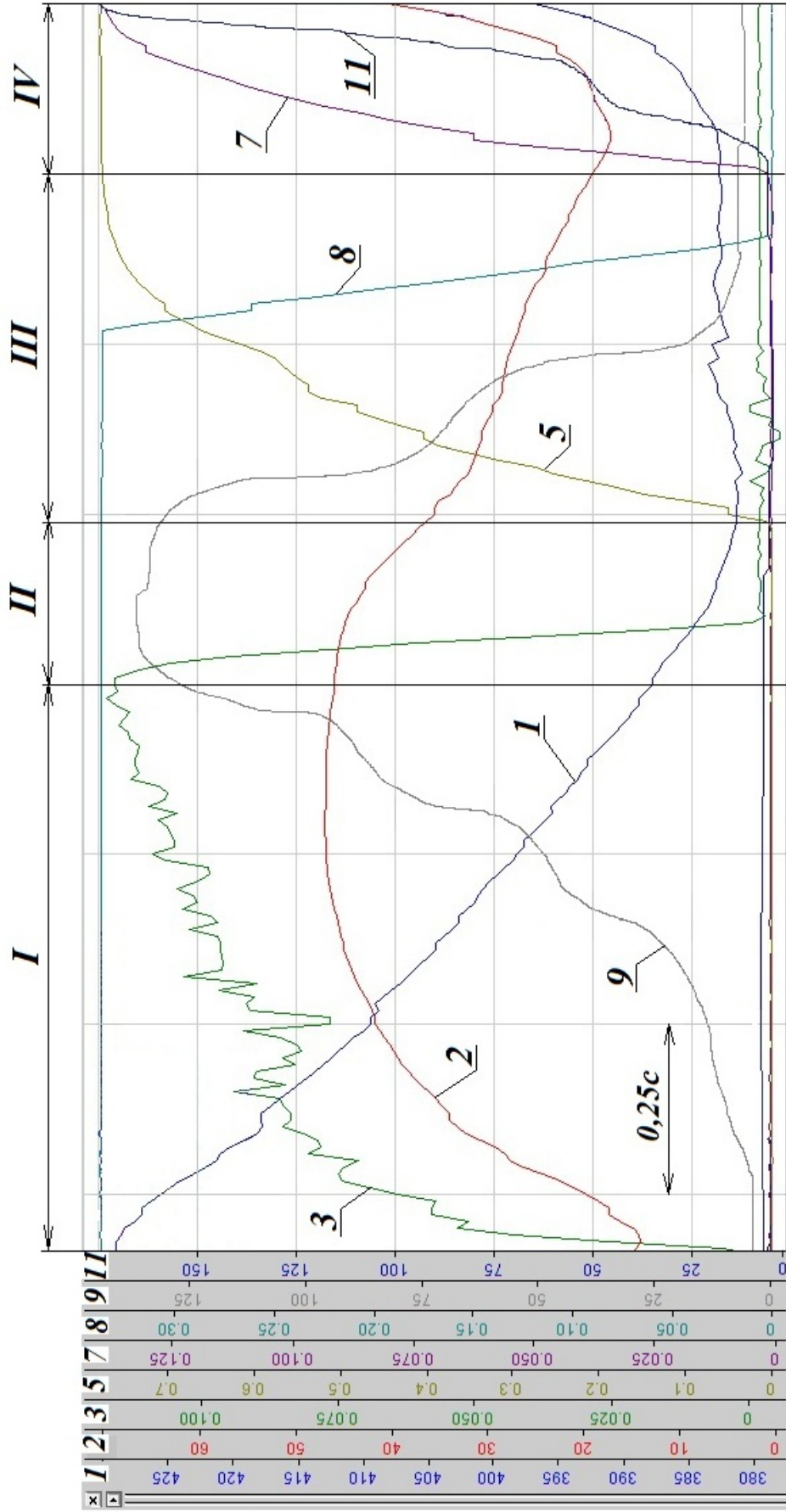


Рисунок 4.5 – Типова діаграма робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів при реалізації технологічного процесу «Кування»

Внаслідок поступового відкриття впускного клапана робочих циліндрів II ступені зусиль (крива 3) на неповний хід його коливання проявляються в більшій мірі, ніж при виконанні операції «Осадження» (див. рис. 4.3). Повздовжні коливання плунжера клапана відбуваються з амплітудою 0,1...0,5 мм, в результаті чого опускання рухомої поперечини (крива 1) відбувається ривками. Через відсутність в конструкції преса врівноважувальних циліндрів не відбувається демпфірування, що згладжує коливання рухомої поперечини. Тиск в зворотних циліндрах (крива 11) відповідає тиску в НЗБ, тому створюваний ними підпір недостатній.

Так само, як і в разі виконання операції «Осадження» (див. рис. 4.3), на інтервалі II не відбувається гальмування рухомої поперечини після закриття впускного клапана робочих циліндрів II ступеня зусиль (крива 3).

III інтервал технологічного процесу «Кування» по тривалості складає 0,5 с. За час декомпресії, що триває на III інтервалі (див. рис. 4.5) 0,4 с, швидкість рухомої поперечини (крива 2) встигає знизитися до 20 мм/с. Протягом II і III інтервалів рухома поперечина встигає зробити інерційний вибіг в 3,5 мм. Прогин столу пропорційний величині тиску в робочих циліндрах і становить 0,3 мм. Інерційний вибіг рухомий поперечини S_p під дією поковки, що знеміцнюється, становить порядку 0,75 мм.

Експериментальними дослідженнями робочого ходу гідравлічних пресів з НАП в реальних виробничих умовах при реалізації технологічних процесів «Осадження» і «Кування» встановлено взаємозв'язок процесів декомпресії робочих циліндрів від високого тиску та знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів, які протікають паралельно. Одночасно з цими процесами відбувається поступове заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора та усунення прогину стола преса. Швидкість протікання всіх зазначених процесів, що знаходяться в безпосередньому взаємозв'язку, визначає динамічний стан гідравлічного преса з НАП.

Також виявлено, що існуючий спосіб декомпресії робочих циліндрів шляхом відкриття зливного клапана робочих циліндрів, встановленого в блоці

головного клапанного розподільника, що знаходиться в напрямку преса, характеризується низькою інтенсивністю та призводить до значного зниження ефективності роботи преса внаслідок затягування початку зворотного ходу. При цьому за час закриття впускних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль і декомпресії робочих циліндрів рухома поперечина встигає зробити під дією сил – гідростатичних, знеміцнення металу поковки й випрямлення столу – інерційний вибіг, здійснюючи додаткове обтиснення заготовки.

4.1.5 Дослідження процесу деформування заготовки при реалізації технологічного процесу «Шліхтування»

Операція «Шліхтування» є обробною та здійснюється, як правило, в автоматичному режимі низькою послідовних незначних (до 10 мм) обтиснень. Робота кувального гідравлічного преса з НАП здійснюється на I ступені зусиль, тобто бічними робочими циліндрами.

На рисунках 4.6 і 4.7 показані типові діаграми реалізації технологічного процесу «Шліхтування», які здійснюються при роботі клапанів керування гідравлічним пресом з НАП в наступному режимі:

- зливний клапан і НЗК I ступеню зусиль, а також напірний клапан II ступеню зусиль робочих циліндрів закриті;
- зливний клапан зворотних циліндрів закритий;
- перед початком процесу «Шліхтування» подається високий тиск в зворотні циліндри, після чого впускний клапан зворотних циліндрів (крива 7) закривають до закінчення виконання операції;
- зливний клапан і НЗК робочих циліндрів II ступеню зусиль відкриті.

Тривалість натискання в середньому становить 0,15...0,25 с (див. рис. 4.6 і 4.7) з подальшим кантуванням заготовки. Для здійснення натискання впускний клапан робочих циліндрів I ступеню зусиль (крива 4) відкривають на висоту 5...10 мм і відразу ж закривають протягом 0,25 с.

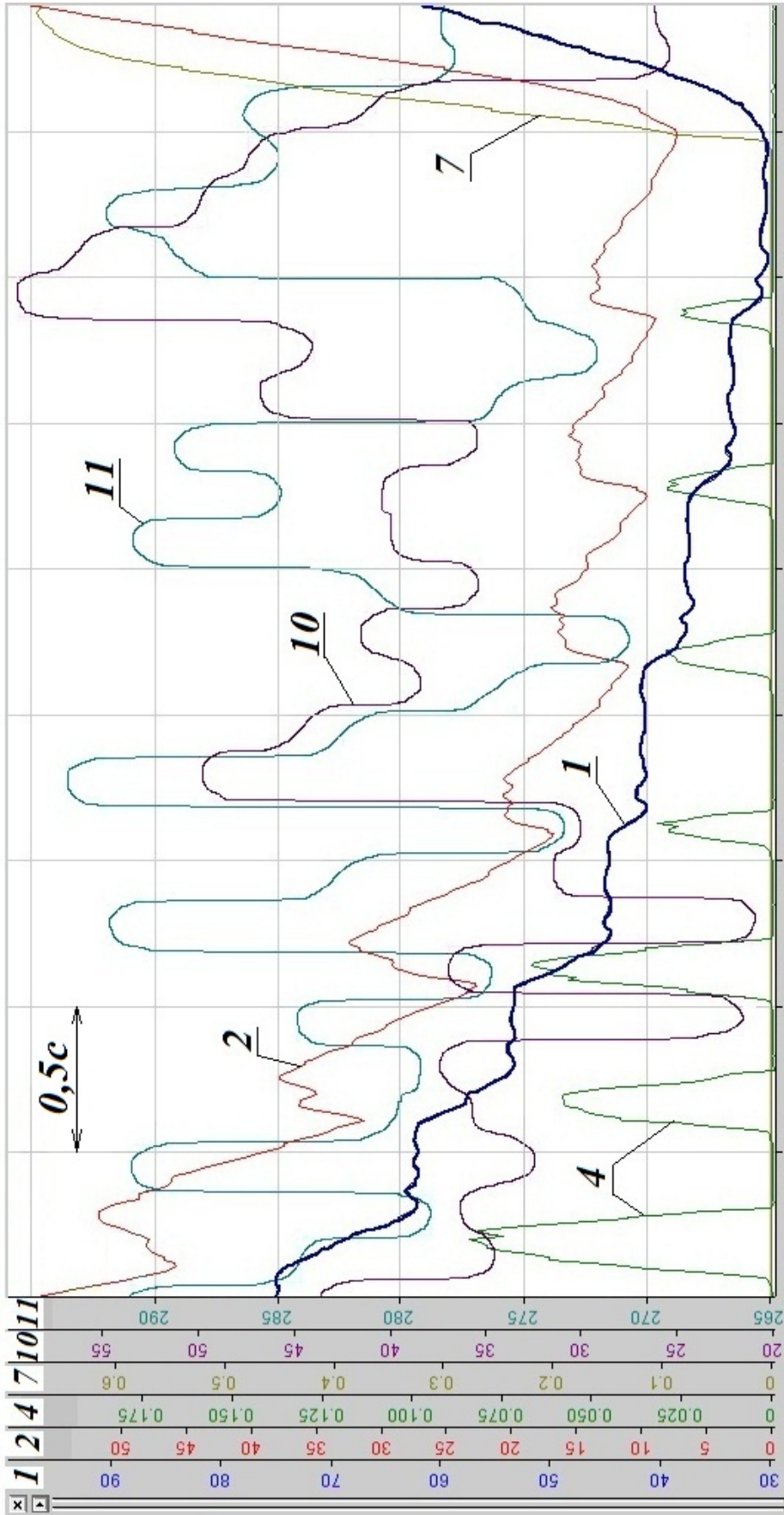


Рисунок 4.6 – Типова діаграма реалізації технологічного процесу «Шліхтування»

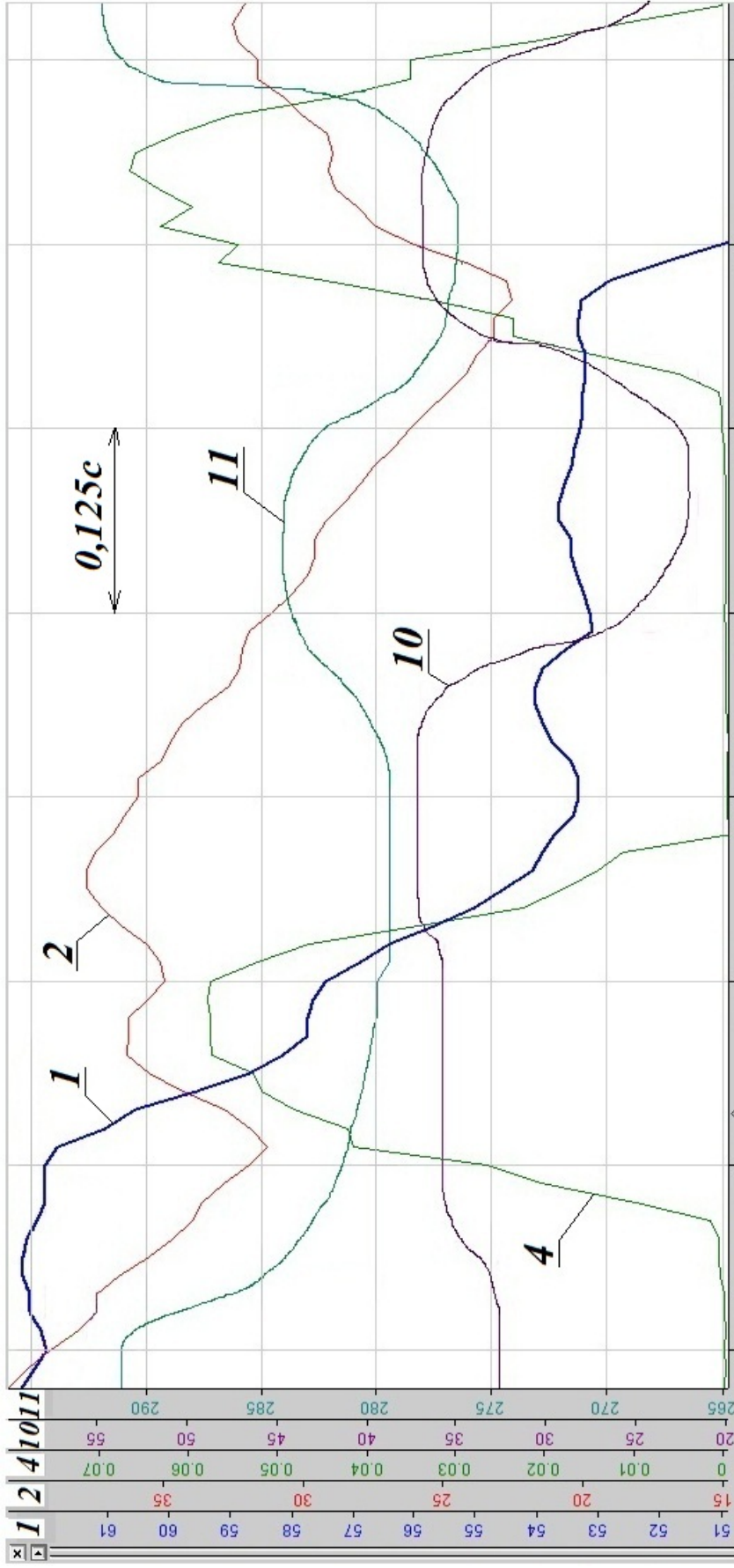


Рисунок 4.7 – Типова діаграма одного нагискання при реалізації технологічного процесу «Шліхтування»

Під час кожного натискання тиск в зворотних циліндрах (крива 11) підвищується за рахунок мультиплікації при вприскуванні в робочі циліндри (крива 10) невеликого обсягу рідини високого тиску.

З огляду на відкриття впускного клапана робочих циліндрів (крива 4) на незначну висоту та швидкого його закриття тиск в робочих циліндрах (крива 10) I ступеню зусиль спочатку підвищується, а потім йде на спад внаслідок опускання рухомої поперечини (криві 1 і 2).

Тиск рідини в робочих циліндрах (крива 10) в середньому коливається в діапазоні 2,5...5,5 МПа, в зворотних циліндрах (крива 11) – 26,5...29,5 МПа.

Після кожного закриття впускного клапана робочих циліндрів (крива 4) під дією активного зусилля з боку зворотних циліндрів рухома поперечина (криві 1 і 2) підводиться вгору на 2...3 мм над поковкою для здійснення кантування. По мірі виконання операції «Шліхтування» висота відкриття впускного клапана (крива 4) поступово зменшується для досягнення ефекту «прогладжування». Прогину рухомого стола під час реалізації операції «Шліхтування» не відбувається через занадто мале зусилля з боку робочих циліндрів I ступені зусиль, яке перевищується активним зусилля з боку зворотних циліндрів після закриття впускного клапана (крива 4).

З діаграм (див. рис. 4.6 і 4.7) видно, що переміщення рухомої поперечини (криві 1 і 2) носить яскраво виражений коливальний характер. При цьому протягом усього процесу спостерігаються закидання тиску в робочих і зворотних циліндрах, пов'язаних між собою ефектом мультиплікації. Це призводить до невірноваженості систем робочих і зворотних циліндрів після закриття впускного клапана (крива 4) I ступеня зусиль.

Через відсутність в конструкції преса врівноважувальних циліндрів демпфування, що згладжує коливання рухомої поперечини (криві 1 і 2), також не відбувається. Тиск в зворотних циліндрах (крива 11) не відрізняється стабільністю. Під дією сил пружності замкнений в них стовп рідини здійснює коливальні рухи різної інтенсивності, внаслідок чого в період кантування рухома поперечина (криві 1 і 2), незначно піднявшись над поковкою, знову на неї лягає,

ускладнюючи маніпулювання. Таким чином, підпір, що створюється зворотними циліндрами, недостатній і є причиною розвинених коливальних явищ. Для їх усунення необхідно оснащати гідравлічні преси з НАП врівноважувальними циліндрами, які виконують роль демпферів і створюють підпір постійного зусилля для утримання рухомої поперечини в рівноважному стані після закриття впускного клапана робочих циліндрів.

4.2 Математичне моделювання робочого ходу рухомої поперечини преса з подальшою декомпресією робочих циліндрів

Проведені експериментальні дослідження дозволили встановити, що при гальмуванні рухомої поперечини на робочому ході відбувається паралельне протікання наступних процесів:

- декомпресії робочих циліндрів від високого тиску;
- знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів необхідного ступеню зусиль;
- поступового заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора;
- випрямлення рухомого столу преса.

При цьому динаміка руху рухомої поперечини визначається зміною активного зусилля преса з урахуванням зазначених процесів і параметрів гідролінії «акумулятор – врівноважувальні циліндри», введення якої в систему керування гідравлічним пресом з НАП є необхідним. У загальному вигляді математична модель зміни тиску в гідравлічних циліндрах високого тиску в процесі декомпресії виражається наступною залежністю [184, 247, 248]

$$0,5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{W_p}{E_{np} \cdot f_i} \right)^2 \cdot \zeta_{кл} \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_p}{dt} \right)^2 - \frac{W_p}{E_{np} \cdot f_i} \cdot \rho \cdot L_i \cdot \frac{d^2 p_p}{dt^2} + p_0 - p_p = 0 \quad (4.3)$$

Формула (4.3) є універсальною та дозволяє здійснювати моделювання процесу декомпресії при різних способах його реалізації.

Описані в поточному розділі експериментальні дослідження виявили, що застосований спосіб декомпресії робочих циліндрів шляхом відкриття зливного клапана робочих циліндрів, встановленого в блоці головного клапанного розподільника, що знаходиться в приямку преса, характеризується низькою інтенсивністю, призводить до значного зниження ефективності роботи гідравлічного преса з НАП і появи інерційних вибігів. Низька інтенсивність процесу декомпресії в цьому випадку обумовлена необхідністю дроселювання значного об'єму рідини високого тиску, замкненого не тільки в робочих циліндрах, але й в гідролінії «головний клапанний розподільник – робочі циліндри», протяжність якої становить десятки метрів при приблизному діаметрі прохідного перерізу понад 150...300 мм. Крім цього гідролінія «головний клапанний розподільник – НЗБ», по якій здійснюється злив робочої рідини, що пройшла процес дроселювання, в бак має значний гідравлічний опір внаслідок малого прохідного перерізу та великої протяжності.

Таким чином, інтенсивність декомпресії можна суттєво підвищити, виключивши з цього процесу об'єм рідини високого тиску, що знаходиться в гідролінії «головний клапанний розподільник – робочі циліндри», а також знизивши гідравлічний опір гідролінії «головний клапанний розподільник – НЗБ». Завдяки наявності в системах керування сучасними пресами індивідуального сервоприводу, головний клапанний розподільник, до складу якого входять впускні та зливні дросельні регулювальні клапани I і II ступенів зусиль, можна встановити безпосередньо на верхній нерухомій поперечині гідравлічного пресу з НАП біля робочих циліндрів.

Практична реалізація такого компонування системи керування не пов'язана з будь-якими технічними труднощами, адже індивідуальні сервоприводи адаптовані до дистанційної роботи, що підтверджується багаторічною їх експлуатацією при керуванні НЗК, вбудованими безпосередньо в донну частину робочих циліндрів (див. розділ 1). В цьому випадку декомпресію робочих

циліндрів можна буде здійснювати безпосередньо в наповнювально-зливний трубопровід, що має низький гідроопір, відкриттям зливних клапанів відповідних ступенів зусиль. При цьому, як показали експериментальні дослідження робочого ходу, слід враховувати вплив систем зворотних і врівноважувальних циліндрів на інтенсивність процесу декомпресії робочих циліндрів.

Для математичного опису нового процесу декомпресії робочих циліндрів вираз (4.3) необхідно привести до виду

$$0,5\rho \cdot \left(\frac{W_p}{E_{np} \cdot f_{nc}} \right)^2 \cdot \zeta_{кл-p} \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_p}{dt} \right)^2 -$$

$$- \frac{W_p}{E_{np} \cdot f_{nc}} \cdot \rho \cdot (L_{nc} + L_v + L_{yp}) \cdot \frac{d^2 p_p}{dt^2} + p_{\bar{o}} - p_p = 0 \quad (4.4)$$

де $\zeta_{кл-p}$ – коефіцієнт гідроопору зливного клапана робочих циліндрів.

Вираз $\frac{W_p}{E_{np} \cdot f_{nc}}$ у формулі (4.4) являє собою постійну K_{nc} , введenu в ма-

тематичний опис процесів, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса з НАП при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки (див. розділ 3).

Таким чином, математична модель зміни тиску в робочих циліндрах при їх декомпресії безпосередньо в наповнювально-зливний трубопровід відкриттям зливних клапанів відповідних ступенів зусиль, встановлених безпосередньо на верхній нерухомій поперечині біля робочих циліндрів, має такий вигляд

$$p_p = 0,5\rho \cdot K_{nc}^2 \cdot \zeta_{кл-p} \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_p}{dt} \right)^2 -$$

$$- K_{nc} \cdot \rho \cdot (L_{nc} + L_v + L_{yp}) \cdot \frac{d^2 p_p}{dt^2} + p_{\bar{o}} \quad (4.5)$$

Проведені в поточному розділі експериментальні дослідження основних технологічних операцій гарячої обробки тиском показали, що через запізнення відкриття впускного клапана зворотних циліндрів має місце тривалий контакт інструменту з поковкою. Також з діаграм (див. рис. 4.3 – 4.5) видно, що інтен-

сивність наростання тиску в зворотних циліндрах практично збігається з інтенсивністю його падіння в робочих циліндрах. Тому має сенс відкривати впускний клапан зворотних циліндрів одночасно з відкриттям зливних клапанів робочих циліндрів. Це дасть можливість монотонного збільшення підпору з боку зворотних циліндрів по мірі декомпресії робочих циліндрів, підвищуючи її інтенсивність за рахунок додавання до пружної складової активного зусилля підйому рухомої поперечини. Завдяки цьому також скоротиться час контакту інструменту з гарячою поковкою.

Процес заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора по своїй фізичній суті ідентичний процесу заповнення робочих циліндрів рідиною з НЗБ – акумулятора рідини низького тиску – на ході наближення рухомої поперечини до поковки. Тому скористаємося отриманою та дослідженою в даній роботі формулою (3.12), замінивши в ній відповідні параметри на ідентичні для системи зворотних циліндрів:

$$p_{\epsilon} = p_a - 0,5\rho \cdot \left(\frac{W_{\epsilon}}{E_{np} \cdot f_{\epsilon}} \right)^2 \left[\xi_{\epsilon} + \zeta_{кл_{-\epsilon}} \left(1 + \alpha \left(\frac{t_{отк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_{\epsilon}}{dt} \right)^2 - \rho \cdot \frac{W_{\epsilon}}{E_{np} \cdot f_{\epsilon}} (L_{nc} + L_{\epsilon} + L_{yp}) \frac{d^2 p_{\epsilon}}{dt^2}, \quad (4.6)$$

де W_{ϵ} – сумарний об'єм зворотних циліндрів;

f_{ϵ} – площа прохідного перерізу напірного трубопроводу зворотних циліндрів гідравлічного пресу;

$\zeta_{кл_{-\epsilon}}$ – коефіцієнт гідроопору напірного клапана зворотних циліндрів.

Введемо наступне позначення: $K_{\epsilon} = \frac{W_{\epsilon}}{E_{np} \cdot f_{\epsilon}}$. Тоді формулу (4.6) можна

записати у вигляді

$$p_{\epsilon} = p_a - 0,5\rho \cdot K_{\epsilon}^2 \left[\xi_{\epsilon} + \zeta_{\kappa\lambda-\epsilon} \left(1 + \alpha \left(\frac{t_{omk}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_{\epsilon}}{dt} \right)^2 - \rho \cdot K_{\epsilon} \cdot (L_{nc} + L_{\epsilon} + L_{yp}) \frac{d^2 p_{\epsilon}}{dt^2}. \quad (4.7)$$

В процесі декомпресії робочих циліндрів відбувається зміна активного зусилля гідравлічного преса з НАП, що виражається коефіцієнтом c рівняння Ріккати [176]. Для визначення балансу активних і сил опору скористаємося розрахунковою схемою робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів, наведеною на рисунку 4.8.

Відповідно до даних розрахункової схеми (див. рис. 4.8) робочого ходу баланс активних і сил опору має вигляд

$$c = p_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon} + p_a \cdot F_{yp} - Mg - p_p \cdot F_p - R_{mp}. \quad (4.8)$$

Сила тертя R_{mp} розраховується за формулою (2.5).

Як видно з розрахункової схеми (див. рис. 4.8), в балансі сил також беруть участь опір поковки деформуванню R_n і накопичена пружна сила R_{cm} прогину рухомого столу преса, діючі на рухому поперечину з боку поковки. За основу математичного опису цього впливу приймемо формулу (1.12). Опір поковки деформації в момент початку закриття впускних клапанів робочих циліндрів пропорційний максимальному значенню тиску в робочих циліндрах, що є початковим для здійснення процесу декомпресії, тобто

$$R_{n_{нз}} = p_{p_нач} \cdot F_p, \quad (4.9)$$

де $p_{p_нач}$ – максимальний тиск в робочих циліндрах перед початком процесу декомпресії.

Накопичена пружна сила R_{cm} прогину рухомого столу преса пропорційна коефіцієнту його жорсткості k_{cm} і може бути виражена формулою

$$R_{cm} = k_{cm} \cdot S_{cm}. \quad (4.10)$$

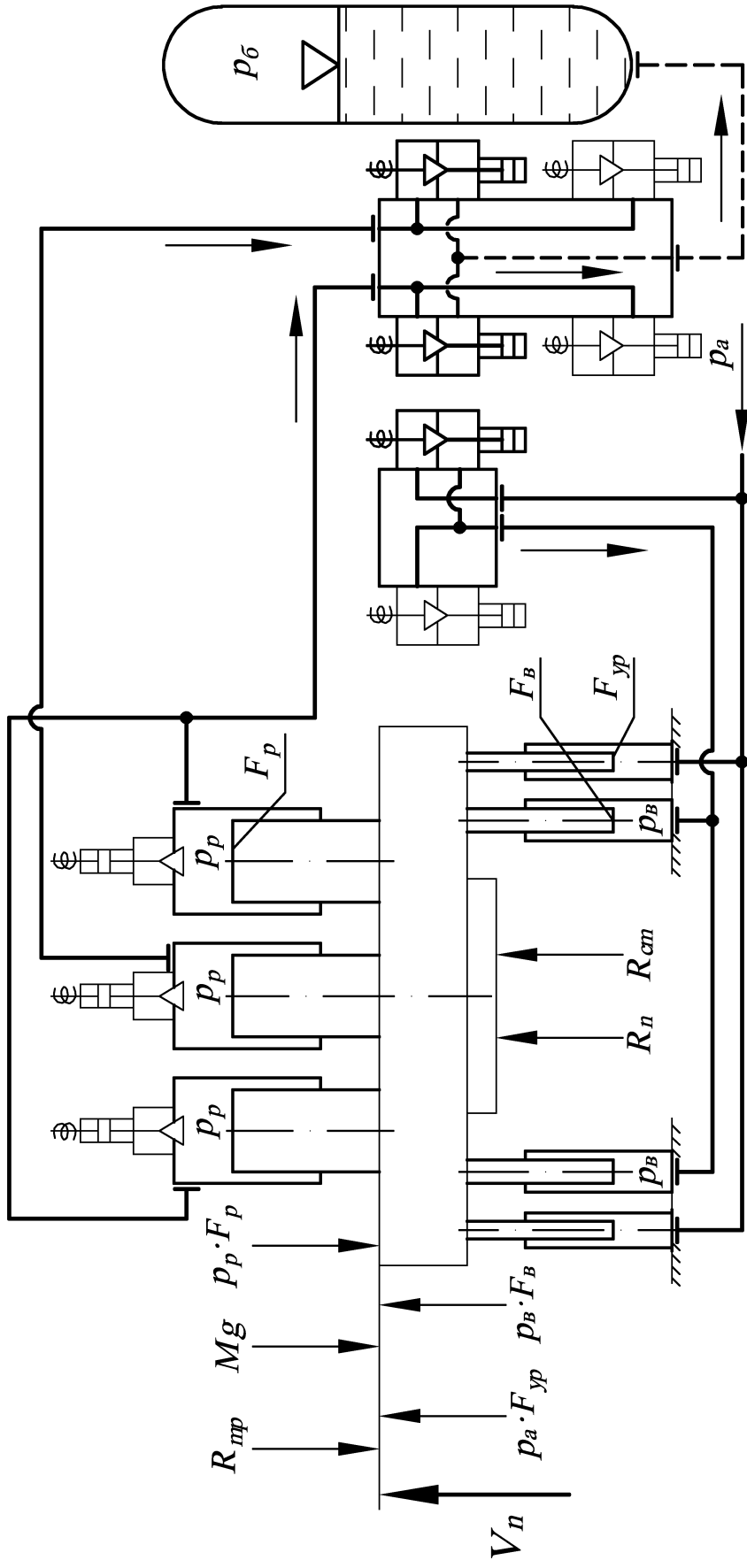


Рисунок 4.8 – Розрахункова схема робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів

Підставимо в вираз (1.12) параметри формул (4.1), (4.9) і (4.10) і отримаємо математичну модель опору поковки деформуванню в процесі декомпресії робочих циліндрів від високого тиску після закінчення робочого ходу

$$R_n = p_{p_нач} \cdot F_p - K_3 \cdot t^m - k_{cm} \cdot (x_1 \cdot p_p^3 + x_2 \cdot p_p^2 + x_3 \cdot p_p + x_4). \quad (4.11)$$

Після закриття впускного клапана робочих циліндрів для аналізу динаміки руху рухомої поперечини приймається одномасова «жорстко – пружна» модель гідроприводу, отримана Шинкаренком О.М. [178, 180]

$$a \frac{dV_n}{dt} - c + k_{nc} \cdot S_n + R_n = 0. \quad (4.12)$$

В силу того, що розглянуті в цьому розділі процеси протікають в гідроприводі преса одночасно, математична модель робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів від високого тиску являє собою наступну систему взаємопов'язаних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} a \frac{dV_n}{dt} - c + k_{nc} \cdot S_n + R_n = 0; \\ c = p_\epsilon \cdot F_\epsilon + p_a \cdot F_{yp} - Mg - p_p \cdot F_p - R_{mp}; \\ p_p = 0,5\rho \cdot K_{nc}^2 \cdot \zeta_{кл_p} \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_p}{dt} \right)^2 - \\ \quad - K_{nc} \cdot \rho \cdot (L_{nc} + L_\epsilon + L_{yp}) \cdot \frac{d^2 p_p}{dt^2} + p_\delta; \\ p_\epsilon = p_a - 0,5\rho \cdot K_\epsilon^2 \left[\xi_\epsilon + \zeta_{кл_\epsilon} \left(1 + \alpha \cdot \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_\epsilon}{dt} \right)^2 - \\ \quad - \rho \cdot K_\epsilon \cdot (L_{nc} + L_\epsilon + L_{yp}) \frac{d^2 p_\epsilon}{dt^2}; \\ R_n = p_{p_нач} \cdot F_p - K_3 \cdot t^m - k_{cm} \cdot (x_1 \cdot p_p^3 + x_2 \cdot p_p^2 + x_3 \cdot p_p + x_4) \end{array} \right. \quad (4.13)$$

При цьому параметри V_n , S_n , c , p_p , p_ϵ і R_n є функціями часу t .

4.3 Аналіз впливу параметрів математичної моделі на динаміку робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів

Система рівнянь (4.13) описує динаміку переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса з НАП при зміні балансу активних і сил опору, тиску рідини в робочих і зворотних циліндрах, знеміцненні металу поковки й випрямленні рухомого стола.

Для аналізу впливу параметрів математичної моделі (4.13) на динаміку робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів зроблено розрахунок базових параметрів гідравлічних пресів з НАП у відповідності до методики проведення досліджень, викладеної в розділі 2 поданої роботи.

Дані розрахунку базових параметрів зведені в таблицю 4.2.

Зведені до рухомої поперечини рухомі маси металу та рідини a визначаються відповідно до загальної формули (3.3). Решта параметрів, що містяться в математичній моделі (4.13), взяті з таблиць 3.1 і 4.1.

Проаналізуємо математичну модель робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів безпосередньо в наповнювально-зливний трубопровід відкриттям зливних клапанів відповідних ступенів зусиль. З цією метою підставимо в систему (4.13) відповідні параметри.

Результати рішення системи (4.13) для гідравлічних пресів з НАП зусиллям 30 МН, 50 МН і 100 МН у вигляді кривих зміни відповідних параметрів представлені на рисунках 4.9 – 4.11.

Раніше дослідженнями, проведеними Шинкаренком О.М. [178, 180], а також автором поданої роботи в кандидатській дисертації [182], встановлено, що регулювальні клапани з релейного конструктивної характеристикою не прийнятні для здійснення швидкої та безударної роботи гідравлічних пресів з НАП на робочому ході й в процесі декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу. Найбільш прийнятними в умовах виробництва є дросельні регулювальні клапани з лінійною конструктивною характеристикою ($n = 1,0$).

Таблиця 4.2 – Параметри кувальних гідравлічних пресів з НАП стосовно робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів

Параметр	Прес номінальним зусиллям P_n		
	30 МН	50 МН	100 МН
$p_{p_нач}$, МПа	27,5	27,9	29,2
R_{mp} , Н	623959	946747	2046048
$\zeta_{кл_p}$	35	39	28
$\zeta_{кл_в}$	40	44	34
α	0,8	0,8	0,8
K_3 , МН/с	12	12	12
m	1/3	1/3	1/3

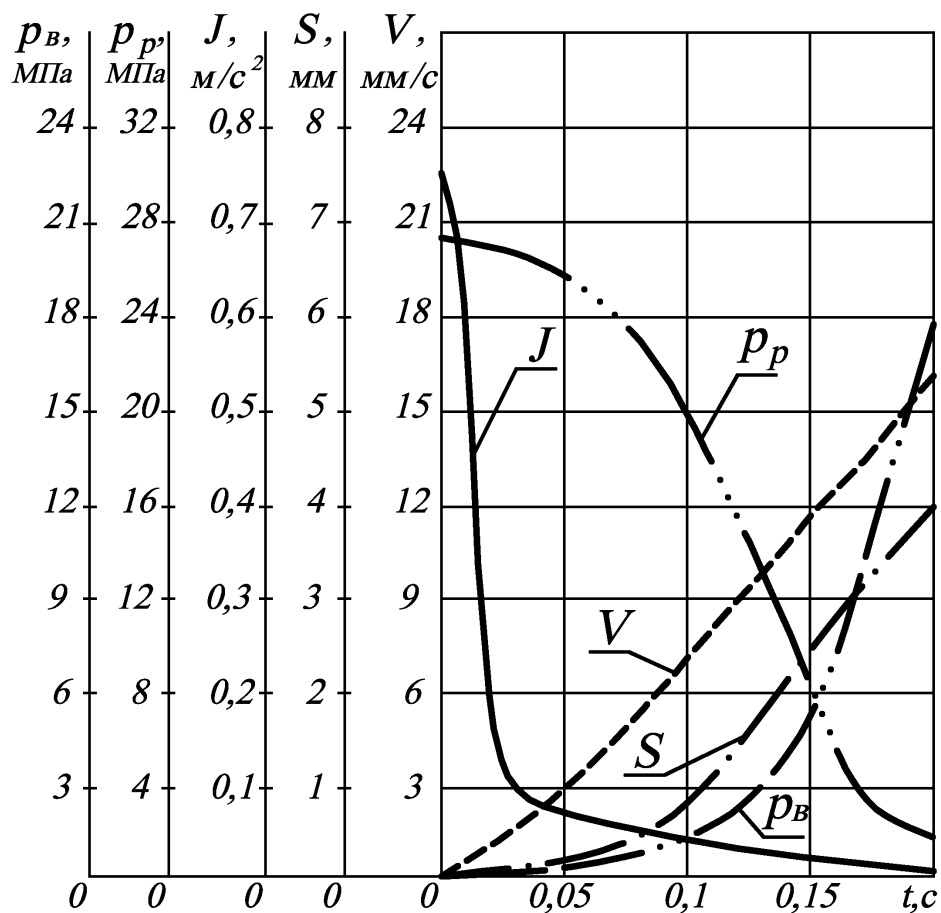


Рисунок 4.9 – Криві зміни параметрів робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів гідравлічного преса зусиллям 30 МН

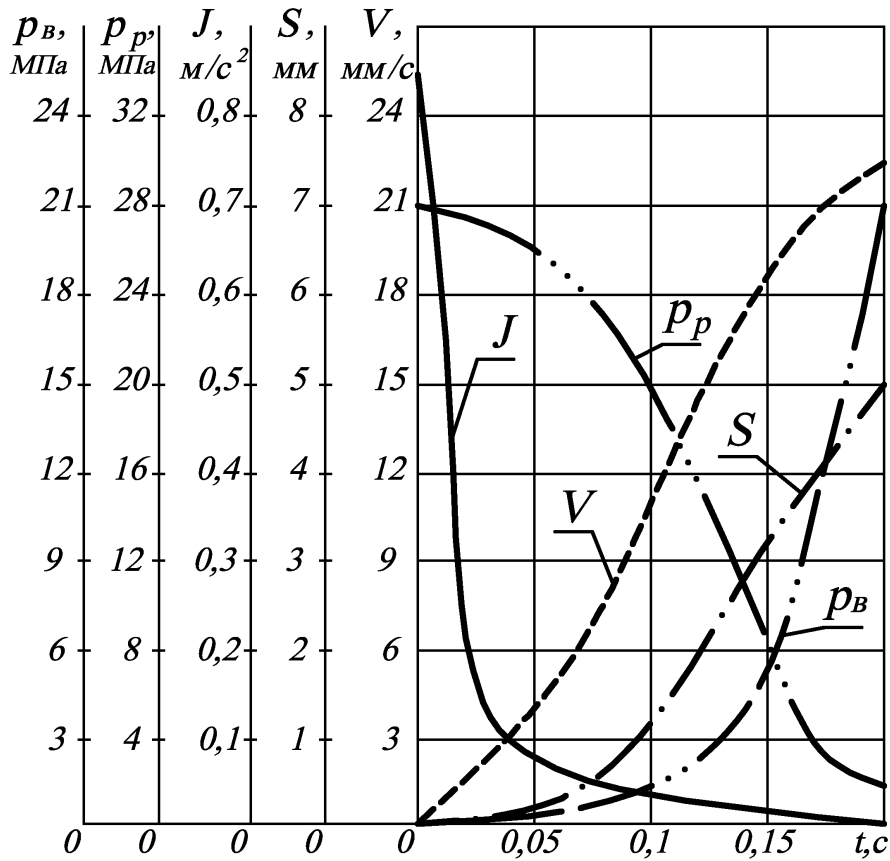


Рисунок 4.10 – Криві зміни параметрів робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів гідравлічного преса зусиллям 50 МН

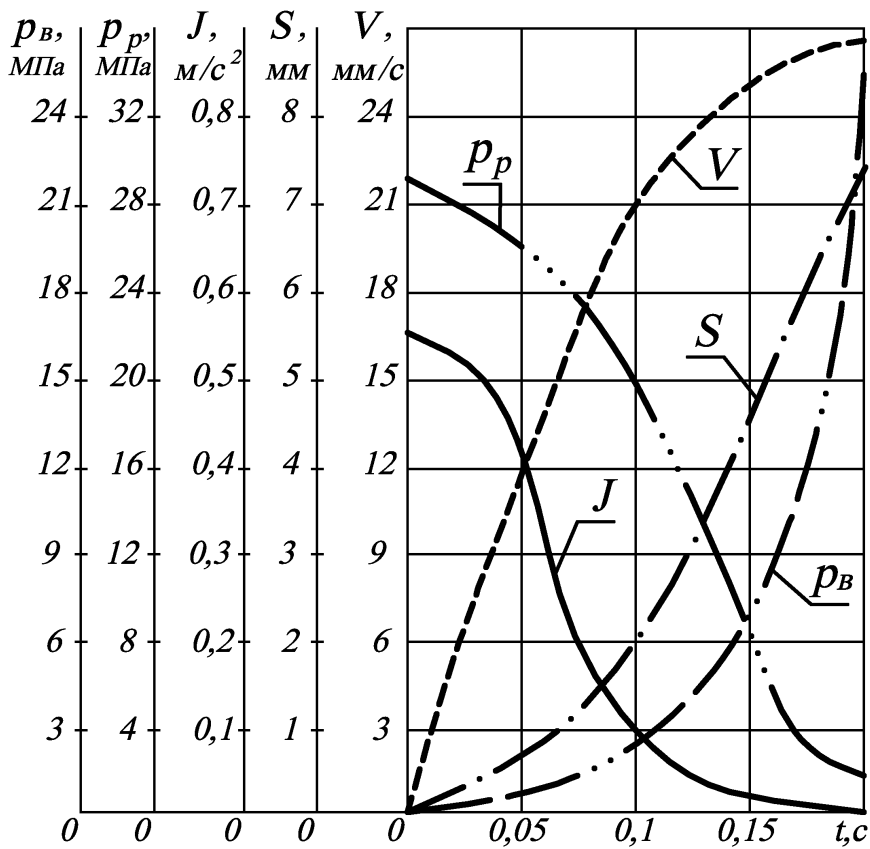


Рисунок 4.11 – Криві зміни параметрів робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів гідравлічного преса зусиллям 100 МН

При цьому в зазначених дослідженнях відзначається, що швидка та безударна декомпресія робочих циліндрів можлива при значенні коефіцієнта α не нижче 0,8, а мінімальний час відкриття зливного клапана робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів становить $t_{отк}=0,2$ с.

Значення коефіцієнта K_3 інтенсивності знеміцнення та показника ступеня знеміцнення m взяті з робіт [207 – 209].

Криві зміни тиску p_p в робочих циліндрах і тиску p_e в зворотних циліндрах, а також швидкості V , переміщення S і прискорення J рухомої поперечини на робочому ході з подальшою декомпресією робочих циліндрів побудовані при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів (див. рис. 4.11) і при її відсутності (див. рис. 4.9 і 4.10).

З графіків (див. рис. 4.9 і 4.10) видно, що характер відповідних кривих для пресів зусиллям 30 МН і 50 МН ідентичний. У перші 0,05 с відбувається різке падіння прискорення J , що відрізняється яскраво вираженою крутизною, максимальне значення якого становить $0,75 \text{ м/с}^2$ для преса зусиллям 30 МН і $0,85 \text{ м/с}^2$ для преса зусиллям 50 МН – спостерігається м'який удар, обумовлений відсутністю знизу достатнього підпору. Крива переміщення S в перші 0,1 с розташовується практично полого – рухома поперечина лежить на поковці. Незначний підйом кривої S пов'язаний з випрямленням рухомого стола преса під дією тиску p_p в робочих циліндрах, який поступово падає.

По мірі падіння тиску p_p в робочих циліндрах в процесі декомпресії та наростання тиску p_e в зворотних циліндрах відбувається поступовий розгін рухомої поперечини та її відрив від поковки до кінця відкриття зливного клапана робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів. При цьому інтенсивність підвищення тиску p_e в зворотних циліндрах різко зростає в момент падіння тиску p_p до 10 МПа.

Аналізом графіків (див. рис. 4.9 і 4.10) встановлено, що збігання за часом процесів відкриття зливного клапана робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів призводить до плавного наростання підпору з боку звор-

тних циліндрів, що не дозволяє рухомий поперечини просісти під дією поковки, яка знеміцнюється, як це спостерігалось на експериментальній діаграмі (див. рис. 4.4). По завершенні випрямлення рухомого столу рухома поперечини продовжує свій рух вгору, роз'єднуючись із поковкою.

Порівнюючи характер кривих на графіках (див. рис. 4.9 і 4.10) і графіку (див. рис. 4.11), бачимо, що система врівноважувальних циліндрів має суттєвий вплив на динаміку переміщення рухомої поперечини.

У випадку гідравлічного преса зусиллям 100 МН (див. рис. 4.11) пікових закидів прискорення J не спостерігається – відбувається плавне його зниження від значення $0,55 \text{ м/с}^2$ до нульової позначки протягом усього часу $t_{омк}$. При цьому у зв'язку з наявністю в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів має місце більш інтенсивне випрямлення рухомого стола, а потім швидкий розгін рухомої поперечини при роз'єднанні з поковкою, про що свідчить характер кривої переміщення S . За час $t_{омк}$ рухома поперечина встигає розігнатися до швидкості V , що дорівнює 26 мм/с. Тиск p_g в зворотних циліндрах встигає досягти позначки в 25 МПа.

Таким чином, одночасне відкриття клапанів зливного робочих циліндрів і впускного зворотних циліндрів при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів призводить до відсутності інерційних вибігів рухомої поперечини під впливом поковки, що знеміцнюється, і прискорює роз'єднання інструменту з гарячою заготовкою. Порівнюючи експериментальні діаграми (див. рис. 4.3 – 4.5) з кривими (див. рис. 4.9 і 4.10), видно, що процес декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу скорочується в середньому в 2,0...2,5 рази, а при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів інтенсивність декомпресії зростає на 75%, значення переважуючих прискорень в 2–2,5 рази нижче гранично припустимих, а тривалість робочого ходу з подальшою декомпресією скорочується на 25%.

ВИСНОВКИ

1. Експериментальними дослідженнями робочого ходу гідравлічних пресів з НАП в реальних виробничих умовах при реалізації технологічних процесів «Осадження» і «Кування» встановлений взаємозв'язок процесів декомпресії робочих циліндрів від високого тиску та знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів, які протікають паралельно. Одночасно з цими процесами відбувається поступове заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора та усунення прогину стола преса. Швидкість протікання всіх зазначених процесів, що знаходяться в безпосередньому взаємозв'язку, визначає динамічний стан гідравлічного преса з НАП.

2. Виявлено, що застосований спосіб декомпресії робочих циліндрів шляхом відкриття зливного клапана робочих циліндрів, встановленого в блоці головного клапанного розподільника, що знаходиться в прямку преса, характеризується низькою інтенсивністю та призводить до значного зниження ефективності роботи гідравлічного преса з НАП внаслідок затягування початку зворотного ходу. При цьому за час закриття впускних клапанів робочих циліндрів I і II ступенів зусиль і декомпресії робочих циліндрів рухома поперечина встигає зробити під дією сил – гідростатичних, знеміцнення металу поковки та випрямлення столу – інерційний вибіг, здійснюючи додаткове обтиснення заготовки.

3. Встановлено, що при реалізації технологічних процесів «Осадження», «Кування» і «Шліхтування» створюваний зворотними циліндрами підпір недостатній і є причиною розвинених коливальних явищ. Для їх усунення необхідно постачати гідравлічні преси з НАП врівноважувальними циліндрами, які виконують роль демпферів і створюють підпір постійного зусилля для утримання рухомої поперечини в рівноважному стані на робочому ході та при подальшій декомпресії робочих циліндрів.

4. Розроблено новий спосіб декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу, здійснюваний безпосередньо в наповнювально-зливний трубоп-

ровід відкриттям зливних клапанів відповідних ступенів зусиль, встановлених безпосередньо на верхній нерухомій поперечині преса біля робочих циліндрів.

5. За результатами теоретико-експериментальних досліджень для нового способу декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу розроблена математична модель, що являє собою систему взаємопов'язаних рівнянь, які описують одночасно протікаючі процеси – декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів необхідного ступеню зусиль, поступового заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора та випрямлення рухомого столу преса.

6. Аналізом математичної моделі (4.13) встановлено, що раціональні зі швидкодії режими здійснення декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу реалізуються при наявності в конструкції гідравлічного преса системи врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 і коефіцієнті якості гідросистеми не менш 0,8. Одночасне відкриття клапанів зливних робочих циліндрів і впускного зворотних циліндрів при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів призводить до відсутності інерційних вибігів рухомої поперечини під впливом поковки, що знеміцнюється, і прискорює роз'єднання інструменту з гарячою заготовкою. При цьому процес декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу скорочується в середньому в 2,0...2,5 рази, а при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів інтенсивність декомпресії зростає на 75%, значення переважаючих прискорень в 2...2,5 рази нижче гранично припустимих, а тривалість робочого ходу з подальшою декомпресією скорочується на 25%.

5. ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЗДІЙСНЕННЯ ЗВОРОТНОГО ХОДУ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ

5.1 Експериментальне дослідження зворотного ходу гідравлічних пресів з НАП

Зворотний хід є заключним етапом машинного циклу гідравлічного преса з НАП. При роботі машини одиничними ходами за зворотним ходом слідує технологічна пауза. В умовах же автоматичних ходів, зворотний хід передує ходу наближення рухомої поперечини до поковки. Протягом зворотного ходу, як протягом ходу наближення, деформування заготовки не відбувається. Однак цей етап машинного циклу важливий з точки зору забезпечення швидкого та безударного реверсу рухомих мас преса у нижньому (після робочого ходу й декомпресії) та верхньому (перед ходом наближення) положеннях [183, 186].

Експериментальні дослідження зворотного ходу виконані відповідно до методики, викладеної в розділі 2 поданої роботи. При цьому в розділах 3 і 4 при аналізі експериментальних діаграм (див. рис. 3.1, див. рис. 4.3 – 4.5) особливості зворотного ходу вже частково розглядалися.

Так, в розділі 3 для аналізу особливостей здійснення зворотного ходу в «чистому вигляді» здійснювали натискання бойка на бойок без поковки та подачу рідини високого тиску в робочі циліндри. З діаграми (див. рис. 3.1) видно, що зворотний хід складається з трьох яскраво виражених етапів – розгону при відкритті впускного клапану зворотних циліндрів, руху вгору з усталеною швидкістю та гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні.

У розділі 4 при експериментальному дослідженні III і IV інтервалів робочого ходу з подальшою декомпресією робочих циліндрів (див. рис. 4.3 – 4.5) дано опис початкового етапу зворотного ходу – розгону, який є частиною перехідного періоду між робочим і зворотним ходами. При цьому розгін рухомий поперечини та відкриття впускного клапана зворотних циліндрів взаємопов'язані з декомпресією робочих циліндрів і процесом знеміцнення металу поковки.

Таким чином, початковий етап зворотного ходу був проаналізований й математично описаний раніше, тому в поточному розділі розглядатися не буде.

Переміщення рухомої поперечини з усталеною швидкістю на зворотному ході в досить повній мірі описано в спеціалізованій літературі, про що вже згадувалося в розділі 1 поданої роботи. Тому не представляє інтересу для досліджень, що розглядаються у даному розділі.

Експериментальному дослідженню в даному розділі буде підданий завершальний етап зворотного ходу – гальмування рухомої поперечини гідравлічного преса з НАП у верхньому положенні. Типові діаграми, експериментально отримані в реальних промислових умовах і представлені нижче, мають наступне позначення кривих:

- крива 1 – переміщення рухомої поперечини;
- крива 2 – швидкість переміщення рухомої поперечини;
- крива 3 – хід впускного клапана зворотних циліндрів;
- крива 4 – тиск в робочих циліндрах;
- крива 5 – тиск в зворотних циліндрах.

Протягом всього зворотного ходу застосовується наступний режим роботи клапанів керування гідравлічним пресом:

- НЗК і зливні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль відкриті на повний хід;
- впускний клапан зворотних циліндрів повністю відкритий;
- зливний клапан зворотних циліндрів і впускні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль закриті.

На рисунку 5.1 показана типова діаграма гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні. Для проведення аналізу процесів, що відбуваються в гідроприводі преса в межах даного етапу, зображений на рисунку 5.1 період доцільно розбити на кілька окремих інтервалів:

- інтервал I – закриття впускного дросельного регулювального клапана зворотних циліндрів (крива 3);
- інтервал II – переміщення рухомої поперечини (крива 1) після закриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3).

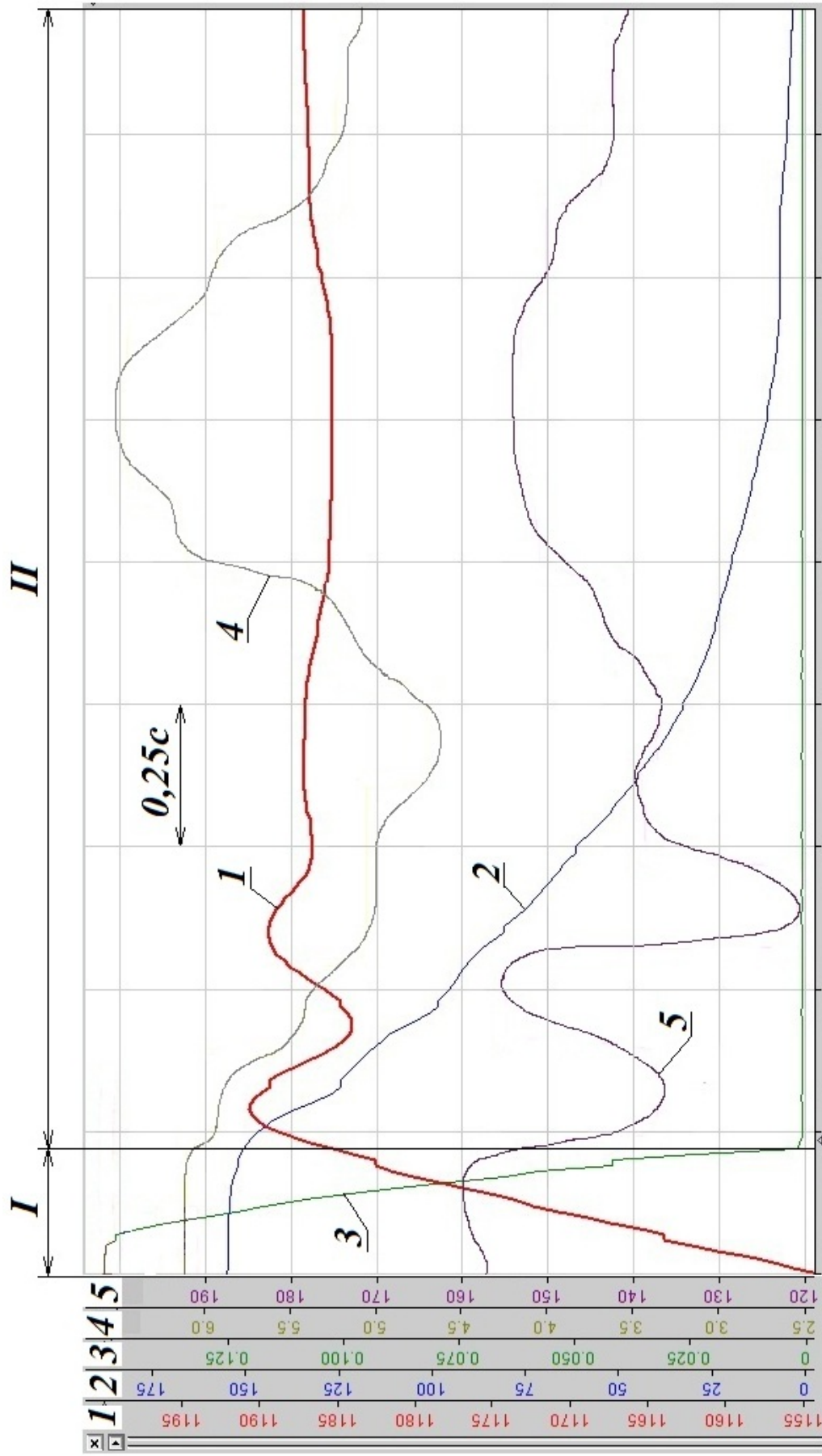


Рисунок 5.1 – Діаграма гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні кувального гідравлічного преса зусиллям 30 МН

Перед закриттям впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3) рухома поперечина (крива 1) рухається вгору зі сталою швидкістю (крива 2) 155 мм/с. Тиск в зворотних циліндрах (крива 5) відповідає значенню 15,8 МПа, в робочих (крива 4) – 0,6 МПа.

Інтервал I, тривалість якого складає близько 0,2 с, відповідає часу закриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3). При цьому рухома поперечина (крива 1) практично не реагує на закриття регулювального клапана (крива 3) і продовжує свій рух вгору зі швидкістю 150 мм/с.

Інтервал II ілюструє коливальний процес в період вибігу рухомої поперечини (крива 1) на зворотному ході після закриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3). У перші 0,1 с інтервалу II рухома поперечина (крива 1) здійснює інтенсивний вибіг вгору, рівний 6,2 мм, протягом якого тиск в зворотних циліндрах різко падає до рівня 13,6 МПа. Впускний клапан (крива 3) закритий і в замкнутому об'ємі гідролінії «впускний клапан – зворотні циліндри» знаходиться стовп робочої рідини, який в процесі вибігу розтягується, що призводить до зниження тиску в зворотних циліндрах. За час вибігу швидкість рухомої поперечини (крива 2) знижується до 136 мм/с.

Внаслідок закриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3) відбувається втрата активного зусилля підйому, яке спільно з силами тертя та в'язкого гідравлічного опору призводять до зупинки рухомої поперечини (крива 1) в найвищій точці, що відповідає позначці в 1191 одиниць.

Далі під дією власної ваги та стовпа рідини, що стискується в гідролінії «впускний клапан – зворотні циліндри», рухома поперечина (крива 1) починає свій рух униз на 7,4 мм, проскакуючи верхню відмітку, яка відповідає її положенню в момент закриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3), і зупиняючись в нижчій точці.

Тиск робочої рідини в зворотних циліндрах (крива 5) підвищується до 15,5 МПа за рахунок стиснення стовпа рідини в гідролінії «впускний клапан – зворотні циліндри». У робочих циліндрах (крива 4) тиск навпаки падає до рівня 0,53 МПа за рахунок розтягування в них стовпа рідини.

Зупинка рухомої поперечини (крива 1) в крайньому нижньому положенні відбувається під дією тиску, що підвищується в зворотних циліндрах (крива 5) і в'язкого гідравлічного опору в комбінації з силами тертя. До моменту зупинки рухомої поперечини (крива 1) її швидкість (крива 2) встигає впасти до 107 мм/с.

Потім відбувається підйом рухомої поперечини (крива 1), що змінюється черговим опусканням – мають місце коливання рухомої поперечини (крива 1) після закриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3). Завдяки наявності сил тертя та в'язкого гідравлічного опору коливання носять затухаючий характер. Зупинка рухомої поперечини (криві 1 і 2) відбувається тільки через 2 с з моменту закриття впускного клапана зворотних циліндрів (крива 3).

Таким чином, проведені експериментальні дослідження показують, що, незважаючи на наявність індивідуального сервоприводу впускного клапана зворотних циліндрів, вибіг рухомої поперечини вгору після його закриття, що супроводжується інтенсивними коливальними явищами, неминучий. При цьому коливання здійснює не тільки рухома поперечина, а й об'єми рідини в робочих і зворотних циліндрах. З огляду на той факт, що об'єм робочих циліндрів в середньому на порядок перевищує об'єм зворотних і, отже, має більшу інерційність, в процесі коливань має місце дисонанс, що приводить ні до затухання, а до збудження коливань рухомих мас, про що свідчить картина, яка спостерігається в другій половині інтервалу II (див. рис. 5.1). Завдяки значній різниці рівнів тисків в робочих і зворотних циліндрах виникаючі коливання мають амплітуду не більше 4,5 мм. При цьому описані коливальні явища супроводжуються гідроударами різної інтенсивності. Зважаючи на відсутність в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, безпосередньо з'єднаних з акумулятором, відсутній постійно діючий знизу підпір, який з одного боку не дозволяв би рухомий поперечини інтенсивно опускатися вниз, а з іншого – був би демпфувальним елементом, що підсилює затухання коливань.

Викладене вище дає підстави стверджувати, що існуючий механізм гальмування рухомої поперечини на зворотному ході є неприйнятним з точки зору швидкої та безударної реалізації процесу, а також точності зупинки рухомої

поперечини в верхньому положенні. Незважаючи на те, що на зворотному ході не відбувається деформування заготовки, точність зупинки рухомої поперечини має дуже важливе значення, адже дозволяє зменшити тривалість машинного циклу, підвищити якість керування пресом і полегшити програмування АСК. Якщо в умовах одиничних ходів коливання рухомої поперечини можуть затухнути під час технологічної паузи, мінімально припустимий час якої необхідно буде розрахувати з урахуванням описаних явищ, то в разі роботи преса в автоматичному режимі реверс рухомих мас (металу та рідини) у верхньому положенні буде супроводжуватися інтенсивними гідроударами та різким падінням тиску в робочих циліндрах при їх заповненні рідиною з НЗБ на початку ходу наближення рухомої поперечини до поковки.

5.2 Математичне моделювання коливань рухомої поперечини в верхньому положенні

Математична модель вибігу рухомої поперечини на зворотному ході після закриття впускного клапана зворотних циліндрів має вигляд [189]

$$a \frac{dV}{dt} - c + k_v \cdot S_n = 0. \quad (5.1)$$

Формула (5.1) описує переміщення рухомої поперечини на зворотному ході в період з моменту закриття впускного клапана зворотних циліндрів до досягнення рухомою поперечиною найвищої точки, тобто не охоплює подальший коливальний процес, що триває близько 2 с.

Колівання рухомої поперечини в верхньому положенні носять яскраво виражений затухаючий характер, адже в коливальному русі присутнє тертя. В роботі [247] відзначається, що найбільш раціональним з точки зору швидкодії є гальмування з постійним прискоренням. Переміщення рухомих мас при цьому описується рівнянням затухаючих коливань з постійною частотою та відхиленнями, що поступово зменшуються, у наступному вигляді

$$S_n = \frac{1}{\omega^2} \cdot \frac{dV}{dt} \left[1 - \varepsilon \cdot e^{-h \cdot t} \left(\cos(\omega t) + \frac{h}{\omega} \sin(\omega t) \right) \right], \quad (5.2)$$

де h і ω – параметри коливальної системи;

ε – коригуючий коефіцієнт, що враховує дисипативні властивості коливальної системи.

Підставимо вираз (5.2) для визначення S_n в умовах коливального руху в формулу (5.1)

$$a \frac{dV}{dt} - c + k_e \cdot \frac{1}{\omega^2} \cdot \frac{dV}{dt} \left[1 - \varepsilon \cdot e^{-h \cdot t} \left(\cos(\omega t) + \frac{h}{\omega} \sin(\omega t) \right) \right] = 0. \quad (5.3)$$

Перегрупуємо формулу (5.3) і остаточно отримаємо

$$\frac{dV}{dt} \left[a + \frac{k_e}{\omega^2} \left(1 - \varepsilon \cdot e^{-h \cdot t} \left(\cos(\omega t) + \frac{h}{\omega} \sin(\omega t) \right) \right) \right] - c = 0. \quad (5.4)$$

Вираз (5.4) являє собою математичну модель затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході після закриття впускного клапана зворотних циліндрів. Для її аналітичного рішення необхідно визначити параметри коливальної системи. Теоретичний спосіб їх визначення незручний через складність урахування всіх факторів, що впливають на коливальний процес металевих рухомих мас і зведеної до них маси рідини. Тому найбільш вірогідним буде визначення необхідних параметрів з використанням експериментальних діаграм наступним чином. На рисунку 5.2 представлена діаграма коливального руху рухомої поперечини (крива 1) після закриття впускного клапана зворотних циліндрів. Відповідні параметри коливальної системи показані на діаграмі (див. рис. 5.2) і розраховуються за нижче наведеними формулами:

- частота коливань

$$\omega = \frac{2\pi}{T},$$

де T – період коливань (див. рис. 5.2);

- логарифмічний декремент затухаючих коливань

$$\delta = \ln \frac{A_t}{A_{t+T}},$$

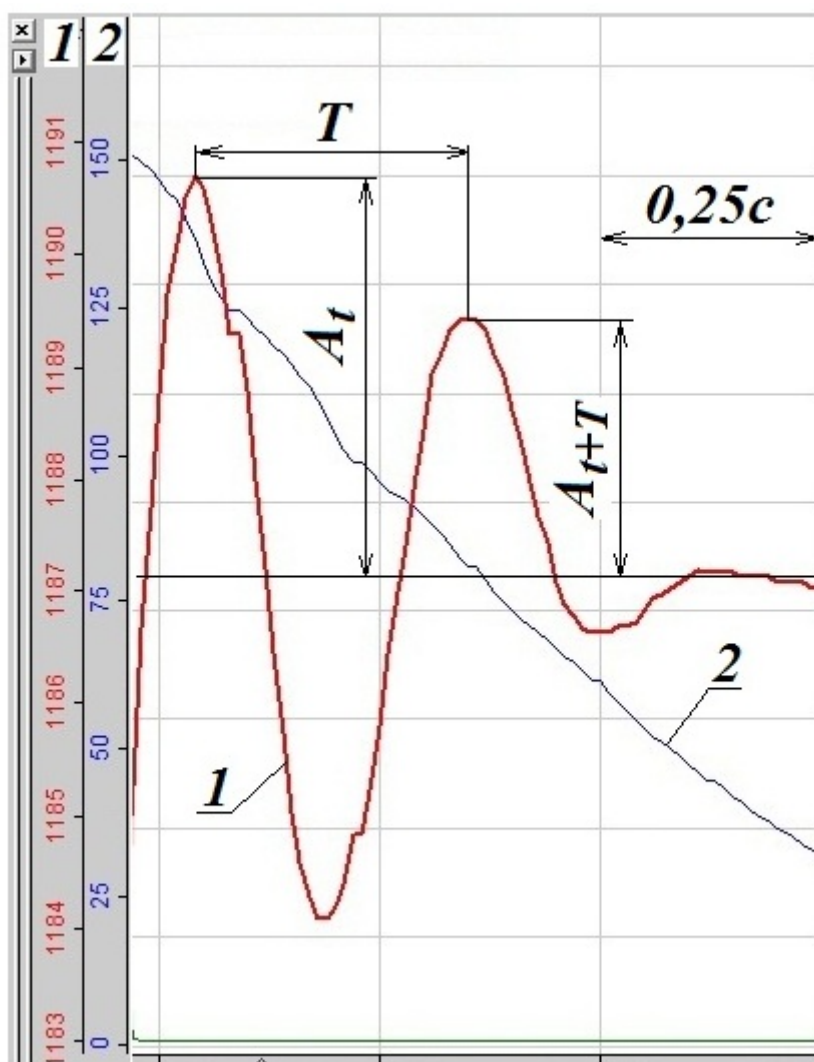


Рисунок 5.2 – Діаграма коливального переміщення рухомої поперечини після закриття впускного клапана зворотних циліндрів

- де A_t , A_{t+T} – амплітуди двох послідовно зроблених коливань (див. рис. 5.2);

- коефіцієнт, що характеризує в'язкий опір системи

$$h = \frac{\delta}{T};$$

- коригуючий коефіцієнт коливального руху

$$\varepsilon = \frac{A_t}{A_{\max}},$$

де A_{\max} – максимальне значення амплітуди, теоретично визначене за формулою (5.1).

Визначення інших параметрів математичної моделі (5.4) здійснюється на базі розрахункової схеми зворотного ходу, наведеної на рисунку 5.3.

У відповідності до схеми (див. рис. 5.3) в реалізації зворотного ходу гідравлічного преса та процесу гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні задіяні такі гідролінії:

- «акумулятор – зворотні циліндри»;
- «робочі циліндри – НЗБ»;
- «акумулятор – врівноважувальні циліндри».

Розрахункова схема (див. рис. 5.3) є загальним випадком. Залежно від конструктивних особливостей преса гідролінія «акумулятор – врівноважувальні циліндри» може бути відсутньою.

У відповідності до методики проведення досліджень, викладеної в розділі 2 цієї дисертаційної роботи, проведено розрахунок коефіцієнтів рівняння Ріккати (1.2) і базових параметрів гідравлічних пресів з НАП стосовно зворотного ходу і процесу гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні.

Математична модель (5.4) затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході після закриття впускного клапана зворотних циліндрів є «жорстко – пружною» моделлю гідроприводу, для якої справедливі основні допущення, прийняті в розділі 3 поданої роботи.

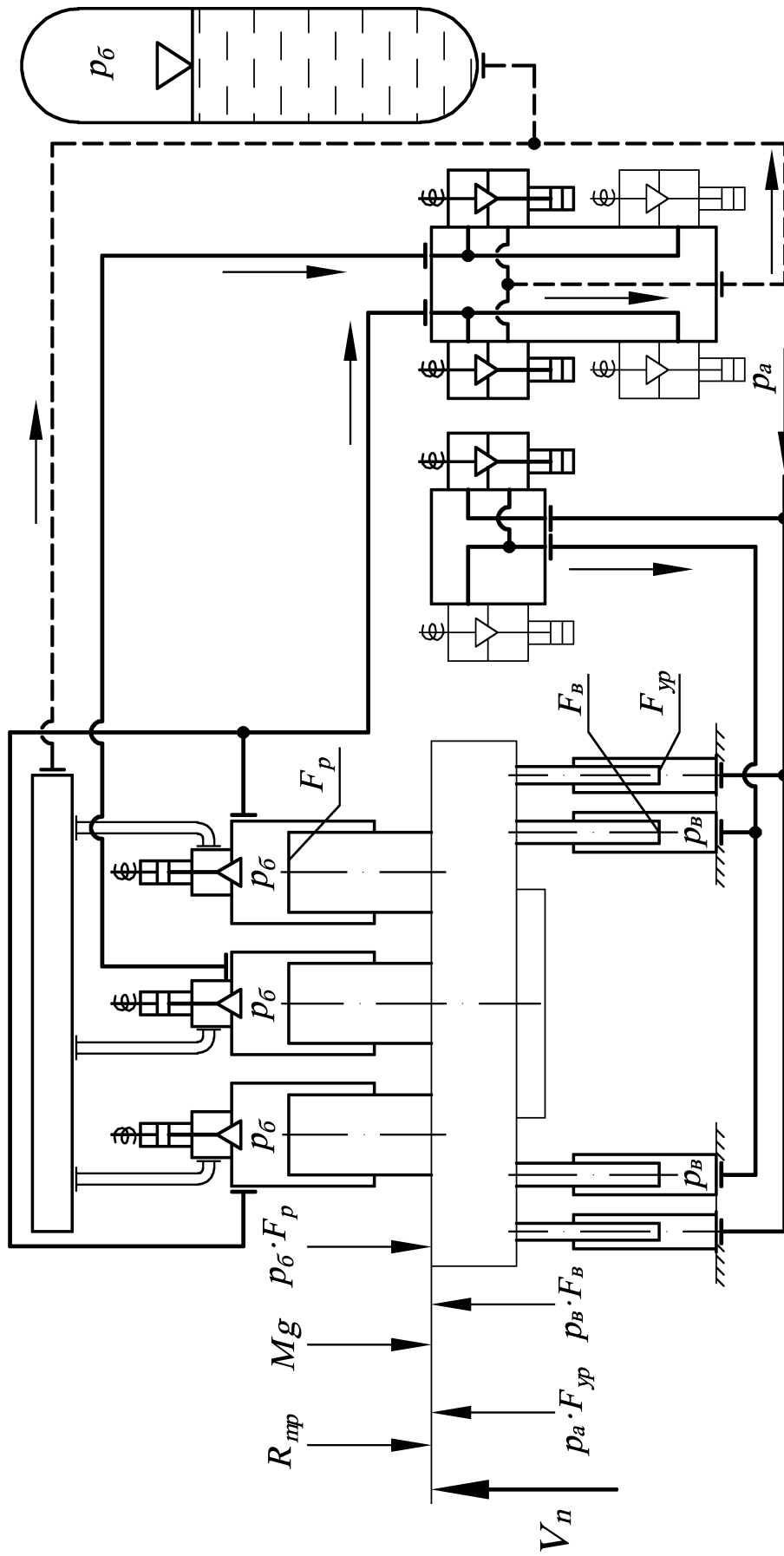


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема зворотного ходу гідравлічного преса з НАП

Відповідно до розрахункової схеми (див. рис. 5.3) зворотного ходу баланс активних і сил опору має вигляд

$$c = p_v \cdot F_v + p_a \cdot F_{yp} - p_b \cdot F_p - Mg - R_{mp}. \quad (5.5)$$

Сила тертя R_{mp} розраховується за формулою (2.5).

Зведені до рухомої поперечини рухомі маси металу та рідини a визначаються відповідно до загальної формули (3.3).

Дані розрахунку базових параметрів зведені в таблицю 5.1. Значення параметрів, не зазначених в ній, ідентичні визначеним в попередніх розділах.

Рівняння (5.4) затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході після закриття впускного клапана зворотних циліндрів вирішили числовим методом Рунге-Кутта для типового процесу гальмування, наведеного на діаграмі (див. рис. 5.1). На рисунку 5.4 показані криві зміни швидкості, переміщення та прискорення рухомої поперечини при коливаннях у верхньому положенні гідравлічного преса зусиллям 30 МН. Відповідні криві коливань рухомої поперечини гідравлічних пресів зусиллям 50 МН і 100 МН ідентичні зображеним на рисунку 5.4, і окремо не наводяться. З графіка (див. рис. 5.4) видно, що коливальний процес супроводжується поступовим підвищенням прискорення J до значення $0,8 \text{ м/с}^2$. Внаслідок цього швидкість V рухомої поперечини протягом 1 с ступінчасто знижується з 175 мм/с до 7 мм/с . Рухома поперечина при цьому здійснює коливальні рухи S з максимальною амплітудою 5 мм і до кінця розглянутого періоду практично зупиняється на 2 мм вище необхідного рівня.

Криві (див. рис. 5.4) побудовані за умови відсутності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів. Їх введення в систему керування пресом суттєво змінює динамічну картину коливань (рис. 5.5).

Числовим аналізом рівняння (5.4) щодо гідравлічних пресів зусиллям 30 МН, 50 МН і 100 МН встановлено, що при наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів (див. рис. 5.5) період коливань збільшується на 75% зі зменшенням амплітуди як мінімум в 2 рази. При цьому повне затухання коливань настає на $0,25 \dots 0,5 \text{ с}$ раніше, ніж у випадку відсутності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів.

Таблиця 5.1 – Параметри кувальних гідравлічних пресів з НАП стосовно зворотного ходу та процесу гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні

Параметр	Прес номінальним зусиллям P_n		
	30 МН	50 МН	100 МН
p_p , МПа	0,4	0,5	0,4
R_{mp} , Н	129034	212875	429360
α	0,5	0,65	0,5
c , Н	2795400	4376800	8145600
b , кг/м	116353800	142916000	238001460
k_e , Н/м	17500000	18300000	19400000

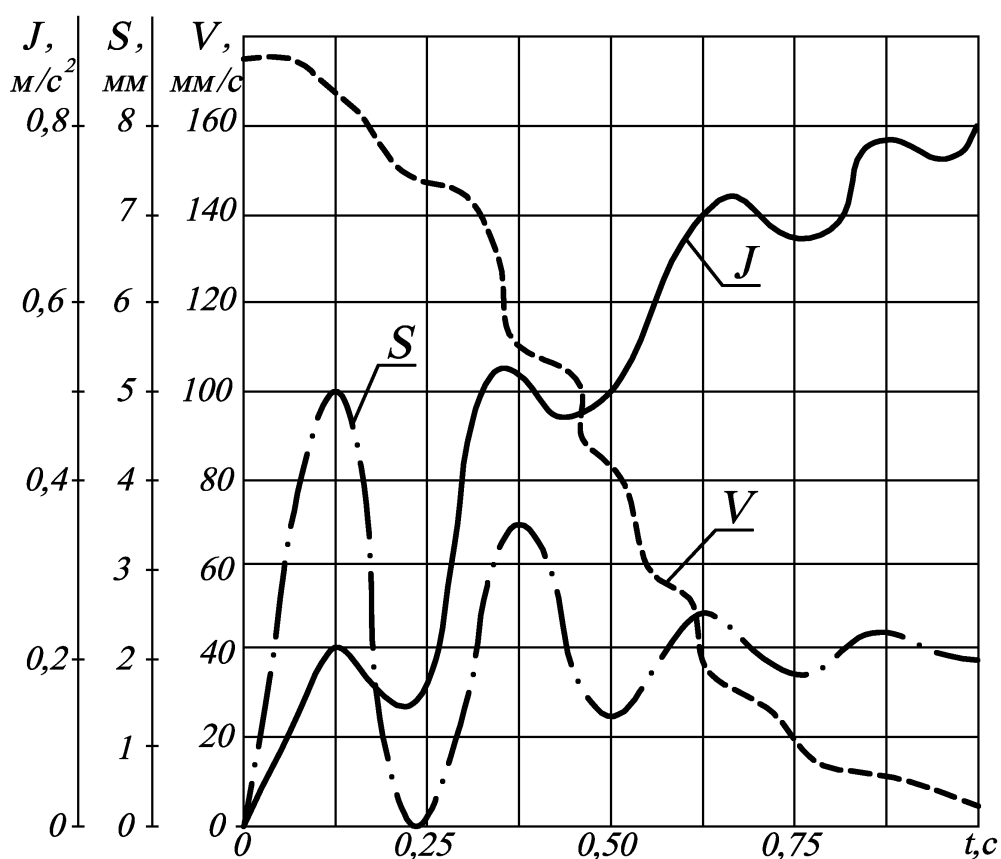


Рисунок 5.4 – Криві зміни швидкості, переміщення та прискорення рухомої поперечини при коливаннях у верхньому положенні

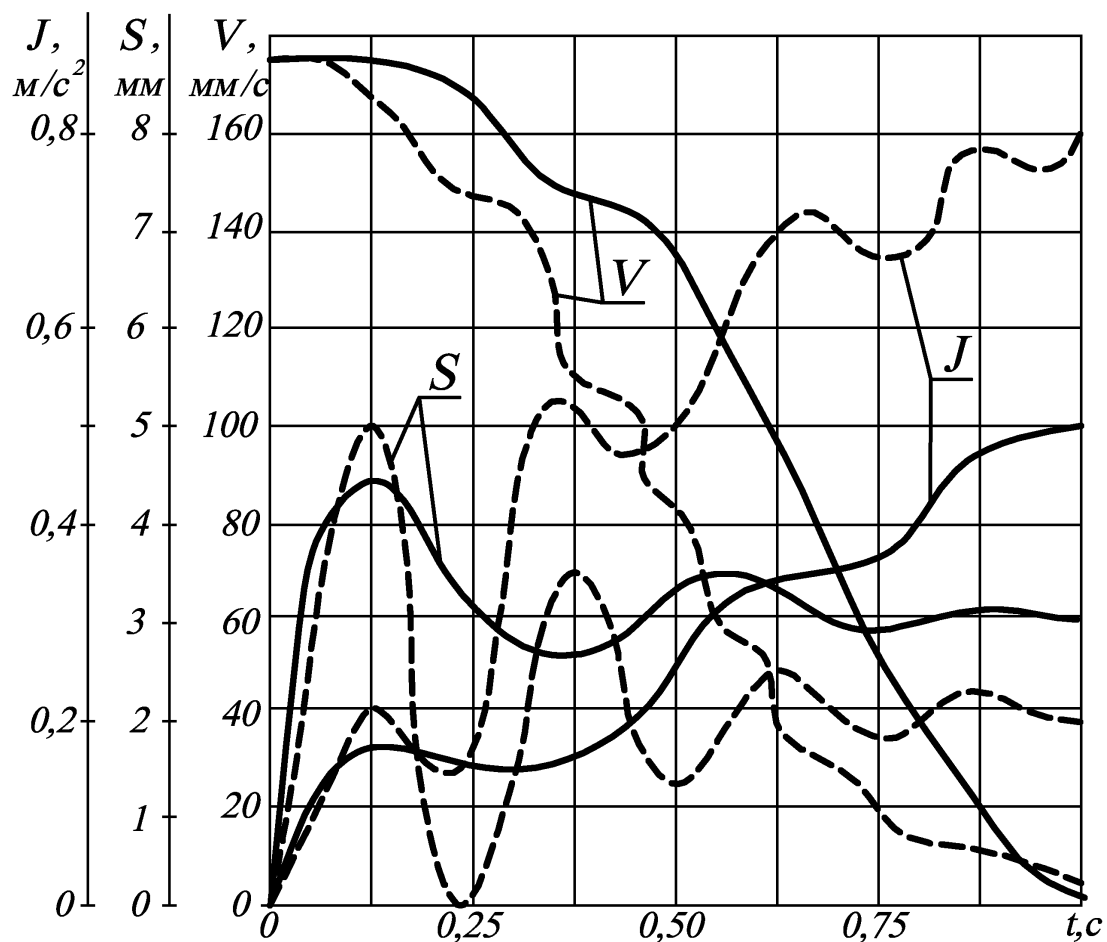


Рисунок 5.5 – Криві зміни швидкості, переміщення та прискорення рухо-
мої поперечини коливального руху в верхньому положенні при умові відсутно-
сті в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів (пунктир) і при її
наявності (суцільні лінії)

5.3 Розробка та аналіз нового способу гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні

Раніше автором поданої роботи вже були проведені дослідження динаміки гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні, результати яких відображені в кандидатській дисертації [182]. Згідно з результатами цих досліджень виключення гідроударів і коливальних явищ, а також підвищення ефективності роботи преса можна досягти шляхом гальмування рухомої поперечини закриттям НЗК з дроселюючим елементом, що має показник конструктивної характеристикою не нижче $n=1,0$, за час закриття не менше $t_3=0,2$ с і коефіцієнти α не менше 0,8. В сучасних системах керування гідравлічними пресами з НАП постачання НЗК дроселюючим елементом не є можливим через суттєве підвищення його гідравлічного опору, що перешкоджає якісному заповненню робочих циліндрів на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

Однак в розділі 4 цієї роботи новий розроблений спосіб декомпресії передбачає установку поруч з робочими циліндрами зливних клапанів невеликих прохідних перерізів, що мають високі дроселюючі властивості та сполучені з основним наповнювальним-зливним трубопроводом через колектор. Таким чином, ці зливні клапани можуть бути задіяні не тільки для здійснення декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу, а й для гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні.

У цьому випадку алгоритм реалізації нового способу гальмування рухомої поперечини на зворотному ході зводиться до наступного:

- при підході рухомої поперечини до верхнього положення закривають НЗК всіх ступенів зусиль;
- потім закривають зливні клапани робочих циліндрів всіх ступенів зусиль, встановлені в безпосередній близькості до них;
- після зупинки рухомої поперечини в верхньому положенні закривають впускний клапан зворотних циліндрів.

Аналіз динаміки гальмування за описаним алгоритмом здійснюється на основі одномасової «жорстко – пружної» моделі гідроприводу, що відповідає новому розробленому способу гальмування, й ідентичної моделі (3.13), розробленої для аналізу гальмування рухомої поперечини на ході наближення перед зіткненням з поковкою. Відповідні параметри моделі (3.13) для аналізу динаміки гальмування на зворотному ході зведені в таблиці 5.1.

Гальмування рухомої поперечини здійснювали закриттям зливних клапанів робочих циліндрів всіх ступенів зусиль, що мають лінійну конструктивну характеристику ($n=1,0$). При цьому моделювання здійснювали для трьох значень часу закриття t_3 – 0,15 с, 0,2 с і 0,25 с. Коефіцієнт α прийняли рівним 0,8, як і у випадку декомпресії (див. розділ 4).

На рисунку 5.6 наведені криві зміни переміщення S , швидкості V і прискорення J рухомої поперечини при гальмуванні в верхньому положенні.

З графіків (рис. 5.6) видно, що зі збільшенням часу закриття зливних клапанів робочих циліндрів динаміка процесу гальмування суттєво змінюється. Так, при $t_3=0,15$ с (див. рис. 5.6, а) має місце гідроудар в момент закриття клапанів – значення прискорення J становить близько $1,3 \text{ м/с}^2$, що є неприйнятним. При $t_3=0,25$ с (див. рис. 5.6, в) максимальне значення прискорення $J=0,6 \text{ м/с}^2$, швидкість V знижується плавно, а шлях гальмування S , рівний 22 мм, максимальний. Найбільш прийнятним варіантом з точки зору швидкодії та відсутності гідроударів є закриття зливних клапанів робочих циліндрів з $t_3=0,2$ с (див. рис. 5.6, б) – прискорення J складає близько $0,9 \text{ м/с}^2$ і не перевищує гранично припустимого значення, швидкість V знижується плавно, а шлях гальмування S дорівнює 16 мм. У порівнянні з процесом, зображеним на рисунку 5.1, час гальмування скорочується більш, ніж на 80%, а вибіг рухомої поперечини в верхньому положенні відсутній.

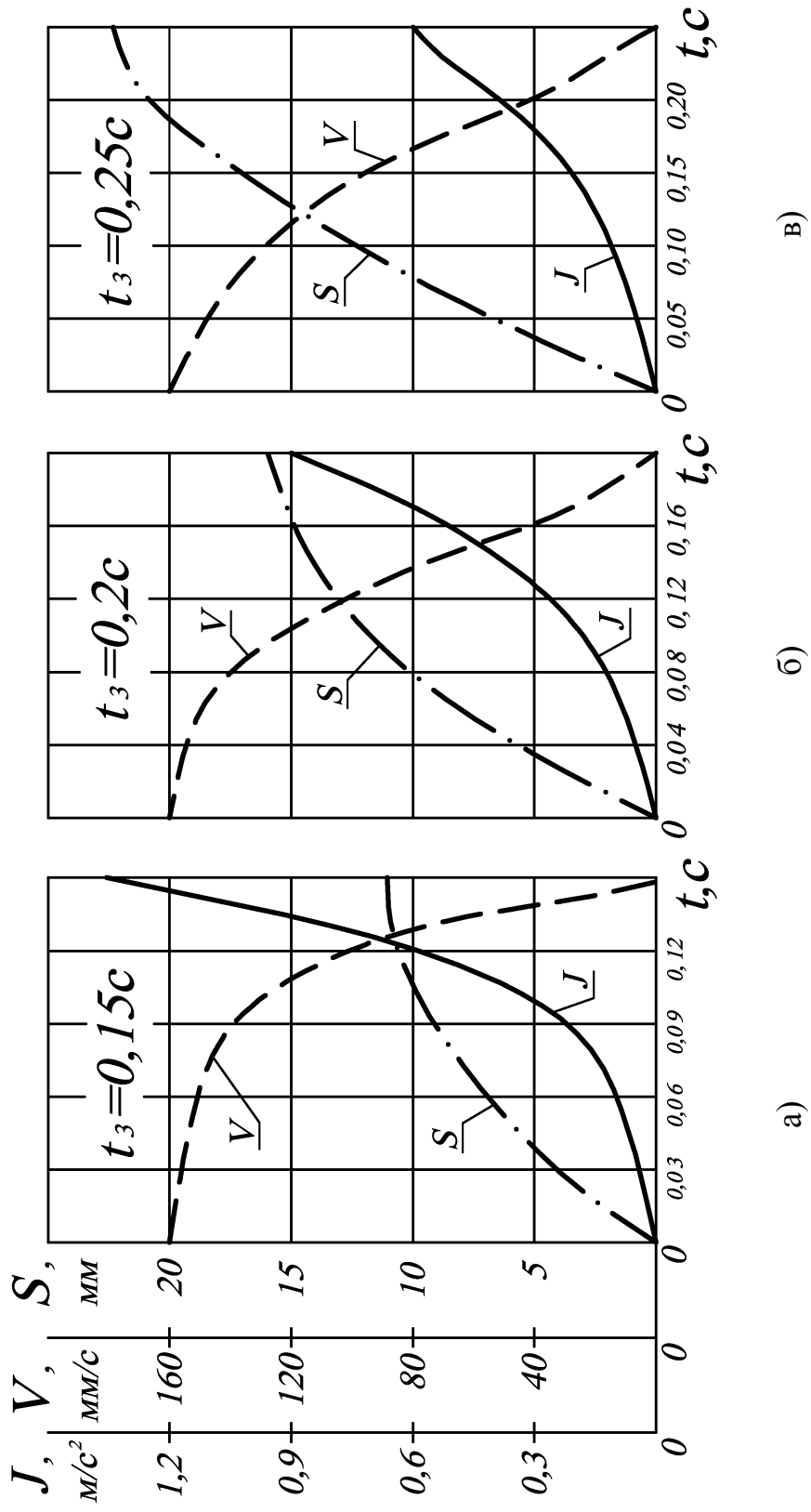


Рисунок 5.6 – Криві зміни переміщення, швидкості і прискорення рухомої поперечини при гальмуванні в верхньому положенні

ВИСНОВКИ

1. Експериментально встановлено, що, незважаючи на наявність індивідуального сервоприводу впускного клапана зворотних циліндрів, вибіг рухомої поперечини вгору після його закриття, що супроводжується інтенсивними коливальними явищами, неминучий. При цьому коливання здійснює не тільки рухома поперечина, а й об'єми рідини в робочих і зворотних циліндрах. У зв'язку з тим, що об'єм робочих циліндрів в середньому на порядок перевищує об'єм зворотних і, отже, має більшу інерційність, в процесі коливань має місце дисонанс, що призводить не до затухання, а до збудження коливань, які супроводжуються гідроударами різної інтенсивності. При відсутності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, безпосередньо з'єднаних з акумулятором, відсутній постійно діючий знизу підпір, який, з одного боку, не дозволяв би рухомій поперечині інтенсивно опускатися вниз, а з іншого – був би демпфувальним елементом, що підсилює затухання коливань.

2. Аналізом експериментальних діаграм зворотного ходу виявлено, що існуючий механізм гальмування рухомої поперечини на зворотному ході є неприйнятним з точки зору швидкої та безударної реалізації процесу, а також точності зупинки рухомої поперечини в верхньому положенні. У випадку роботи преса в автоматичному режимі реверс рухомих мас (металу й рідини) в верхньому положенні буде супроводжуватися інтенсивними гідроударами та різким падінням тиску в робочих циліндрах при їх заповненні рідиною з НЗБ на початку ходу наближення, що є неприпустимим.

3. Розроблено математичну модель затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході після закриття впускного клапана зворотних циліндрів, що враховує параметри коливальної системи, яка складається з рухомої поперечини та мас рідини в робочих і зворотних циліндрах.

4. Числовим аналізом математичної моделі затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході (5.4) встановлено, що при наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів період коливань збільшується на 75%

зі зменшенням амплітуди як мінімум в 2 рази. При цьому повне затухання коливань настає на 0,25...0,5 с раніше, ніж у випадку відсутності системи врівноважувальних циліндрів.

5. Розроблено новий спосіб гальмування рухомої поперечини на зворотному ході, алгоритм реалізації якого зводиться до наступного:

- при підході рухомої поперечини до верхнього положення закривають НЗК всіх ступенів зусиль;
- потім закривають зливні клапани робочих циліндрів всіх ступенів зусиль, встановлені в безпосередній близькості до них;
- після зупинки рухомої поперечини в верхньому положенні закривають впускний клапан зворотних циліндрів.

6. Числовим аналізом математичної моделі гальмування встановлено, що найбільш ефективно новий процес гальмування протікає при закритті зливних клапанів робочих циліндрів з показником виду конструктивної характеристики не нижче 1,0, коефіцієнтом якості гідросистеми не менше 0,8 і мінімальним часом закриття 0,2 с. Час гальмування скорочується більш, ніж на 80%, а вибіг рухомої поперечини в верхньому положенні відсутній.

6. РОЗРОБКА НОВОГО МЕТОДУ ІНЖЕНЕРНОГО АНАЛІЗУ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ

6.1 Загальні підходи при розробці нового методу інженерного аналізу

В основу розробки нового методу інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП покладені дослідження, які передують даному розділу, а саме:

- процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки;
- руху рухомої поперечини на робочому ході з урахуванням взаємозв'язку процесів, які протікають паралельно, –
 - декомпресії робочих циліндрів;
 - знеміцнення металу поковки;
 - заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску
 - випрямленням рухомого столу преса;
- зворотного ходу.

Основною метою інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП є встановлення таких взаємозв'язків параметрів металоконструкції машини та гідроприводу, при яких технологічний процес буде реалізований гідравлічним пресом найбільш ефективно, з високою продуктивністю, а також мінімальними витратами рідини високого й низького тиску. При цьому сама машина повинна забезпечувати тривалу стабільну роботу із заданими вихідними параметрами, що допускають регулювання відповідно до технологічного процесу, який реалізується [249, 250]. Важливим при розробці єдиної методики розрахунку є дотримання принципу однозначності, тобто основні розрахункові параметри повинні знаходитися в прямій залежності від одного базового для даної машини параметра – номінального зусилля P_n .

За результатами виконання інженерного аналізу визначають шляхи вдосконалення конструкції базових вузлів машини та раціональні режими її роботи,

що забезпечують необхідні норми точності, відсутність гідравлічних ударів, плавність зміни відповідних параметрів, високу ефективність роботи [251].

Проведений аналіз експериментальних діаграм різних етапів машинного циклу гідравлічних пресів з НАП показує, що у зв'язку зі складністю врахування всіх факторів гідроприводів і застосуванням спрощувальних припущень при моделюванні процесів з певним ступенем адекватності, необхідним, а в деяких випадках і єдино можливим, є використання експериментальних вихідних даних. Доцільно, спираючись на них, здійснювати вибір розрахункових моделей, які найкраще відповідають меті інженерно-аналітичного розрахунку машини. Тому, методика, що розробляється, є теоретико-експериментальною та базується на детальному вивченні експериментальних даних про найбільш характерні ознаки процесів, що відбуваються в гідросистемах пресів [252].

При проектуванні гідравлічних пресів з НАП слід враховувати той факт, що період фізичного й морального зношення металоконструкції пресів як мінімум на порядок вище, ніж аналогічний період для гідроприводу. Тому основні принципи інженерно-аналітичного розрахунку поданої дисертації спрямовані на реалізацію двох інжинірингових напрямків [253]:

- створення нового гідропресового обладнання;
- модернізацію існуючих (діючих) гідравлічних пресів

з використанням новітніх розробок в галузі гідропресобудування, інноваційних технічних рішень і технологій проектування гідроприводів.

У процесі аналітичного дослідження на базі розробленого в дисертації методу стає можливим достовірно визначати основні параметри робочих процесів, що відбуваються в гідросистемах пресів з НАП. Це дає можливість на етапі проектування нової або модернізації діючої машини впливати на перебіг цих процесів і керувати ними, збільшуючи тим самим надійність і ефективність експлуатації гідроприводу.

6.2 Розрахунок основних параметрів систем низького тиску гідравлічних пресів з НАП

6.2.1 Проект ування наповнювально-зливного т трубопроводу

Експериментальні дослідження ходу наближення рухомої поперечини до поковки (розділ 3) дозволили встановити, що на динаміку переміщення рухомої поперечини суттєво впливає система керування зворотними циліндрами преса. Отже, для створення ефективної системи прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску необхідно вдосконалити не тільки конструкцію та режим роботи елементів, що входять до складу системи наповнення, а й змінити сам принцип її функціонування з урахуванням параметрів системи зворотних циліндрів [254]. Таким чином, при розробці методики розрахунку систем прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки доцільно застосовувати системний підхід, який передбачає розгляд системи низького тиску в якості комплексу елементів (бака, трубопроводу, клапанів та ін.), взаємозв'язаних як між собою, так і з іншими системами гідроприводу [255, 256].

Наповнювально-зливні клапани, що застосовуються в сучасних пресах, повинні бути надійними, довговічними, компактними, зручними при підключенні до комунікацій преса, мати високу ремонтпридатність, а в разі їх виходу з ладу забезпечувати усунення поломки без розгерметизації всієї гідросистеми преса. Для забезпечення високої якості керування робота НЗК повинна здійснюватися в примусовому режимі індивідуальним сервоприводом, що забезпечує плавність зміни тиску в робочих циліндрах і відсутність втрат рідини високого тиску при перемиканні гідравлічного преса з ходу наближення на робочий [257, 244]. При цьому наповнювально-зливні клапани і наповнювальний трубопровід повинні мати пропускну спроможність [258]:

- достатню для прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки;

- необхідну для прискореного зливу рідини з робочих циліндрів в бак на зворотному ході, забезпечуючи високу швидкість рухомої поперечини.

Прохідний переріз наповнювально-зливного трубопроводу $f_{нс}$, що з'єднує наповнювально-зливний бак з робочим циліндром, визначають з умови нерозривності струменя рідини в трубопроводі при заповненні робочих циліндрів рідиною низького тиску з бака на ході наближення рухомої поперечини до поковки. При цьому площу $f_{нс}$ прохідного перерізу розраховують за формулою

$$f_{нс} = F_p \frac{V_{n_max}}{[V_{жс}]}, \quad (6.1)$$

де F_p – сумарна активна площа робочих циліндрів, яка відповідає III ступеню зусиль, м²;

$[V_{жс}]$ – припустима швидкість течії робочої рідини, м/с;

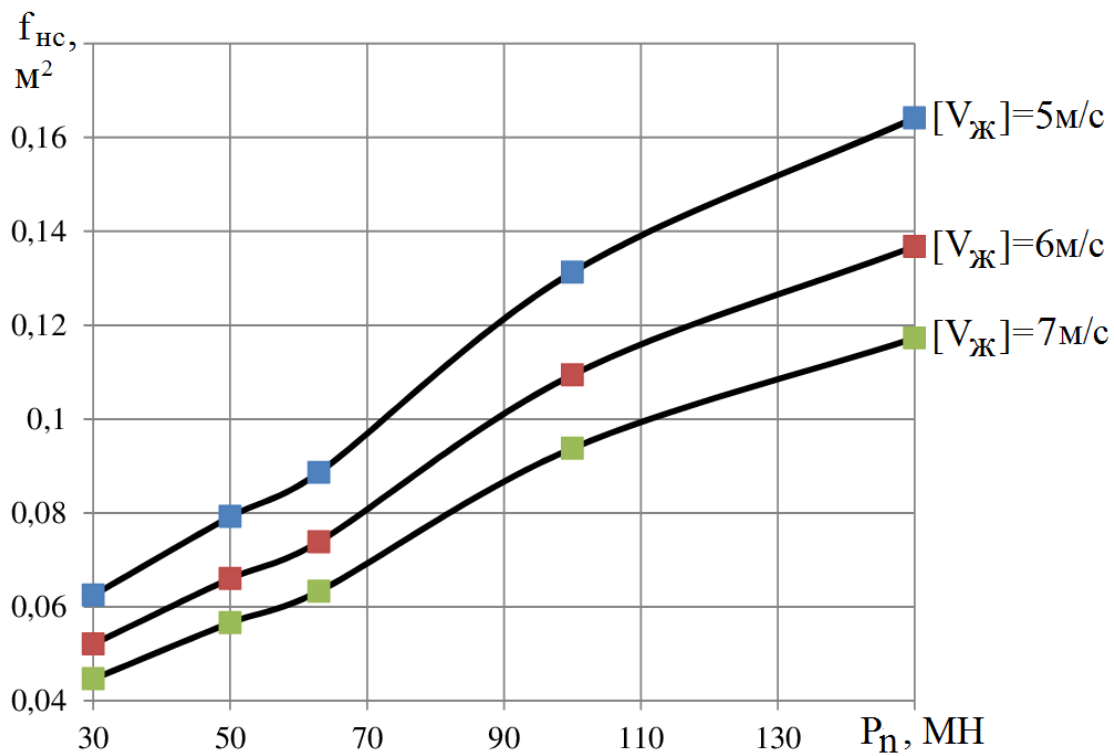
V_{n_max} – найбільша швидкість опускання рухомої поперечини на ході наближення до поковки, м/с.

Значення $[V_{жс}]$ при розрахунку $f_{нс}$ приймають з діапазону 5...7 м/с, який рекомендується з точки зору забезпечення достатньої довговічності трубопроводу при наявності кавітаційного зношення та з урахуванням усередненого значення тиску в наповнювально-зливному баці [163].

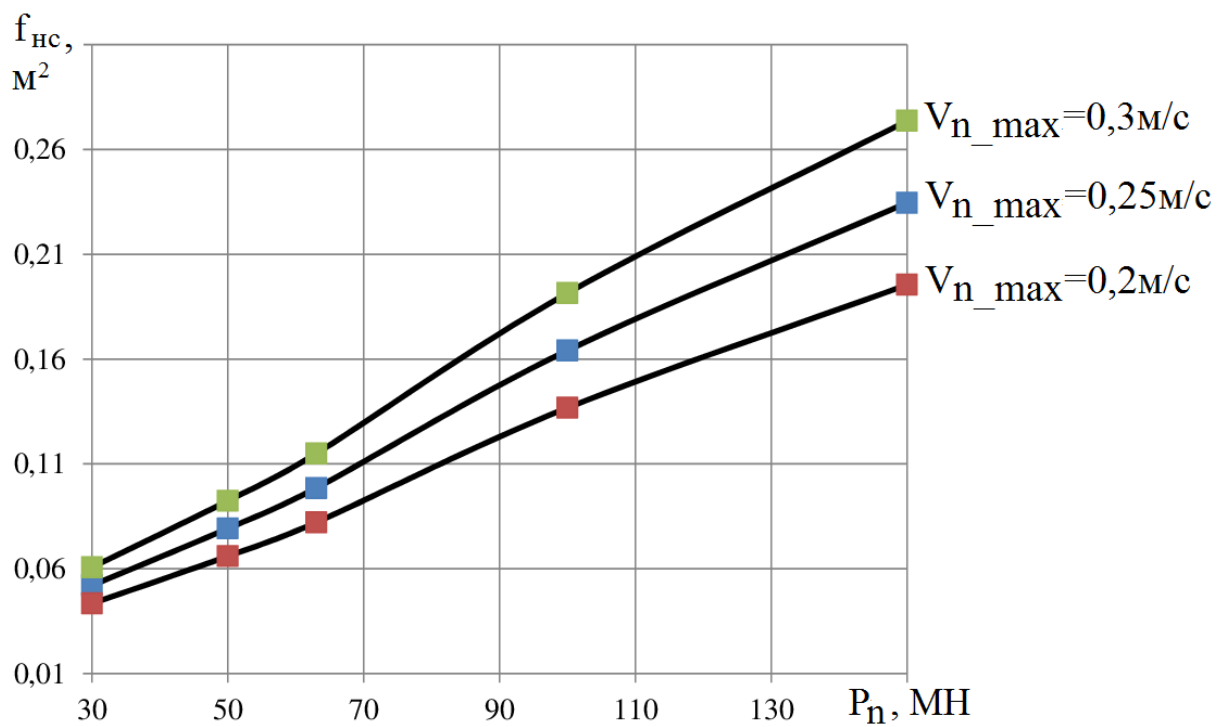
На рисунку 6.1 показані криві для визначення прохідного перерізу $f_{нс}$ наповнювального трубопроводу в залежності від зусилля гідравлічного преса.

Криві (див. рис. 6.1) побудовані на базі вивчених експериментальних даних і математичного моделювання різних етапів ходу наближення гідравлічних пресів (див. розділ 3) ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН з використанням формули (6.1). При цьому криві (див. рис. 6.1, а) побудовані для різних значень припустимої швидкості течії робочої рідини в наповнювально-зливному трубопроводі, а криві (див. рис. 6.1, б) – для різних значень максимальної швидкості опускання рухомої поперечини на ході наближення до поковки.

Маркерами виділені значення $f_{нс}$ для гідравлічних пресів номінального ряду, а саме 30 МН, 50 МН, 63 МН, 100 МН і 150 МН.



a)



б)

Рисунок 6.1 – Криві для визначення прохідного перерізу наповнювально-зливного трубопроводу в залежності від зусилля гідравлічного преса

Деякий вигин кривих (див. рис. 6.1) пояснюється тим фактом, що гідравлічні преси зусиллям від 30 МН до 60 МН вважаються машинами середніх зусиль, понад 60 МН – потужними пресами. Тому, співвідношення відповідних параметрів систем низького тиску для обох груп пресів різні.

При проектуванні гідроприводу, задаючись значенням $[V_{жс}]$ або V_{n_max} , визначають площу $f_{нс}$ прохідного перерізу наповнювально-зливного трубопроводу за відповідною кривою (див. рис. 6.1) в залежності від зусилля преса P_n .

Значення V_{n_max} відповідають максимальній швидкості опускання рухомої поперечини при повністю відкритому зливному клапані зворотних циліндрів з умови відсутності рідинного голодування [259]. Тому, діапазон значень V_{n_max} при побудові кривих (див. рис. 6.1) обраний 0,2...0,3 м/с. Завдяки цьому забезпечується швидке здійснення ходу наближення рухомої поперечини до поковки при ефективному заповненні робочих циліндрів рідиною низького тиску з наповнювально-зливного бака.

Відповідні режими роботи системи зворотних циліндрів, а також параметри регулювальних клапанів визначені в розділі 3 поданої роботи.

6.2.2 Розрахунок наповнювально-зливних клапанів

Прохідний переріз наповнювально-зливного клапана $f_{нск}$ визначають з умови нерозривності струменя рідини в критичному прохідному перерізі клапана при заповненні робочих циліндрів рідиною низького тиску з бака на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

Площі $f_{нск}$ прохідних перерізів НЗК розраховують за формулами

$$f_{нскI} = F_{pI} \frac{V_{n_max}}{[V_{жс}]}; \quad (6.2)$$

$$f_{нскII} = F_{pII} \frac{V_{n_max}}{[V_{жс}]}, \quad (6.3)$$

де $f_{нскI}$, $f_{нскII}$ – площі прохідних перерізів наповнювально-зливних клапанів I і II ступенів зусиль, м²;

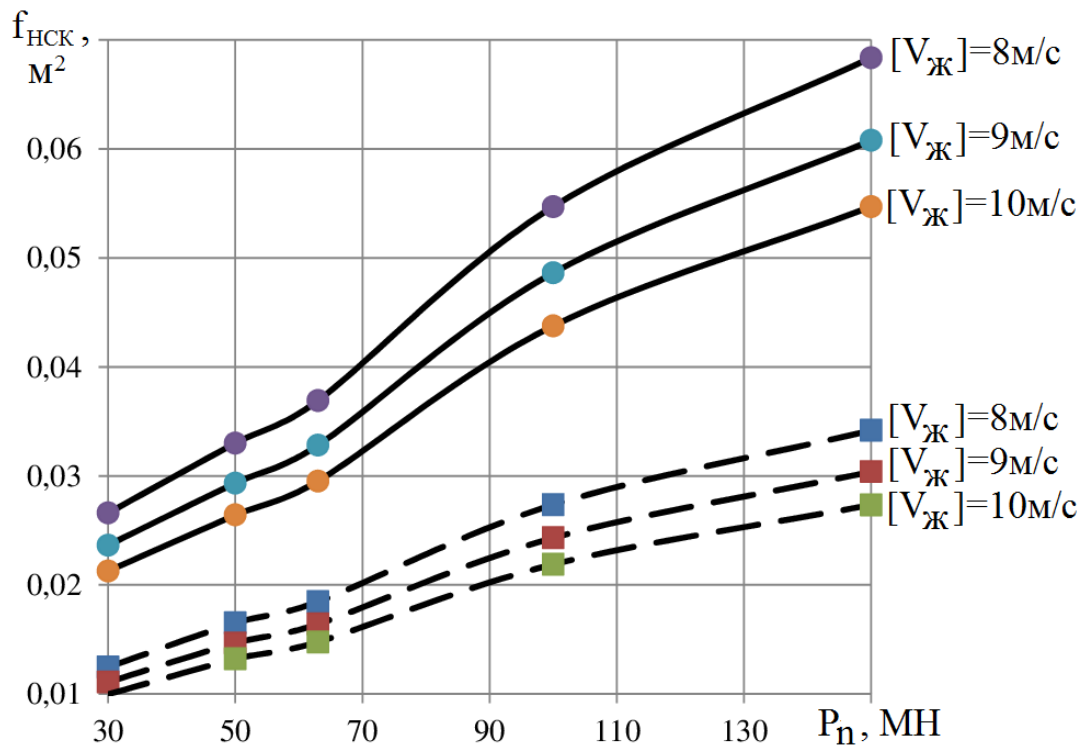
F_{pI} , F_{pII} – активні площі робочих циліндрів I і II ступенів зусиль, м².

Значення $[V_{ж}]$ при розрахунку $f_{нск}$ приймають з діапазону 8...10 м/с, який рекомендується з точки зору кавітаційної стійкості елементів НЗК і з урахуванням середнього значення тиску в наповнювально-зливному баці [163].

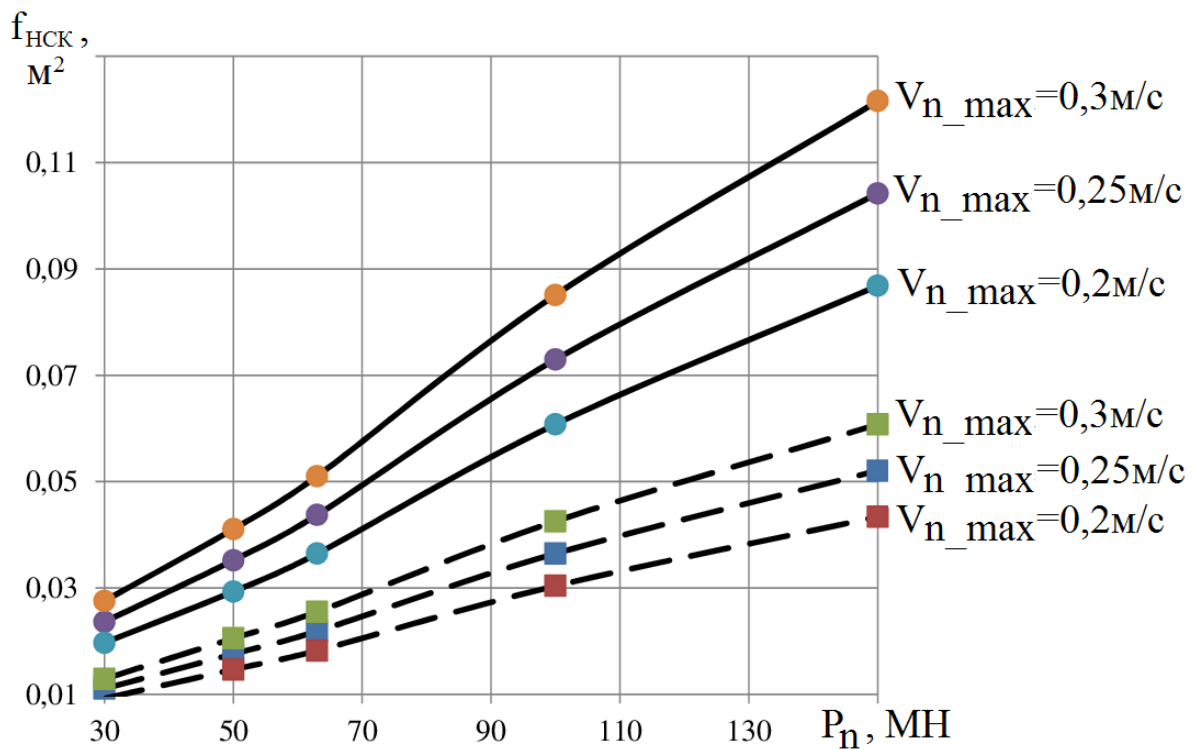
З використанням формул (6.2) і (6.3) на базі аналізу експериментальних даних і математичного моделювання різних етапів ходу наближення гідравлічних пресів (див. розділ 3) зусиль в діапазоні 30...150 МН побудовані криві (рис. 6.2) зміни прохідних перерізів НЗК I (пунктир) і II (суцільні лінії) ступенів зусиль в залежності від зусилля преса P_n . Криві (див. рис. 6.2, а) побудовані для різних значень допустимої швидкості течії робочої рідини в критичному прохідному перерізі клапана, а криві (див. рис. 6.2, б) – для різних значень максимальної швидкості опускання рухомої поперечини. В іншому характер кривих і передумови їх побудови ідентичні особливостям, властивим проектуванню наповнювально-зливного трубопроводу.

6.2.3 Визначення параметрів колектора

Дослідження ходу наближення рухомої поперечини преса, виконані в розділі 3 поданої роботи, показують, що рідинне голодування робочих циліндрів найбільш інтенсивно проявляється в початковий момент ходу наближення та викликано інерційністю стовпа рідини в наповнювально-зливному трубопроводі. Тому важливо для попередження падіння тиску в робочих циліндрах на початку переміщення рухомої поперечини вниз мати зарезервованій обсяг робочої рідини, що компенсує рідинне голодування протягом розгону інерційного стовпа рідини в наповнювально-зливному трубопроводі [257].



a)



б)

Рисунок 6.2 – Криві для визначення прохідного перерізу НЗК I (пунктир) і II (суцільні лінії) ступенів залежно від зусилля гідравлічного преса

Для забезпечення високої швидкості переміщення рухомої поперечини на ході наближення з гарантованою відсутністю рідинного голодування робочих циліндрів необхідно в конструкції системи низького тиску передбачити колектор. Його об'єму має вистачити для компенсації простору, що вивільняється, в робочих циліндрах при переміщенні рухомої поперечини вниз [260, 261]. При цьому доцільно резервувати в колекторі об'єм рідини тільки для першого інтервалу ходу наближення (див. рис. 3.2) – розгону рухомої поперечини до сталої швидкості. Надалі після розгону інерційного стовпа рідини в наповнювально-зливному трубопроводі рідинного голодування спостерігатися не буде.

Колектор слід розміщувати в безпосередній близькості від робочих циліндрів. Для скорочення висотних габаритів гідравлічного преса та зменшення металоємності гідравлічної системи колектор слід виконувати у вигляді горизонтально розташованого вздовж корпусів робочих циліндрів продовження наповнювально-зливного трубопроводу, що розширюється. Від колектора виконуються відводи до НЗК відповідних ступенів зусиль [260].

Запишемо рівняння нерозривності струменя робочої рідини низького тиску при її витіканні з колектора

$$f_k \cdot [V_{ж}] = F_p \cdot V_{n_max}, \quad (6.4)$$

де f_k – умовна площа поперечного перерізу колектора, m^2 .

При цьому робоча рідина низького тиску надходить в колектор з наповнювально-зливного трубопроводу, а витікає через НЗК. Тому необхідним є врахування гідравлічних опорів при переході від наповнювального трубопроводу до робочих циліндрах, внаслідок яких відбувається падіння тиску при розгоні рухомої поперечини на ході наближення. З цією метою скористаємося формулою Вейсбаха (2.7) і формулою, яка встановлює зв'язок між коефіцієнтом гідравлічного опору та прохідним перерізом клапана при раптовому розширенні струменя робочої рідини [136]. Підставляючи відповідні параметри в рівняння (6.4). В результаті отримаємо формулу для визначення площі f_k поперечного перерізу колектора з урахуванням параметрів процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, а також конструктивних характеристик наповнювально-зливного трубопроводу та НЗК

$$f_k = F_p \sqrt{\frac{\Delta p}{0,5\rho}} \cdot \frac{f_{нс} - 1}{[V_{жс}]}, \quad (6.5)$$

де Δp – падіння тиску в робочих циліндрах під час розгону рухомої поперечини на ході наближення за умови відсутності колектора, Па.

Введемо наступне позначення $K_k = \frac{f_{нс}}{f_{нск}}$ – коефіцієнт колектора. Остаточно отримаємо

$$f_k = F_p \sqrt{\frac{\Delta p}{0,5\rho}} \cdot \frac{K_k - 1}{[V_{жс}]}. \quad (6.6)$$

Величину $[V_{жс}]$ при розрахунку f_k приймають з діапазону 7...9 м/с як усереднене значення з погляду кавітаційної стійкості як елементів НЗК, так і наповнювально-зливного трубопроводу [163].

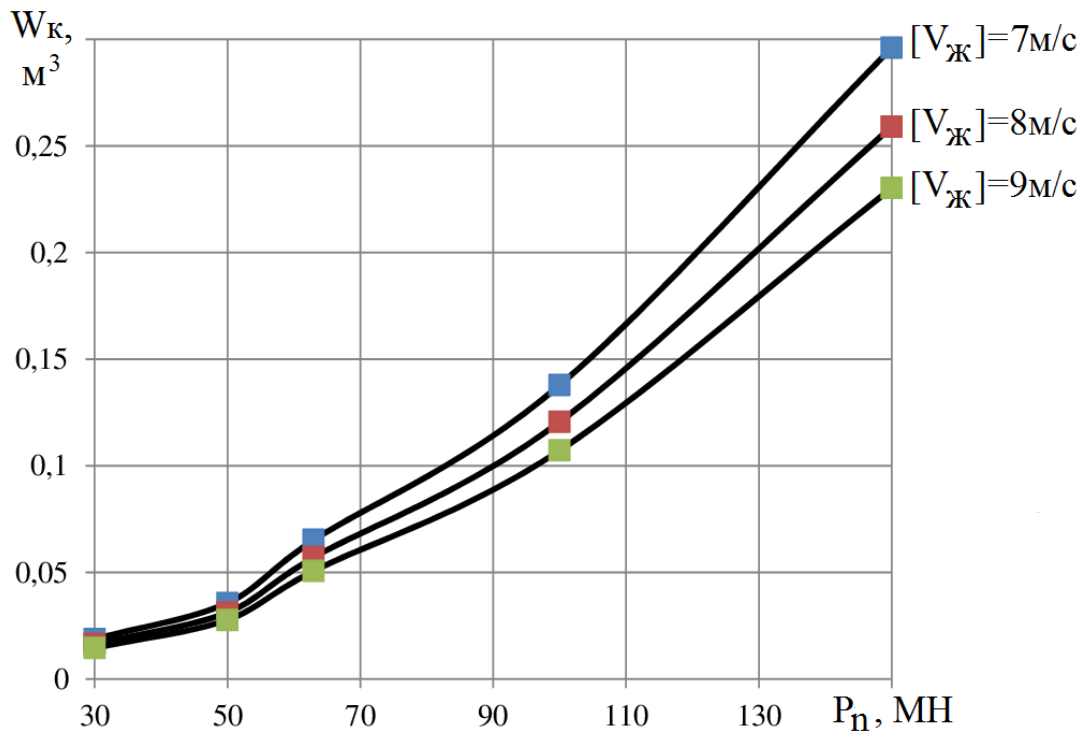
На практиці при конструюванні систем низького тиску зручно користуватися не умовної площею f_k , а об'ємом колектора W_k , задавшись яким можна визначити його габарити та розташування щодо робочих циліндрів, які найбільш відповідають компонованню конкретного гідравлічного преса.

Значення W_k визначається за такою формулою

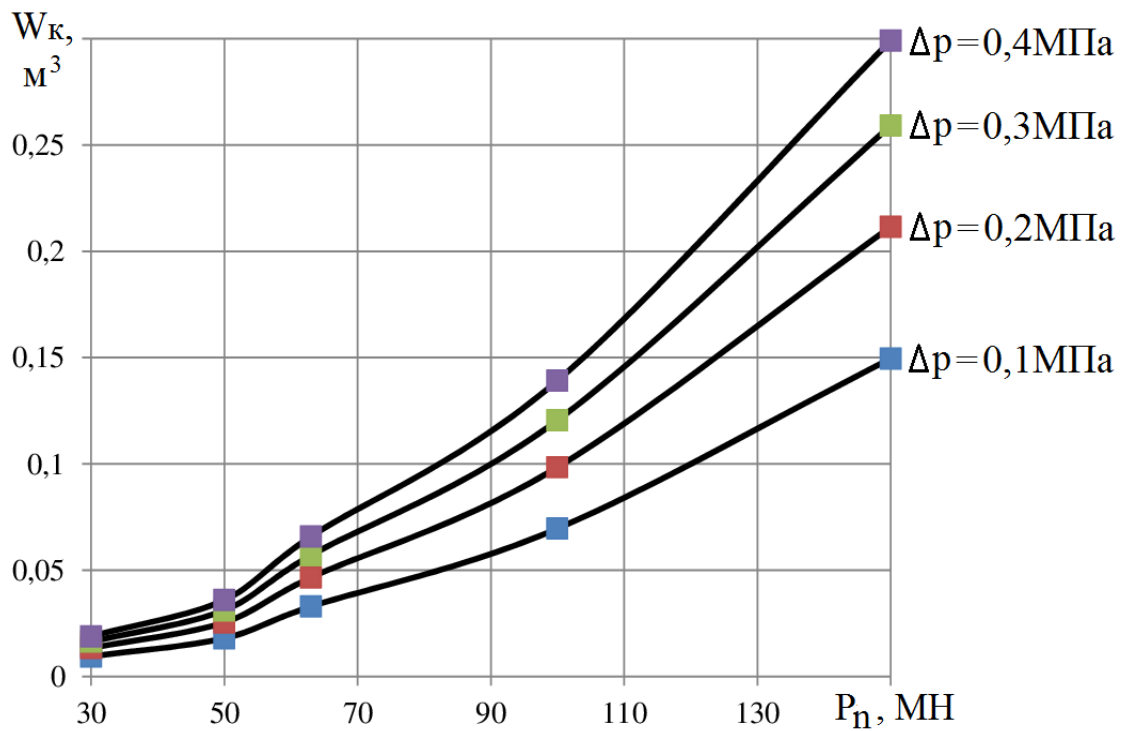
$$W_k = f_k \cdot S_{np}, \quad (6.7)$$

де S_{np} – шлях розгону рухомої поперечини на ході наближення, м.

На базі аналізу експериментальних даних і математичного моделювання розгону рухомої поперечини на ході наближення (див. розділ 3) гідравлічних пресів, зусилля яких знаходяться в діапазоні 30...150 МН, побудовані криві (рис. 6.3) зміни об'єму колектора в залежності від номінального зусилля преса P_n . Криві (див. рис. 6.3, а) побудовані для різних значень припустимої швидкості течії робочої рідини в порожнині колектора, а криві (див. рис. 6.3, б) – для різних значень падіння тиску в робочих циліндрах під час розгону рухомої поперечини на ході наближення до поковки.



a)



б)

Рисунок 6.3 – Криві для визначення об'єму колектора в залежності від зусилля гідравлічного преса

Значення S_{np} визначають з рівняння (3.1) математичної моделі ходу наближення, приймаючи за шлях розгону відстань, пройдену рухомою поперечною пресою за час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів. Саме протягом цього часового інтервалу спостерігається максимальне падіння тиску в робочих циліндрах (див. розділ 3). При побудові кривих (див. рис. 6.3, а) значення Δp обчислювали з використанням математичної моделі процесів, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса з НАП при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки – рівняння (3.12). Аналізом отриманих даних (див. рис. 6.3) встановлено, що чим більше падіння тиску в робочих циліндрах преса на ході наближення рухомої поперечини і чим менше припустима швидкість течії робочої рідини в колекторі, тим більшим об'ємом він повинен бути.

6.2.4 Розрахунок об'єму наповнювально-зливного баку

Наповнювально-зливний бак виконує функції акумулятора рідини низького тиску. Його об'єму має вистачати для виконання всіх етапів машинного циклу преса. Найбільший забір рідини низького тиску з баку відбувається протягом ходу наближення рухомої поперечини до поковки. При цьому має місце падіння тиску в НЗБ (див. рис. 3.4) внаслідок витікання робочої рідини та гідравлічних втрат на приведення до руху інерційного стовпа рідини в наповнювально-зливному трубопроводі.

Важливим параметром НЗБ є маневровий об'єм $W_{бм}$, що дорівнює об'єму робочої рідини, який витісняється плунжерами гідравлічного преса за один повний хід рухомої поперечини. Найбільш інтенсивне витіснення робочої рідини відбувається під час декомпресії робочих циліндрів після робочого ходу та на зворотному ході рухомої поперечини [251].

Об'єм $W_{дек}$, який витісняється в НЗБ при декомпресії робочих циліндрів після робочого ходу, розраховується за формулою

$$W_{дек} = \frac{\Delta p_{рх} \cdot W_p}{E_{нр}}, \quad (6.8)$$

де $\Delta p_{рх}$ – зміна (підвищення) тиску в робочих циліндрах преса на робочому ході, рівне $\Delta p_{рх} = p_a - p_{\bar{o}}$, МПа.

На зворотному ході в НЗБ витісняється об'єм $W_{вх}$ робочої рідини, пропорційній величині зворотного ходу,

$$W_{вх} = S_{вх} \cdot (F_p + F_{\bar{e}}), \quad (6.9)$$

де $S_{вх}$ – найбільша величина зворотного ходу для конкретного гідравлічного преса, м.

При розрахунку маневрового об'єму $W_{\bar{o}м}$ НЗБ важливим є також врахування об'єму колектора W_k , який задіяний на кожному ході преса.

Таким чином, загальний маневровий об'єм НЗБ становить

$$W_{\bar{o}м} = W_{дек} + W_{вх} + W_k. \quad (6.10)$$

Крім робочих і зворотних циліндрів, злив робочої рідини в НЗБ відбувається також і від допоміжних механізмів. У зв'язку з цим в баку передбачається додатковий резервний об'єм $W_{\bar{o}р}$ рідини, що дорівнює

$$W_{\bar{o}р} = 1,5 \cdot W_{\bar{o}м}. \quad (6.11)$$

Для підтримки необхідного тиску робочої рідини в НЗБ необхідною є наявність повітряної порожнини, яка при скиданні в бак рідини з робочих циліндрів виконує також і функції демпфувального елемента, який попереджує гідравлічний удар і сприяє якнайшвидшому затуханню коливань.

Об'єм $W_{\bar{o}в}$ повітряної порожнини становить

$$W_{\bar{o}в} = 3W_{\bar{o}м}. \quad (6.12)$$

Загальний об'єм $W_{\bar{o}}$ внутрішньої порожнини НЗБ являє собою суму об'ємів, розрахованих за формулами (6.10) – (6.12), і виражається формулою

$$W_{\bar{o}} = W_{\bar{o}м} + W_{\bar{o}р} + W_{\bar{o}в}. \quad (6.13)$$

На рисунку 6.4 представлені розрахункові криві для визначення параметрів маневрового (див. рис. 6.4, а) і загального (див. рис. 6.4, б) об'ємів НЗБ в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП.

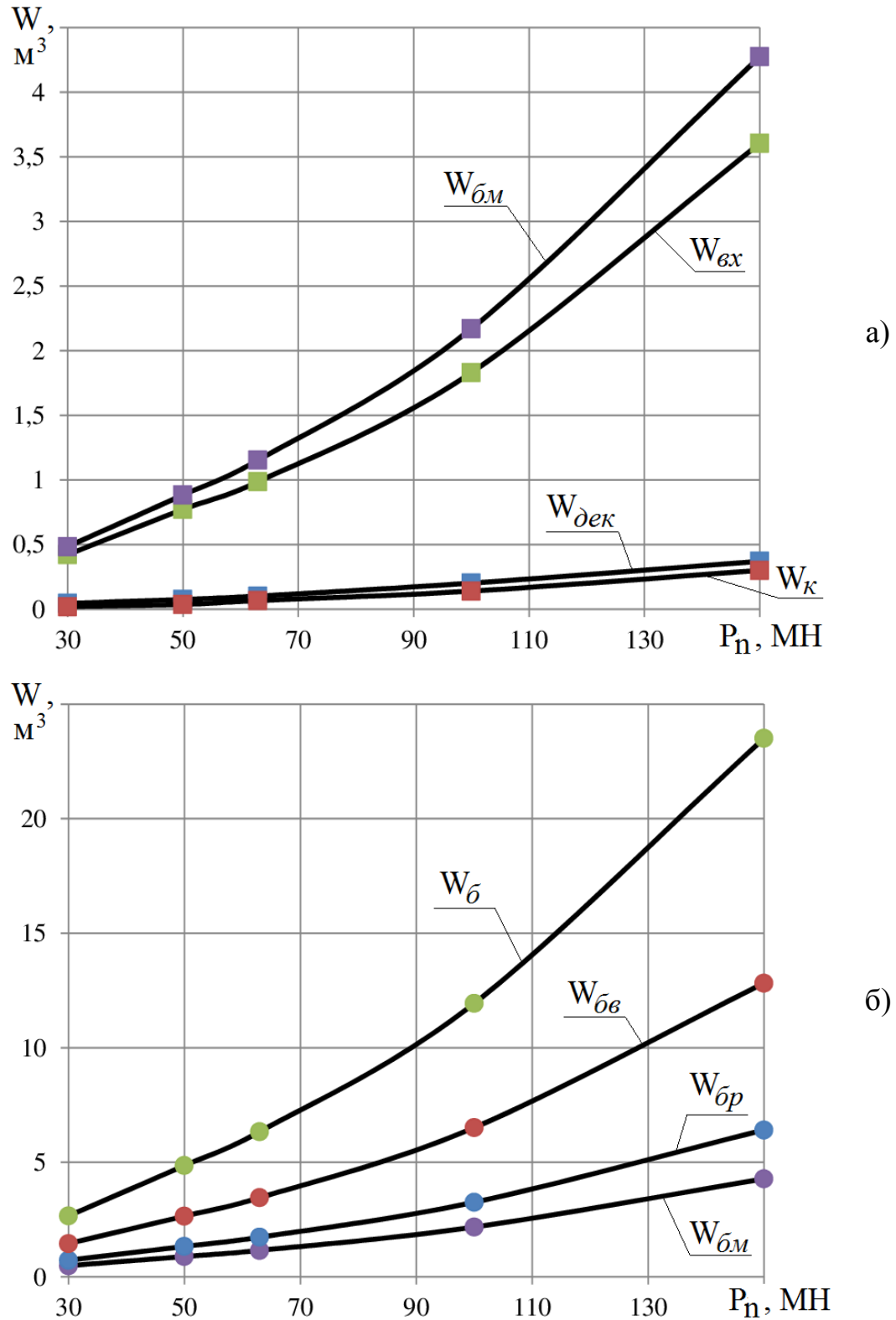


Рисунок 6.4 – Криві для визначення параметрів маневрового (а) і загального (б) об'ємів НЗБ в залежності від зусилля гідравлічного преса

Криві (див. рис. 6.4) побудовані на базі аналізу експериментальних даних і математичного моделювання робочого та зворотного ходів, а також процесу декомпресії робочих циліндрів від тиску, гідравлічних пресів (див. розділи 4 і 5) ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН з використанням формул (6.8) – (6.13). Значення S_{ex} визначали за діаграмами зворотного ходу (див. розділ 5), що здійснювався після закінчення операції «Осадження», яка характеризується найбільшою величиною робочого ходу і яку здійснюють на третьому ступені зусиль.

6.3 Створення систем прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки

6.3.1 Вплив конструювання наповнювально-зливних систем на якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску

Дослідженнями процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, проведеними в розділі 3 поданої дисертаційної роботи, встановлено, що регулювання швидкості опускання рухомої поперечини на ході наближення шляхом незначної зміни висоти відкриття зливного клапана зворотних циліндрів є неефективним з точки зору швидкодії, а також неприйнятним через розвинені коливальні й гідрударні явища.

Тому розробка ефективної системи прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску можлива тільки при комплексному підході, що передбачає внесення змін до конструкції та принципу дії не тільки наповнювально-зливної системи і її елементів, але й системи керування зворотними циліндрами. Причому обидві ці системи взаємопов'язані між собою: перша – забезпечує якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, а друга – визначає динамічні показники ходу наближення. Взаємодія систем за допомогою програмно з'єднаних датчиків тиску та засобів керування і контролю

зливного клапана зворотних циліндрів забезпечує високі надійність і якість керування гідравлічним пресом з НАП на різних етапах машинного циклу.

При створенні систем прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини важливим є розробка такого компонування елементів наповнювально-зливних і систем зворотних циліндрів, при якому розгін рухомих мас преса буде здійснюватися за мінімальний час, без гідроударів і рідинного голодування робочих циліндрів.

Незважаючи на велику різноманітність конструкцій гідравлічних пресів, які пропонуються сучасними виробниками ковальсько-пресового обладнання (розділ 1), можна виділити три основні типи компонування наповнювально-зливних систем гідравлічних пресів з НАП [246].

Схеми розведень трубопроводів гідравлічних пресів зусиллям 50 МН, 63 МН і 100 МН, що відповідають трьом типам компонування наповнювально-зливних систем, представлені в таблиці 6.1. У зазначеній таблиці також наведені числові значення основних параметрів пресів стосовно ходу наближення рухомої поперечини до поковки.

В схемах розведень трубопроводів (див. табл. 6.1) прийняті наступні позначення елементів гідравлічних систем керування: 1 – робочий циліндр; 2 – зворотний циліндр; 3 – НЗК; 4 – зливний клапан зворотних циліндрів; 5 – трійник; 6 – запірний вентиль; 7 – НЗБ; 8 – колектор; 9 – врівноважувальний циліндр; 10 – акумулятор; 11 – основний наповнювально-зливний трубопровід; 12 – зливний трубопровід зворотних циліндрів; 13 – поворот; 14 – дросельна шайба; 15 – вхід у НЗБ; 16 – вхід у робочий циліндр.

У відповідності до схем розведень трубопроводів (див. табл. 6.1) основною відмінною конструктивною особливістю компонувань наповнювально-зливних систем розглянутих пресів є розташування НЗК.

Так, для пресів зусиллям:

- 50 МН – окремі НЗК вбудовані в корпус кожного робочого циліндра;

Таблиця 6.1 – Схеми розведень трубопроводів і параметри гідравлічних пресів зусиллям 50 МН, 63 МН і 100 МН

Ковальський гідравлічний прес зусиллям		Схема розведень трубопроводів	Параметри
Ковальський гідравлічний прес зусиллям	50 МН		$F_p=1,58 \text{ м}^2$, $F_\theta=0,135 \text{ м}^2$, $L_{HC}=530 \text{ м}$, $L_\theta=195 \text{ м}$, $d_{HC}=0,24 \text{ м}$, $d_\theta=0,07 \text{ м}$, $\sum \zeta_{HC}=17,6$, $\sum \zeta_\theta=32,1$, $\xi_{HC}=24010$, $\xi_\theta=50945$, $p_\theta=0,5 \text{ МПа}$, $\Delta h_{yp}=12 \text{ м}$, $a=1039000 \text{ кг}$, $b=22407000 \text{ кг/м}$, $c=1455000 \text{ Н}$, $V_{n_max}=0,255 \text{ м/с}$
	63 МН		$F_p=1,9 \text{ м}^2$, $F_\theta=0,123 \text{ м}^2$, $F_{yp}=0,05 \text{ м}^2$, $L_{HC}=650 \text{ м}$, $L_\theta=270 \text{ м}$, $d_{HC}=0,25 \text{ м}$, $d_\theta=0,07 \text{ м}$, $\sum \zeta_{HC}=17,9$, $\sum \zeta_\theta=30,1$, $\xi_{HC}=28794$, $\xi_\theta=48904$, $p_\theta=0,5 \text{ МПа}$, $\Delta h_{yp}=15 \text{ м}$, $a=1478210 \text{ кг}$, $b=30362000 \text{ кг/м}$, $c=1028500 \text{ Н}$, $V_{n_max}=0,185 \text{ м/с}$
	100 МН		$F_p=3,28 \text{ м}^2$, $F_\theta=0,16 \text{ м}^2$, $F_{yp}=0,123 \text{ м}^2$, $L_{HC}=940 \text{ м}$, $L_\theta=470 \text{ м}$, $d_{HC}=0,3 \text{ м}$, $d_\theta=0,07 \text{ м}$, $\sum \zeta_{HC}=15,9$, $\sum \zeta_\theta=29,1$, $\xi_{HC}=39300$, $\xi_\theta=73933$, $p_\theta=0,5 \text{ МПа}$, $\Delta h_{yp}=18 \text{ м}$, $a=3509200 \text{ кг}$, $b=70367000 \text{ кг/м}$, $c=2154000 \text{ Н}$, $V_{n_max}=0,175 \text{ м/с}$

- 63 МН – блоки НЗК I і II ступенів зусиль встановлені в напрямку преса біля головного клапанного розподільника;
- 100 МН – блоки НЗК I і II ступенів зусиль встановлені вгорі на пресі (на верхній нерухомій поперечині) біля робочих циліндрів.

Використовуючи дані таблиці 6.1, проведемо аналіз динамічної моделі переміщення рухомої поперечини преса на ході наближення [245]. З цієї метою в рівняння (3.1) підставимо відповідні параметри з таблиці 6.1. Результати математичного моделювання представлені на рисунку 6.5 у вигляді кривих зміни шляху (а), швидкості (б) і прискорення (в) рухомої поперечини пресів зусиллям 50 МН, 63 МН і 100 МН в функції часу.

З графіків (див. рис. 6.5) видно, що для преса зусиллям:

- 50 МН – розгін рухомої поперечини до максимальної швидкості 0,255 м/с здійснюється протягом 0,55 с на ході 0,09 м, при цьому максимальне значення прискорення досягає 1,4 м/с²;
- 63 МН – розгін до максимальної швидкості 0,185 м/с здійснюється протягом 0,8 с на ході 0,11 м з максимальним прискоренням 0,7 м/с²;
- 100 МН – розгін до максимальної швидкості 0,175 м/с здійснюється протягом 0,855 с на ході 0,12 м, а максимальне прискорення досягає 0,6 м/с².

Таким чином, найбільш динамічно сприятливі умови здійснення ходу наближення забезпечуються на пресах зусиллям 63 МН і 100 МН, де максимальні прискорення не перевищують значення 0,7 м/с². Це дає підставу стверджувати, що коливальні й гідроударні явища в наповнювальних-зливних системах цих пресів при розгоні рухомої поперечини до максимальної швидкості відсутні. Відносно преса зусиллям 50 МН таке твердження не діє, тому що динамічна складова ходу наближення – прискорення – становить 1,4 м/с², що говорить про неминучість виникнення гідравлічного удару при розгоні поперечини до максимальної швидкості. При цьому крива зміни прискорення (див. рис. 6.5, в) для преса зусиллям 50 МН істотно відрізняється своєю крутістю в порівнянні з кривими прискорення інших пресів, що свідчить про відсутність «м'якої» й плавної роботи преса на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

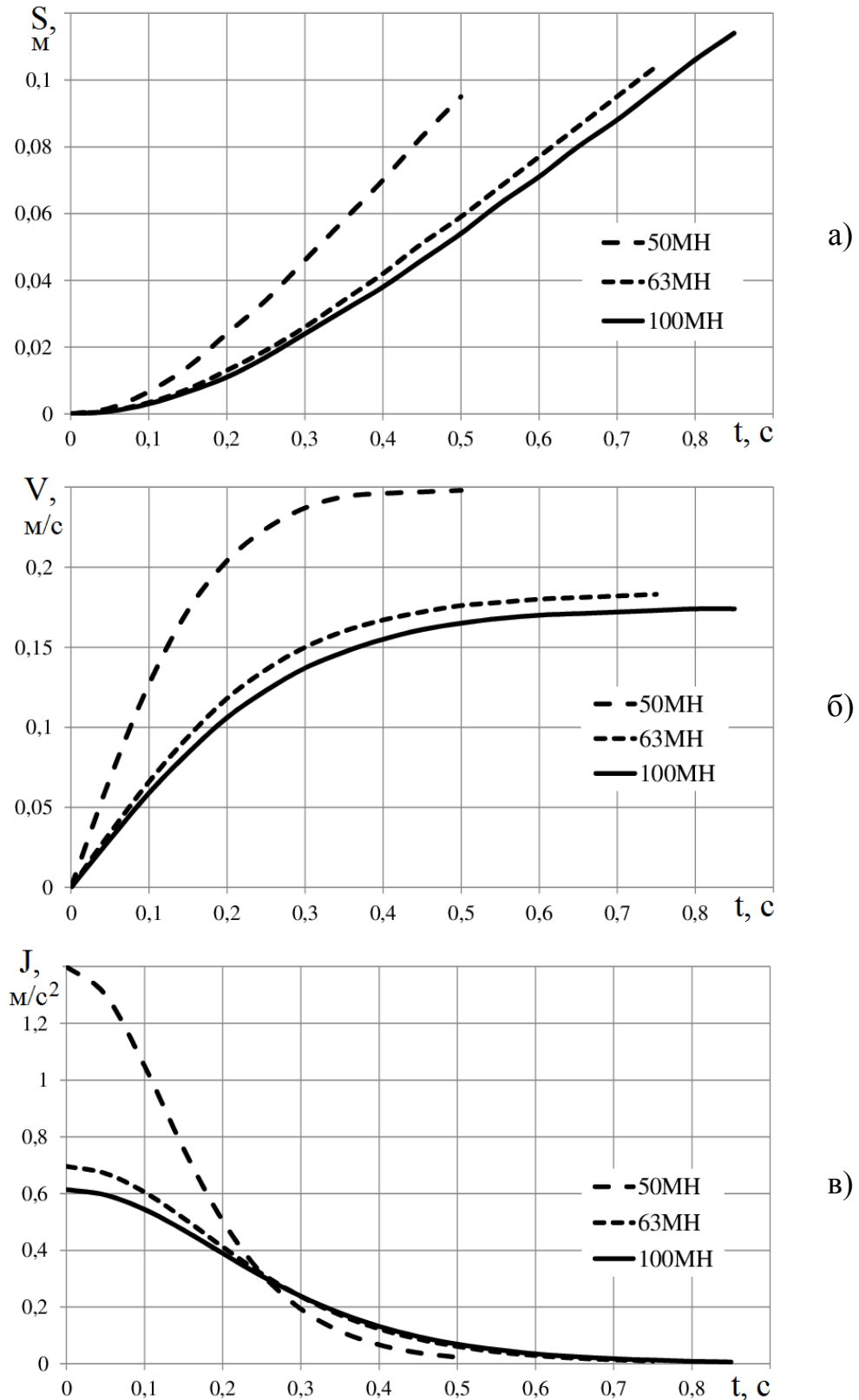


Рисунок 6.5 – Криві зміни шляху (а), швидкості (б) і прискорення (в) рухомої поперечини пресів зусиллям 50 МН, 63 МН і 100 МН

Основною причиною таких динамічних проявів є відсутність в конструкції преса зусиллям 50 МН врівноважувальних циліндрів, що виконують функцію демпферів в гідравлічній системі, які згладжують і компенсують можливі гідроударні й коливальні явища. Однак усунення динамічних проявів (коливань і гідроударів) на ході наближення не гарантує якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску. Тому, необхідно перевірити наповнювальну систему на розрив струменя робочої рідини за формулою (3.12).

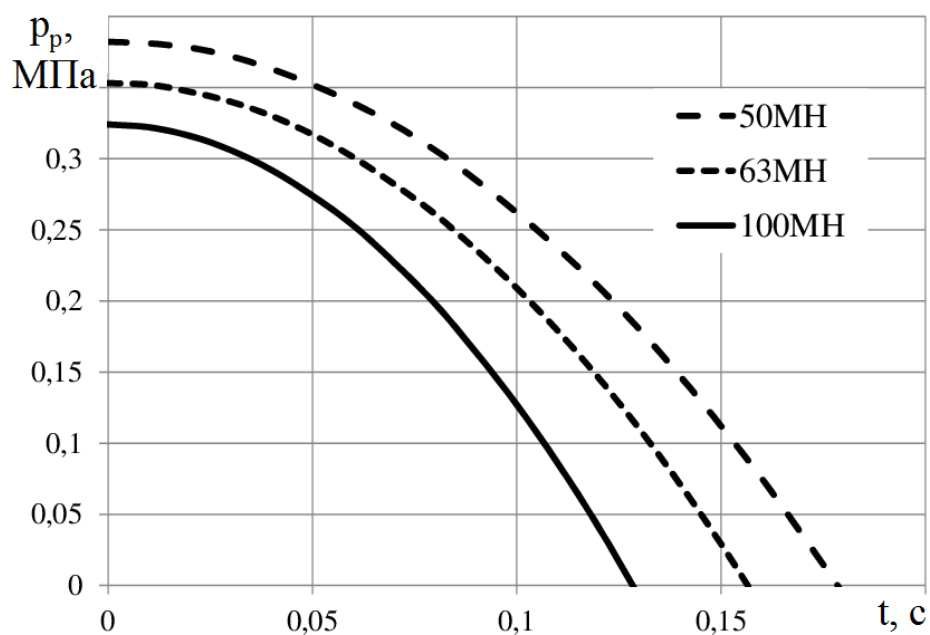
Криві падіння тиску в робочих циліндрах (p_p) при розгоні рухомої поперечини преса на ході наближення представлені на рисунку 6.6.

З рисунка 6.6 видно, що при тиску в НЗБ 0,5 МПа (а), який відповідає реальним умовам експлуатації гідравлічних пресів з НАП, падіння тиску в робочих циліндрах до нульового значення відбувається раніше, ніж рухома поперечина встигне розігнатися до максимальної швидкості. Це характерно для всіх пресів, незалежно від їх компонування (див. табл. 6.1). При цьому найбільш несприятливі умови складаються для преса зусиллям 100 МН.

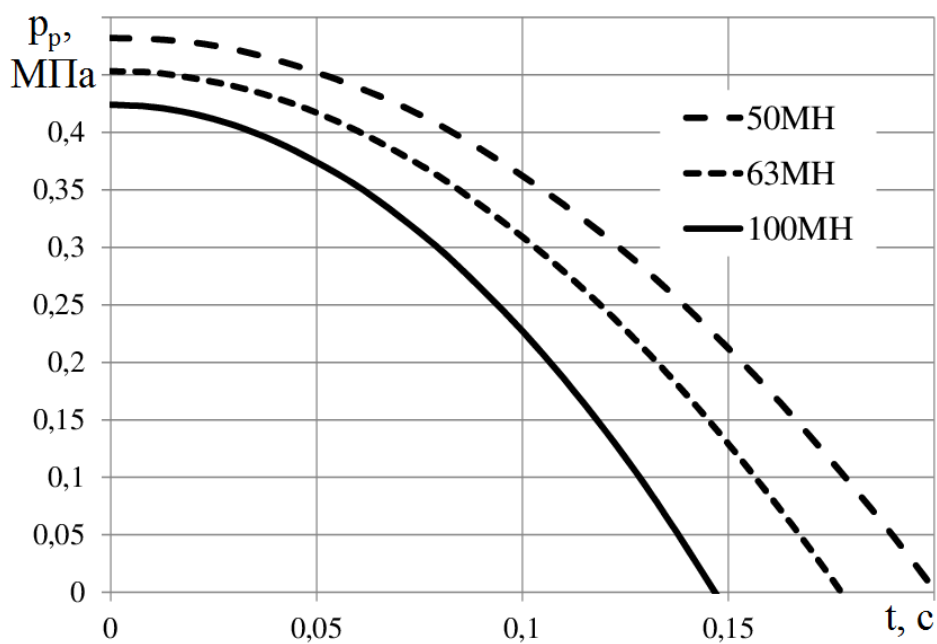
Зі збільшенням тиску в НЗБ до 0,6 МПа (див. рис. 6.6, б) істотних змін в характері кривих не спостерігається, що свідчить про те, що жодне з компонувань (див. табл. 6.1) не забезпечує якісне заповнення робочих циліндрів на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

У всіх випадках незалежно від рівня тиску в НЗБ спостерігається рідинне голодування аж до вакуумування робочих циліндрів.

Отже, на базі проведених досліджень необхідно розробити таке компонування системи керування, в якому будуть поєднуватися найкращим чином безударна швидкодія та відсутність рідинного голодування робочих циліндрів. При цьому створення необхідного компонування системи керування повинно супроводжуватися розробкою методики його розрахунку для гідравлічних пресів номінального ряду зусиль.



а)



б)

Рисунок 6.6 – Криві падіння тиску в робочих циліндрах при розгоні рухо-
мої поперечини преса на ході наближення при тиску в НЗБ 0,5 МПа (а) і
0,6 МПа (б)

6.3.2 Розрахунок і проектування систем прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення

Схема нового компоновання представлена на рисунку 6.7 (позначення на схемі збігаються з позначеннями, використаними в таблиці 6.1).

Для схеми компоновання (див. рис. 6.7) характерні наступні особливості:

- НЗК 3 вбудований в донну частину робочого циліндра 1;
- наявність в конструкції преса врівноважувальних циліндрів 9;
- зв'язок наповнювально-зливного трубопроводу 11 з НЗК 3 здійснюється за допомогою колектора 8, встановленого біля робочого циліндра 1;
- внаслідок наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів 9 і індивідуального сервоприводу зливного клапана 4 зворотних циліндрів усунені дросельні шайби на вході в зворотні циліндри 2.

Методика розрахунку систем (див. рис. 6.7) прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення зводиться до наступного. Задавшись номінальним зусиллям P_n гідравлічного преса з НАП, на базі отриманих розрахункових кривих визначають наступні параметри [262]:

- площу прохідного перерізу наповнювально-зливного трубопроводу при заданих значеннях припустимої швидкості робочої рідини та максимальної швидкості опускання рухомої поперечини на ході наближення (див. рис. 6.1);
- величину прохідного перерізу наповнювально-зливних клапанів I і II ступенів зусиль преса при заданих значеннях припустимої швидкості робочої рідини в НЗК та максимальної швидкості опускання рухомої поперечини на ході наближення до поковки (див. рис. 6.2);
- об'єм колектора при заданих значеннях припустимої швидкості робочої рідини в ньому та падіння тиску в робочих циліндрах на ході наближення рухомої поперечини до поковки (див. рис. 6.3);
- маневровий і загальний об'єми НЗБ (див. рис. 6.4).

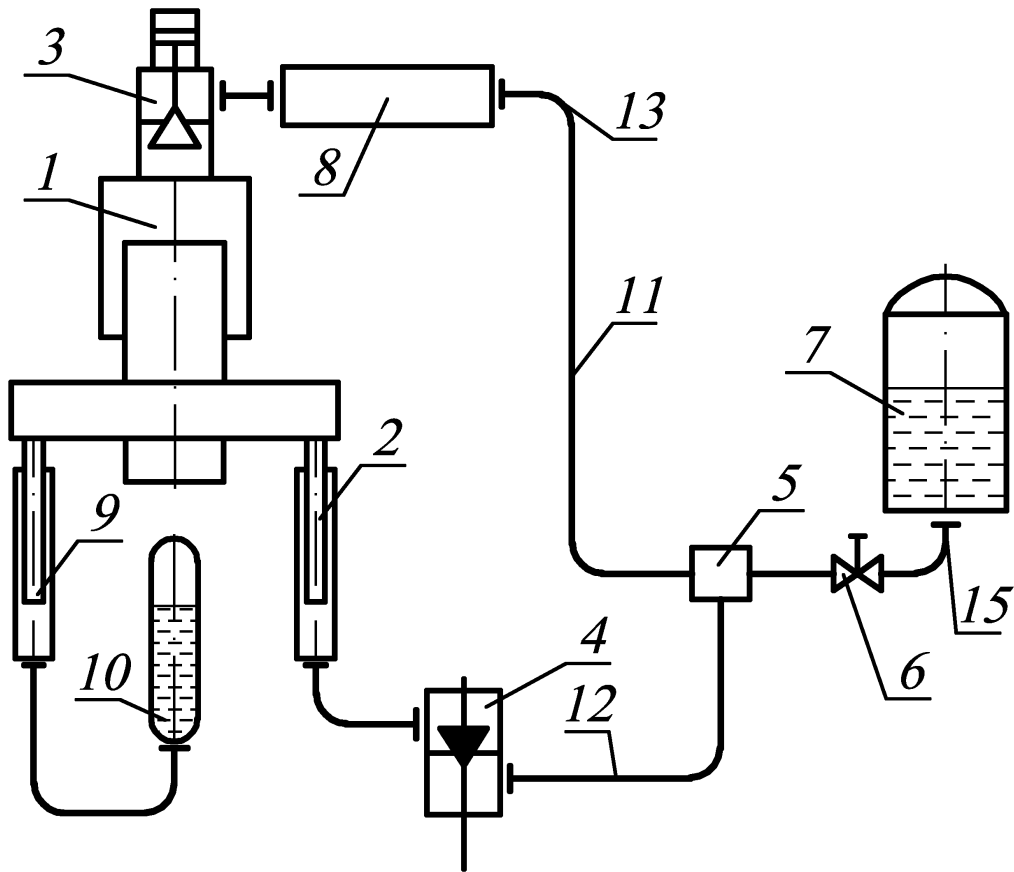


Рисунок 6.7 – Схема компонентів системи керування, що забезпечує прискорене заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску

Для скорочення довжини наповнювально-зливного трубопроводу та зливної гідролінії системи зворотних циліндрів необхідно так проектувати наповнювально-зливну систему, щоб НЗБ знаходився якомога ближче до пресу. Крім скорочення довжин відповідних гідроліній це різко знизить зведені маси рідини – коефіцієнт a в рівняннях математичної моделі ходу наближення рухомої поперечини до поковки – і, відповідно, динамічну складову ходу наближення.

Найбільша усталена швидкість опускання рухомої поперечини на ході наближення до поковки для нової розробленої схеми компоновання (див. рис. 6.7) визначається за наступним виразом

$$V_{n_max} = \sqrt{\frac{c_{xn}}{b_{xn}}}, \quad (6.14)$$

де c_{xn} – активна сила преса на ході наближення, Н;

b_{xn} – коефіцієнт, що характеризує в'язкий гідравлічний опір переміщенню рухомої поперечини, кг/м.

Величини c_{xn} і b_{xn} стосовно нової схеми компоновання (див. рис. 6.7) визначаються наступним чином

$$c_{xn} = Mg + p_{\bar{b}} \cdot F_p - p_{\bar{b}} \cdot F_{\bar{e}} - p_a \cdot F_{yp} - R_{mp} - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp}. \quad (6.15)$$

$$b_{xn} = 0,5 \cdot \rho \cdot (\xi_{nc} \cdot F_p + \xi_{\bar{e}} \cdot F_{\bar{e}}). \quad (6.16)$$

Відповідні величини формул (6.15) і (6.16) визначаються за методикою, викладеною в розділі 2 цієї дисертаційної роботи.

На рисунку 6.8 показані криві для визначення максимальних значень шляху S_{n_max} (а), швидкості V_{n_max} (б) і прискорення J_{n_max} (в) при розгоні рухомої поперечини на ході наближення в залежності від зусилля гідравлічного преса. Дані криві відповідають новій схемі компоновання (див. рис. 6.7).

Маркерами виділені значення відповідних параметрів для гідравлічних пресів номінального ряду – 30 МН, 50 МН, 63 МН, 100 МН і 150 МН.

Криві (див. рис. 6.8) побудовані на базі математичного моделювання розгону рухомої поперечини на ході наближення (див. розділ 3) і наведених в даному розділі методик визначення базових параметрів систем низького тиску.

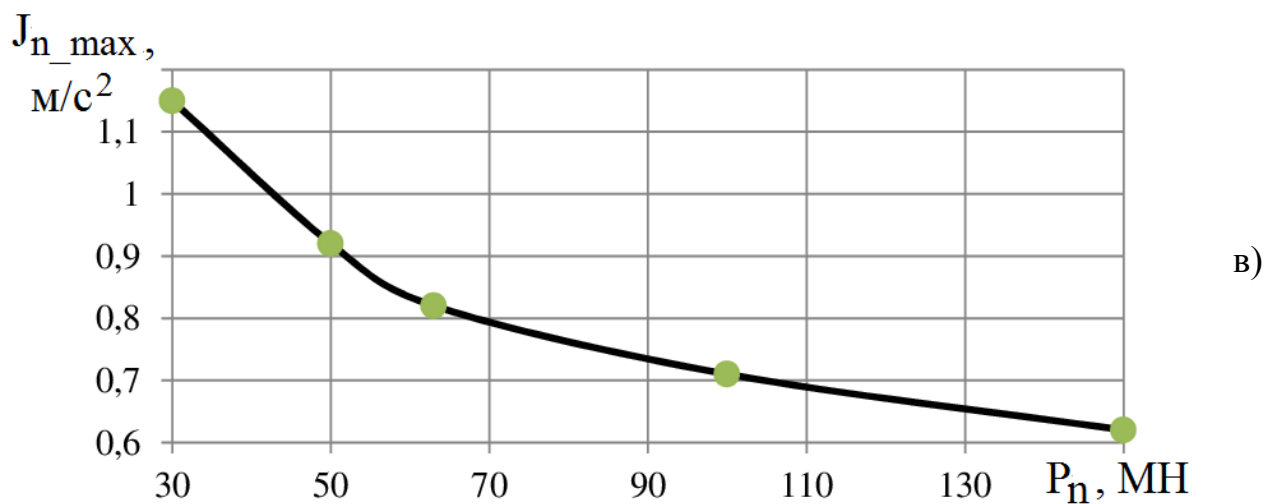
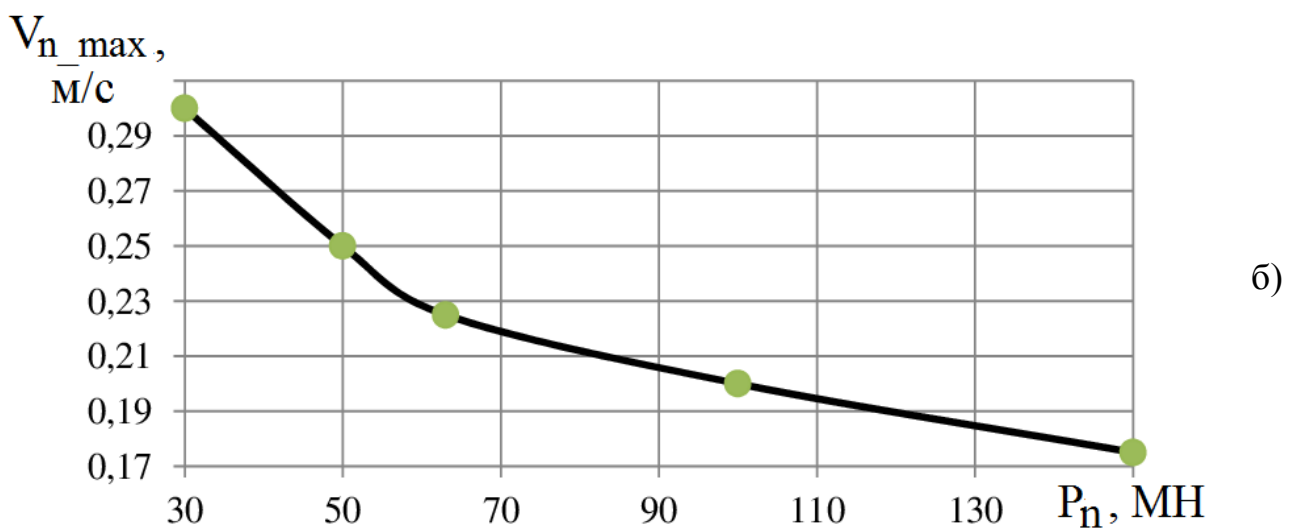
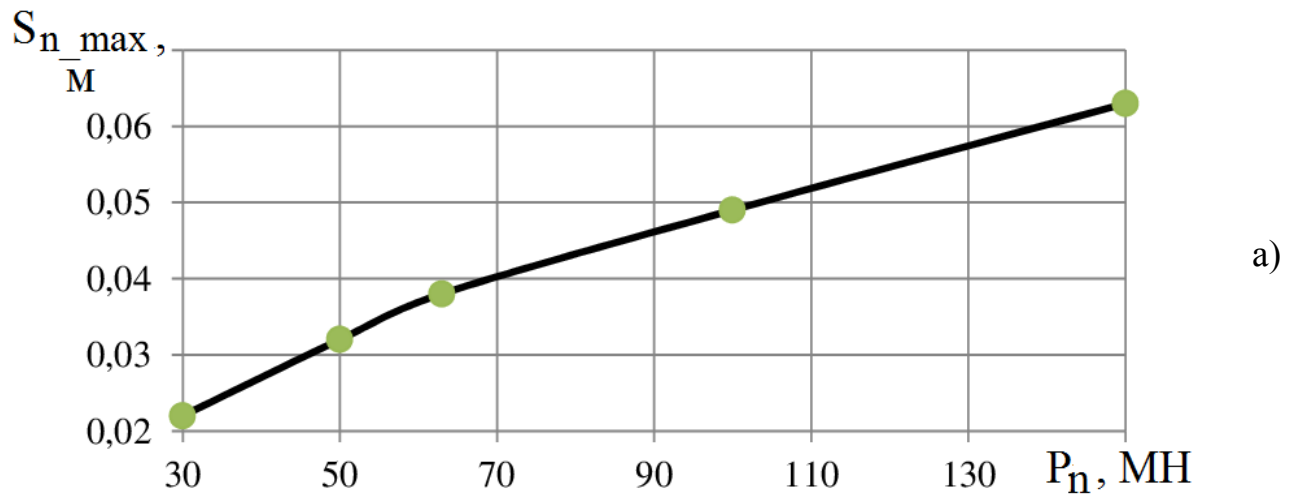


Рисунок 6.8 – Криві для визначення максимальних значень шляху S_{n_max} (а), швидкості V_{n_max} (б) та прискорення J_{n_max} (в) при розгоні рухомої поперечини на ході вниз в залежності від зусилля гідравлічного преса

На рисунку 6.9 (а) показана крива для визначення часу відкриття ($t_{отк}$) зливного клапана зворотних циліндрів при розгоні рухомої поперечини на ході наближення для номінального ряду пресів.

Моделюванню піддавали системи керування гідравлічних пресів ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН з використанням формули (3.1) і попередньо викладених рекомендацій при наступних основних умовах:

- зливний клапан зворотних циліндрів відкривали повністю;
- відкриття клапана здійснювали за час відкриття $t_{отк}$ відповідно до показань кривої (див. рис. 6.9, а);
- зливний клапан зворотних циліндрів мав лінійну конструктивну характеристику;
- коефіцієнт якості гідравлічної системи прийняли рівним 0,7;
- рухома поперечина розганялася до максимальної швидкості V_{n_max} за час відкриття клапана (див. рис. 6.8, б);
- шлях розгону рухомої поперечини на ході вниз не перевищував значень S_{n_max} (див. рис. 6.8, а);
- максимальне прискорення J_{n_max} (див. рис. 6.8, в) менше припустимого у випадку всіх пресів, що свідчить про відсутність гідравлічного удару при розгоні рухомої поперечини преса на ході наближення до поковки.

В ході моделювання здійснювали перевірку наповнювально-зливної системи за критерієм відсутності рідинного голодування робочих циліндрів, обчислюючи максимальне падіння в них тиску за формулою (3.12). Наведені на рисунку 6.8 значення S_{n_max} , V_{n_max} і J_{n_max} для гідравлічних пресів всього діапазону гарантують відсутність рідинного голодування робочих циліндрів при значеннях часу відкриття $t_{отк}$, ілюстрованих кривою (див. рис. 6.9, а).

Як зазначалося в розділі 3 роботи, перед зіткненням інструменту із заготовкою рухома поперечину необхідно пригальмовувати для попередження виникнення ударних явищ в системі керування пресом.

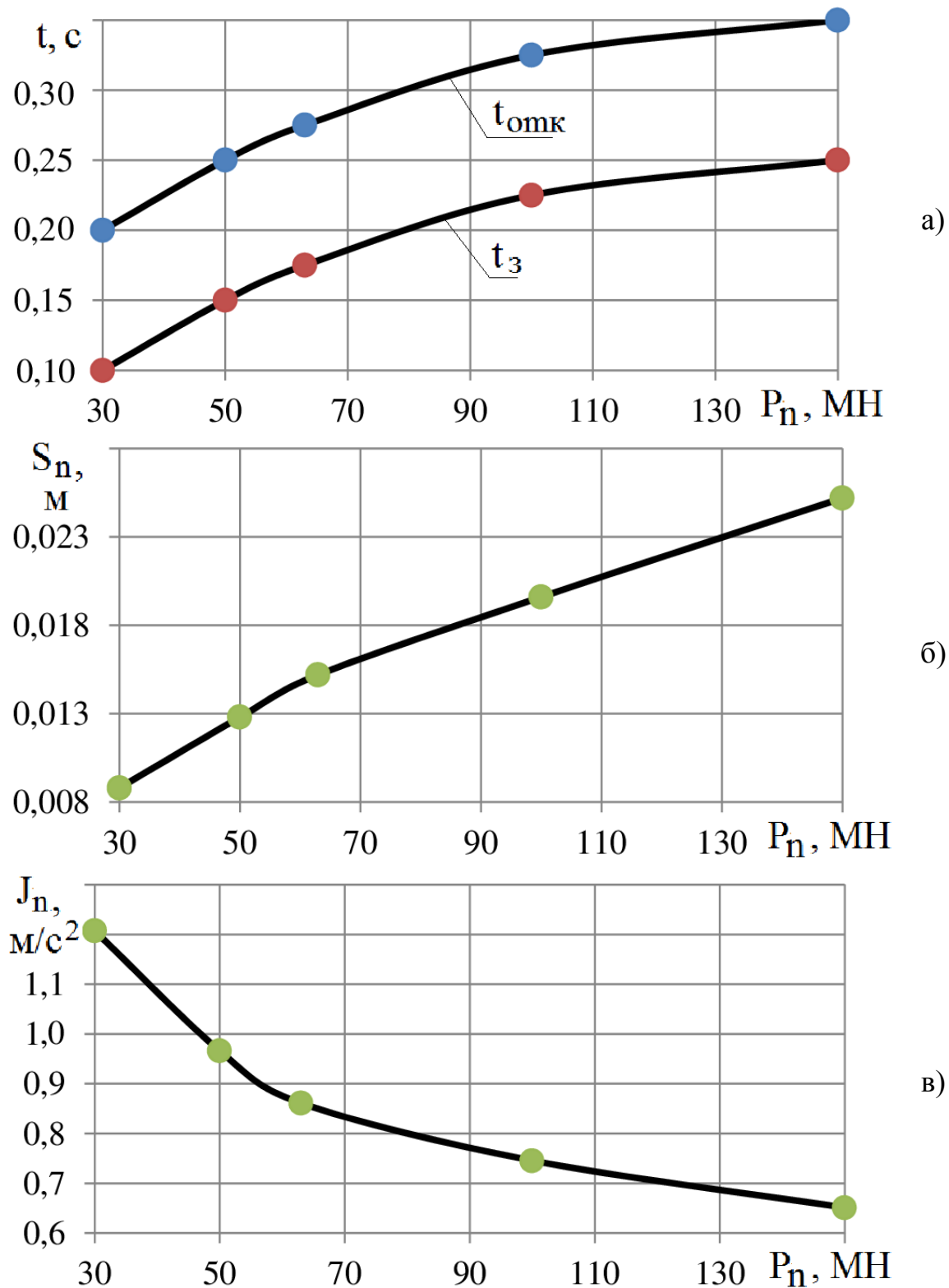


Рисунок 6.9 – Криві для визначення часу відкриття і закриття клапана (а), шляху S_n (б) та прискорення J_n (в) при гальмуванні рухомої поперечини на ході вниз в залежності від зусилля гідравлічного преса

На рисунку 6.9 показані криві для визначення часу закриття t_3 (а) зливно-го клапана зворотних циліндрів, шляху S_n (б) і прискорення J_n (в) при гальмуванні рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою для гідравлічних пресів з НАП різних зусиль.

Дане гальмування здійснюють закриттям зливного клапана зворотних циліндрів при наступних основних умовах:

- зливний клапан зворотних циліндрів закривали повністю;
- закриття клапана здійснювали за час закриття t_3 відповідно до показань кривої (див. рис. 6.9, а);
- зливний клапан мав лінійну конструктивну характеристику;
- коефіцієнт якості гідравлічної системи прийняли рівним 0,7;
- після закриття клапана допускається наявність залишкової швидкості;
- шлях гальмування S_n рухомої поперечини на ході вниз відповідає значенням кривої (рис. 6.9, б);
- максимальне прискорення J_n в момент закриття зливного клапана зворотних циліндрів не перевищує припустиме у випадку всіх пресів, що свідчить про відсутність гідравлічного удару при гальмуванні рухомої поперечини преса перед зіткненням з поковкою.

Таким чином, при конструюванні гідравлічних пресів з НАП відповідно до нового розробленого компонування (див. рис. 6.7) системи керування та дотриманні розробленої методики забезпечується:

- швидкий розгін рухомої поперечини на ході наближення з ефективним заповненням робочих циліндрів рідиною низького тиску з НЗБ;
- швидке та безударне гальмування рухомої поперечини на ході наближення перед зіткненням з поковкою.

6.4 Розрахунок і проектування корпусу робочого циліндра

Робочі циліндри є найбільш відповідальними деталями в конструкції гідравлічних пресів з НАП [252]. Зовні циліндри сполучаються з елементами станини преса, а зсередини піддаються впливу робочих рідин високого тиску (32 МПа і більше), що викликає їх утомний та кавітаційне зношення. При цьому, як показує досвід промислової експлуатації, перший тип зношення є переважаючим [263]. Найбільш частою причиною руйнування від утомленості, виключаючи металургійні дефекти й технологічні похибки, є недосконале конструкторське опрацювання найбільш небезпечних перерізів і концентраторів напружень конструкцій корпусів робочих циліндрів [264].

У загальному випадку робочі циліндри гідравлічних пресів виконують плунжерного типу з використанням сталевих поковок в якості заготовок для корпусів, які можуть бути суцільнокованими або звареними та умовно складаються з трьох основних частин – циліндричної, фланцевої та донної.

Конструктивне виконання та параметри корпусів робочих циліндрів залежать від таких основних факторів:

- технологічного призначення гідравлічного преса;
- максимального технологічного зусилля, яке необхідно розвивати на плунжері робочого циліндра;
- типу й номінального тиску робочої рідини;
- механічних властивостей матеріалу корпусу та ін.

Для схеми нового компонування системи керування, показаної на рисунці 6.7, характерним є вбудовування НЗК вертикальної конструкції в донну частину робочого циліндра з виконанням в ній отвору для підведення рідини високого тиску. У зв'язку з цим особливий інтерес представляє дослідження напружено-деформованого стану (НДС) донної частини робочого циліндра, в якій є такі концентратори напружень (рис. 6.10, а):

- широка центральна проточка 1 під вбудований НЗК;

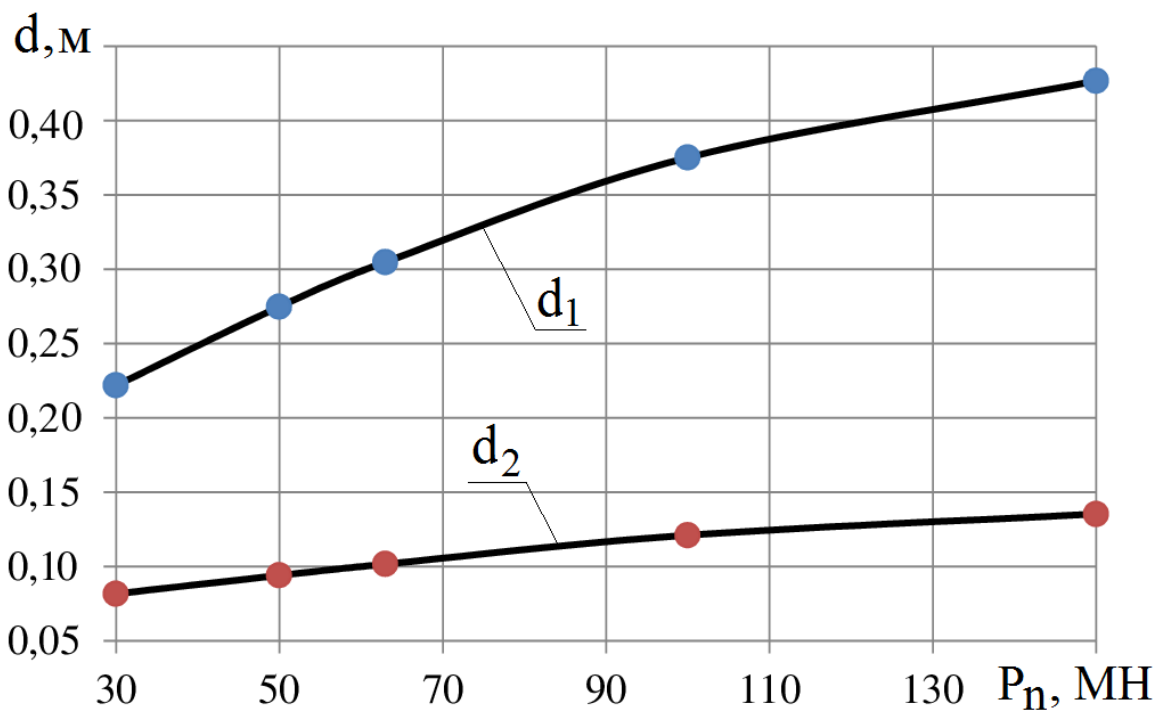
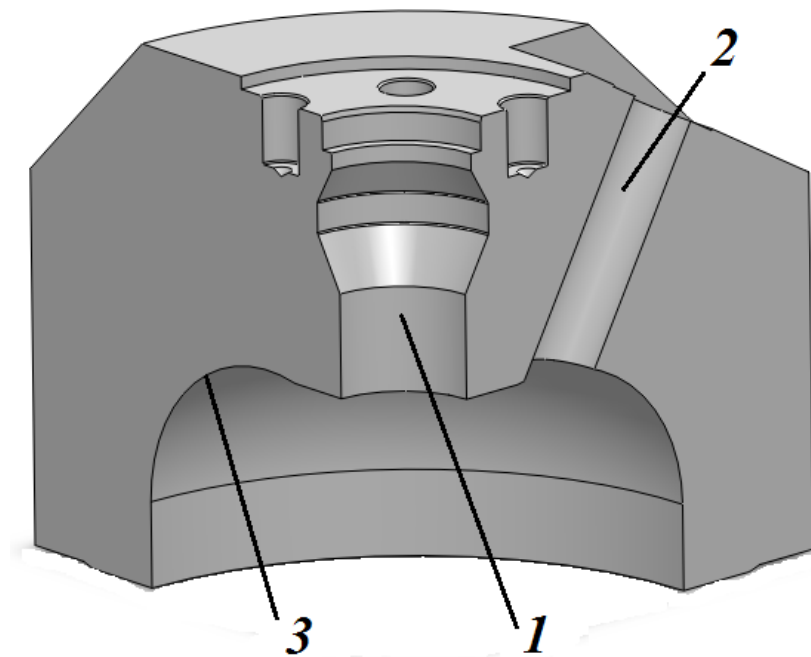


Рисунок 6.10 – Донна частина робочого циліндра (а) і криві (б) для визначення найбільшого діаметру d_1 центральної проточки 1 та діаметру d_2 отвору 2 в залежності від зусилля гідравлічного преса

- отвір 2 для підведення рідини високого тиску від акумулятора, прохідний переріз якого визначається параметрами гідролінії «регулювальний клапан – робочий циліндр»;

- галтель 3, що сполучає циліндричну й донну частини циліндра, її форма та розміри підбираються за умови створення мінімальної концентрації напружень при силовому навантаженні та відсутності заклинювання плунжера в крайньому верхньому положенні (при упорі плунжера в дно циліндра).

Попередньо визначають параметри циліндричної та фланцевої частин корпусу циліндра за відомими методиками, викладеним в спеціалізованій літературі [87 – 90, 252]. У даній роботі особливу увагу буде приділено донній частині з вбудованим НЗК, так як традиційні рекомендації з її проектування та розрахунку незастосовні для нової конструкції (див. рис. 6.10, а).

На рисунку 6.10 (б) наведені криві для визначення найбільшого діаметру d_1 проточки 1 і діаметру d_2 отвору 2 донної частини циліндра в залежності від зусилля преса. Дані криві отримані розрахунковим шляхом відповідно до раніше наведеної методикою розрахунку прохідних перерізів труб і НЗК з поправкою на специфіку конструкції донної частини (див. рис. 6.10, а) для гідравлічних пресів ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН.

Донні частини робочих циліндрів гідравлічних пресів зазначеного діапазону зусиль піддавали дослідженню скінчено-елементним методом. Розглянемо принципові особливості НДС донної частини робочого циліндра на прикладі кувалального гідравлічного преса зусиллям 50 МН (див. рис. 2.1, б).

НДС оцінюється за допомогою програмного продукту Simulation Xpress для Solid Works – 2012. При цьому розглядається симетричне навантаження внутрішньої поверхні донної частини циліндра максимальним тиском 32 МПа.

Параметри конструкції, що навантажується (див. рис. 6.10, а), такі:

- тип конструкції робочого циліндра – зваренокована;
- матеріал – сталь 25ГС, межа плинності – 280 МПа;
- внутрішній діаметр $d_{вн}$ циліндричної частини – 840 мм;
- товщина стінки $t_{ст}$ циліндричної частини циліндра – 195 мм;

- товщина днища $h_{дн}$ – 340 мм;
- найбільший діаметр d_1 центральної проточки 1 – 270 мм;
- діаметр d_2 отвору для підведення рідини високого тиску – 95 мм.

З огляду на симетрію конструкції донної частини та навантаження, що прикладаються, розглядалася тільки та чверть конструкції, яка містить всі розглянуті раніше концентратори напружень. При цьому переміщення донної частини обмежене в вертикальному напрямку на ділянках її контакту з циліндричною частиною робочого циліндра (тобто по нижньому краю).

Розрахункові схеми навантаження та результати оцінки НДС ілюструються рисунками 6.11 і 6.12, для яких введені такі позначення:

- а) – скінчено-елементна сітка зі схемою навантаження;
- б) – результуючі значення напружень;
- в) – результуючі значення переміщень;
- г) – результуючі значення деформацій.

При цьому для конструкції (див. рис. 6.11) характерним є виконання галтелі з радіусом заокруглення 200 мм і заглибленням у донну частину на 5 мм, а для конструкції (див. рис. 6.12) – заглиблення галтелі радіусом 140 мм в донну частину на 80 мм. Зазначені виконання донних частин продиктовані конструктивними особливостями робочого циліндру й загальними рекомендаціями зі сполучення циліндричної та донної частин [87 – 90], а саме:

- радіус заокруглення (див. рис. 6.11) приймався, виходячи з досвіду проектування гідравлічних циліндрів високого тиску, не менше $0,2d_{вн}$;
- профіль заглибленої галтелі (див. рис. 6.12) в донній частини визначався рекомендаціями щодо підвищення довговічності робочих циліндрів гідравлічних пресів вертикальної конструкції з одним центральним отвором для підведення рідини високого тиску.

Зазначені рекомендації були проаналізовані та узагальнені в роботі [265] автора поданої дисертації і в повному обсязі не наводяться.

При аналізі НДС необхідно зазначити наступне.

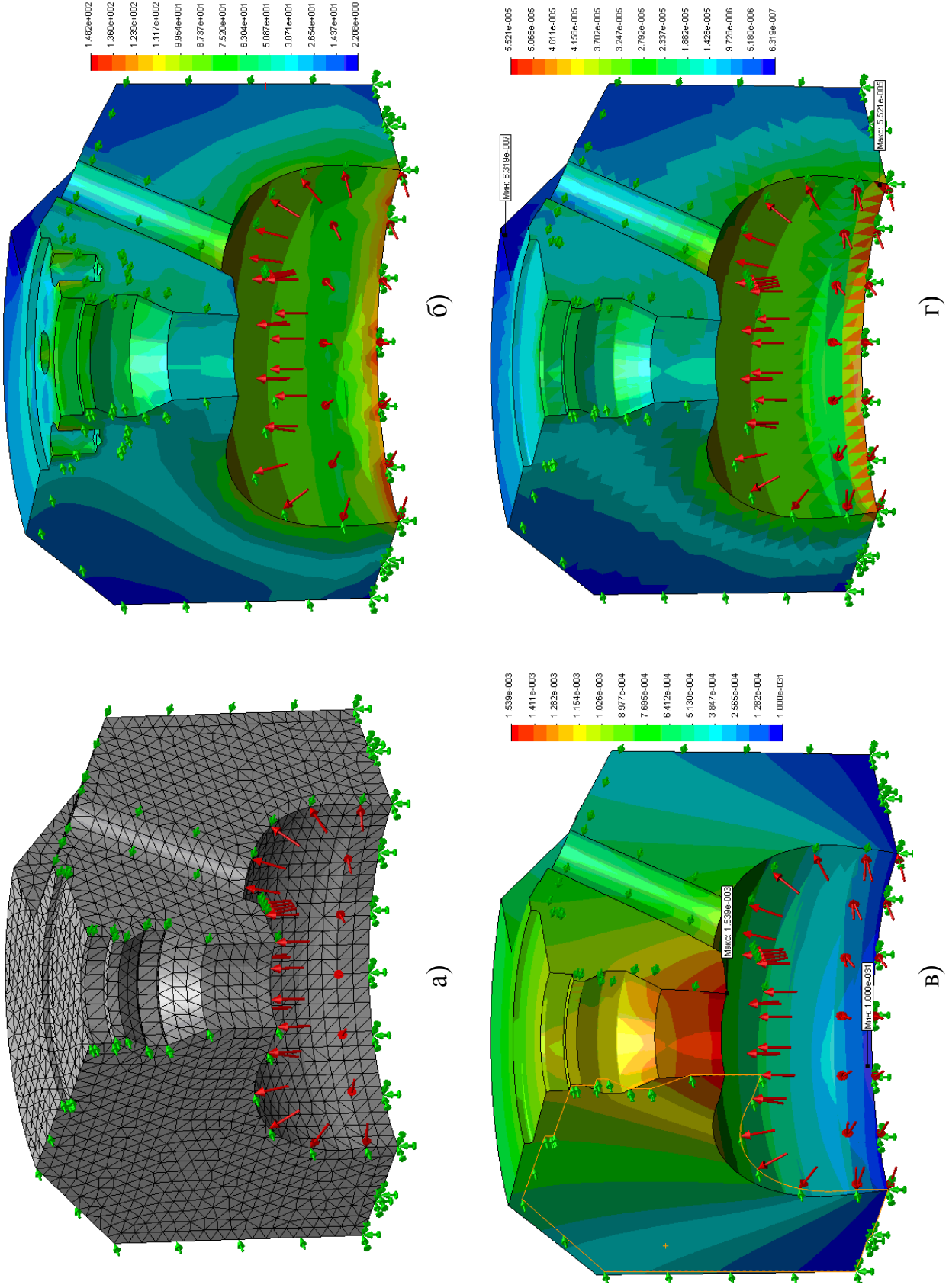


Рисунок 6.11 – Результати аналізу НДС днища робочого циліндра

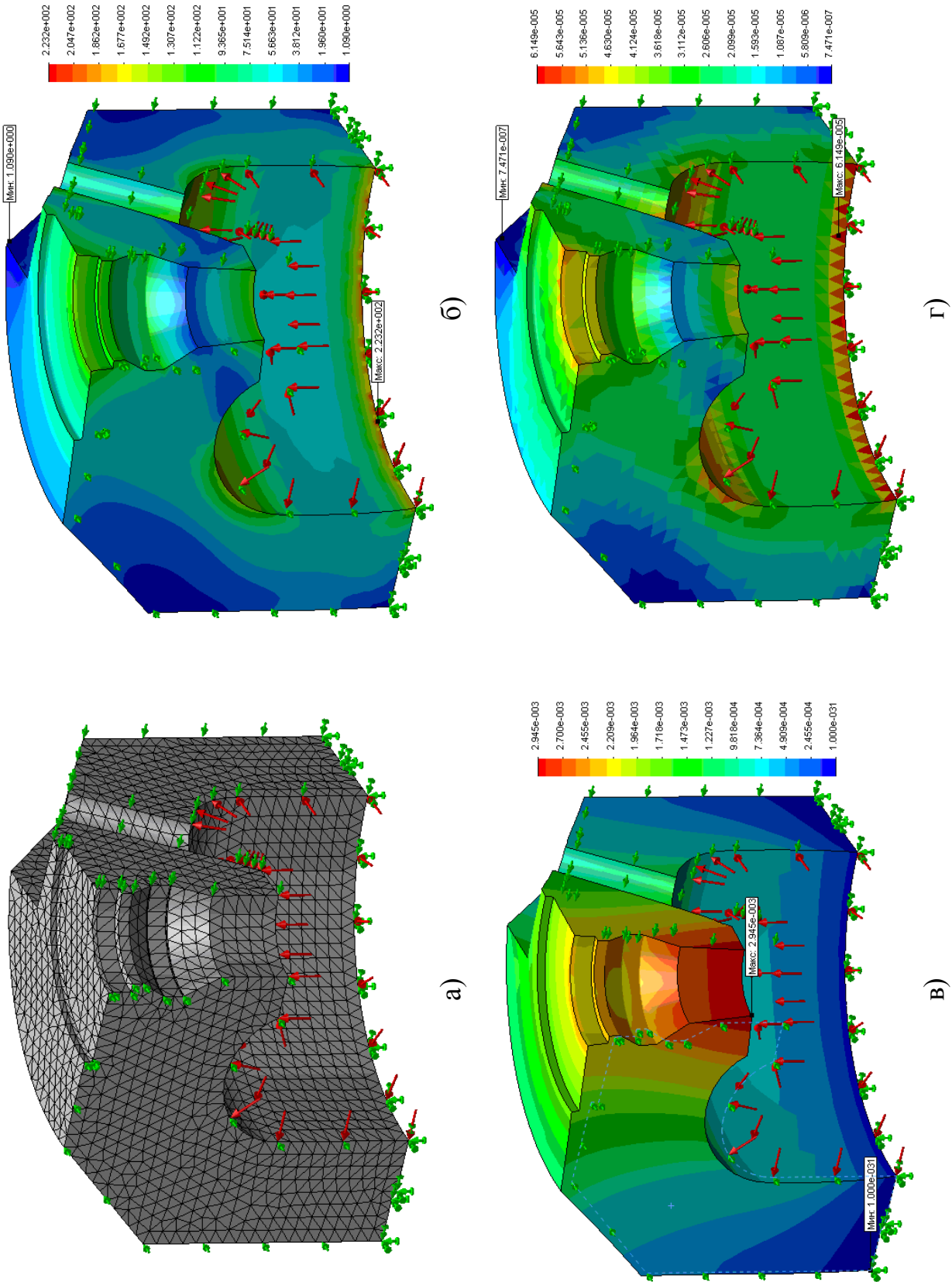


Рисунок 6.12 – Результати аналізу НДС дна робочого циліндра з заглибленою галтеллю

Значеннями параметрів, що розглядаються, по нижньому краю донної частини нехтуємо, тому що поверхня її контакту з циліндричною частиною робочого циліндра приймається нерухомою (див. рис. 6.11 – 6.12, а). При подальшому аналізі ці значення не будуть враховані.

1) Аналіз виникаючих напружень (див. рис. 6.11 – 6.12, б).

На рисунку 6.11 (б) показані максимальні напруження, що виникають на внутрішній поверхні донної частини, які розподіляються практично рівномірно по всій циліндричній поверхні та галтелі, не викликаючи пікових значень. При цьому ці напруження плавно збільшуються від низу до верху та в зоні галтелі не перевищують припустимого значення (для матеріалу циліндра), яке при максимальному значенні коефіцієнта запасу міцності, рівного 3, становить 95 МПа. Менш напруженими є центральна проточка й отвір для підведення рідини високого тиску. Причому для останнього отвору характерним є незначна концентрація напружень (до 100 МПа) поблизу галтелі та їх поступовий спад (до 50 МПа) в міру віддалення від неї. Найменш напруженою є зовнішня поверхня донної частини робочого циліндра. На рисунку 6.12 (б) загальний рівень виникаючих напружень в донній частини на 70 – 80 МПа вище, ніж в конструкції на рисунку 6.11 (б). При цьому на відміну від розглянутого раніше напруженого стану, заглиблена галтель є явним концентратором напружень, максимальне значення яких досягає 170 МПа і більше, особливо в області отвору для підведення рідини високого тиску. Це є неприпустимим і призводить до неминучого руйнування донної частини робочого циліндра.

2) Аналіз переміщень і деформацій (див. рис. 6.11 – 6.12, в, г).

До найбільших переміщень схильна центральна частина дна, яка вміщує проточку під НЗК. На рисунку 6.11 (в) максимальне значення переміщень становить близько 1,5 мм, а на рисунку 6.12 (в) – удвічі більше (3 мм). Причому має місце не тільки осьове (вертикальне) зміщення центральної частини, а й її розворот (вигин) від периферії внутрішньої поверхні до центру внаслідок виникнення додаткових радіальних сил в заглибленні галтелі. На рисунку 6.11 (в) радіальна складова незначна і нею можна знехтувати.

Рівень виникаючих деформацій (див. рис. 6.11 – 6.12, г) також відрізняється майже вдвічі. При цьому сконцентровані в зоні заглибленої галтелі деформації (див. рис. 6.12, г) перевищують рівень пружних і переходять в розряд пластичних, викликаючи появу тріщин від утомленості. Причому істотні деформації виникають не тільки на внутрішній поверхні, але і в усьому об'ємі донної частини робочого циліндру. На рисунку 6.11 (г) деформації розподіляються рівномірно по внутрішній поверхні без утворення зон яскраво вираженої концентрації та мають незначні величини в об'ємі металу.

Подібні дослідження НДС донної частини здійснювали при різних значеннях радіусу заокруглення (див. рис. 6.11) в діапазоні $(0,05...0,35)d_{\text{вн}}$ і різних профілів заглибленої галтелі (див. рис. 6.12) для гідравлічних пресів прийнятого ряду зусиль. За результатами проведеного аналізу НДС донної частини робочих циліндрів встановлено наступне:

- виконання радіусу заокруглення галтелі величиною менш $0,2d_{\text{вн}}$ призводить до появи в ній яскраво виражених зон концентрації напружень;
- заглиблення галтелі в донну частину більш ніж на $0,4t_{\text{см}}$ призводить до виникнення додаткових радіальних сил, що викликають появу пластичних деформацій і підсилюють розвиток тріщин від утомленості.

Отримані результати досліджень дозволяють розробити методику проектування донної частини робочого циліндра з вбудованим НЗК для гідравлічних пресів з НАП відповідно до компонування (див. рис. 6.7) системи керування, що забезпечує прискорене заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

Користуючись відомими методиками, викладеними в спеціалізованій літературі [87 – 90, 252], виразимо й запишемо формули для визначення $t_{\text{см}}$ і $h_{\text{дн}}$

$$t_{\text{см}} = 0,5d_{\text{н}} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3}p_a}} - 1 \right); \quad (6.17)$$

$$h_{\text{дн}} = 0,188 \frac{p_a}{\varphi} \frac{d_{\text{вн}}^2}{[\sigma]}, \quad (6.18)$$

де d_n , $d_{вн}$ – зовнішній і внутрішній діаметри циліндричної частини робочого циліндра відповідно, м;

$[\sigma]$ – припустиме напруження матеріалу циліндра, МПа.

φ – коефіцієнт послаблення днища робочого циліндра.

Формули (6.17) і (6.18) дозволяють визначити мінімальні значення величин $t_{ст}$ і $h_{дн}$. Однак на практиці ці значення можуть бути збільшені в залежності від конструктивного виконання робочого циліндра з урахуванням параметрів системи керування у відповідності з даними рисунка 6.10 (б).

Припустиме напруження $[\sigma]$ визначається, як відношення межі плинності матеріалу циліндра до коефіцієнту запасу міцності, який зазвичай приймається для розглянутих циліндрів 2,3...3,0 як судів, що знаходяться під високим тиском рідини в умовах циклічного навантаження.

Для робочих циліндрів класичної конструкції, тобто з одним центральним отвором для підведення рідини високого тиску, коефіцієнт φ приймають рівним 0,75...0,8. Для циліндра з донною частиною, як на рисунку 6.10 (а), коефіцієнт φ необхідно розраховувати, виходячи з особливостей конструкції робочого циліндра конкретного гідравлічного преса. Визначати коефіцієнт φ традиційним способом в залежності від величини сумарної площі проекції отворів на площину, перпендикулярну осі робочого циліндра, в разі нової конструкції донної частини некоректно.

Проведені дослідження НДС (див. рис. 6.11 – 6.12) показали розподіл напружень в об'ємі донної частини, що виникають при подачі в робочий циліндр рідини високого тиску. У зв'язку з цим коефіцієнт φ необхідно визначати як співвідношення наступних об'ємів донної частини:

- $W_{дн1}$ – з центральною проточкою 1 і отвором 2 для підведення рідини високого тиску (див. рис. 6.10, а);
- $W_{дн2}$ – цільної донної частини без будь-яких проточок, каналів і ін.

Таким чином, коефіцієнт φ становитиме

$$\varphi = \frac{W_{\partial H1}}{W_{\partial H2}}. \quad (6.19)$$

Для гідравлічних пресів ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН, що вміщують робочі циліндри з донною частиною, показаною на рисунку 6.10 (а), були розраховані значення коефіцієнта φ .

На рисунку 6.13 (а) приведена крива для визначення значення коефіцієнта φ в залежності від зусилля гідравлічного преса.

Тут же, на рисунку 6.13 (б), за результатами дослідження НДС донної частини (див. рис. 6.10, а) побудована крива співвідношення $h_{\partial H}/t_{cm}$.

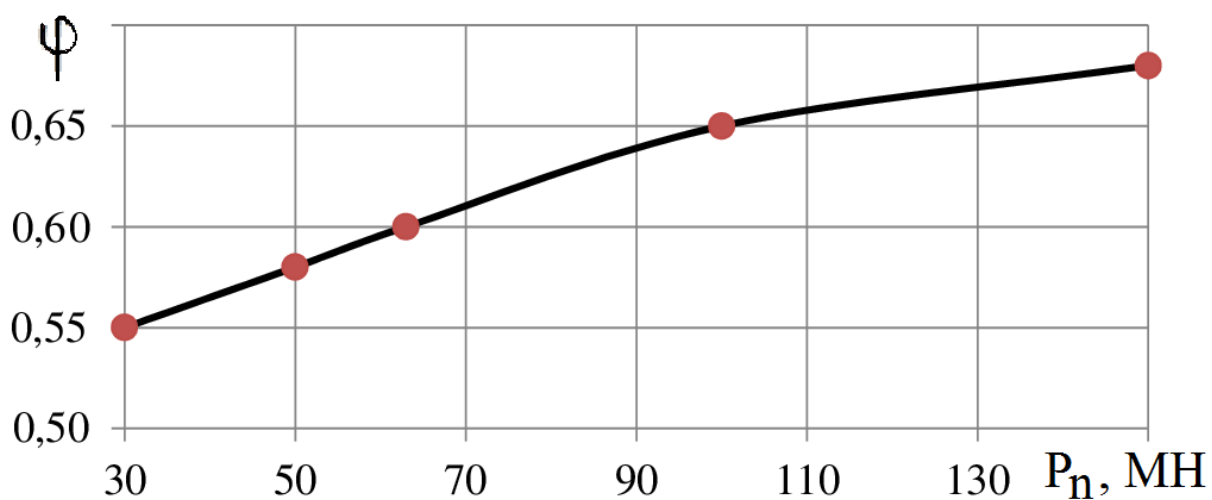
Криві (див. рис. 6.13) дозволяють проектувати корпуси робочих циліндрів з використанням формул (6.17) і (6.18), гарантуючи раціональне співвідношення відповідних конструктивних параметрів донної частини з урахуванням проточки під НЗК і отвору для підведення рідини високого тиску, а також необхідний запас міцності при заданих умовах експлуатації.

6.5 Метод раціонального проектування систем зворотних і врівноважуючих циліндрів

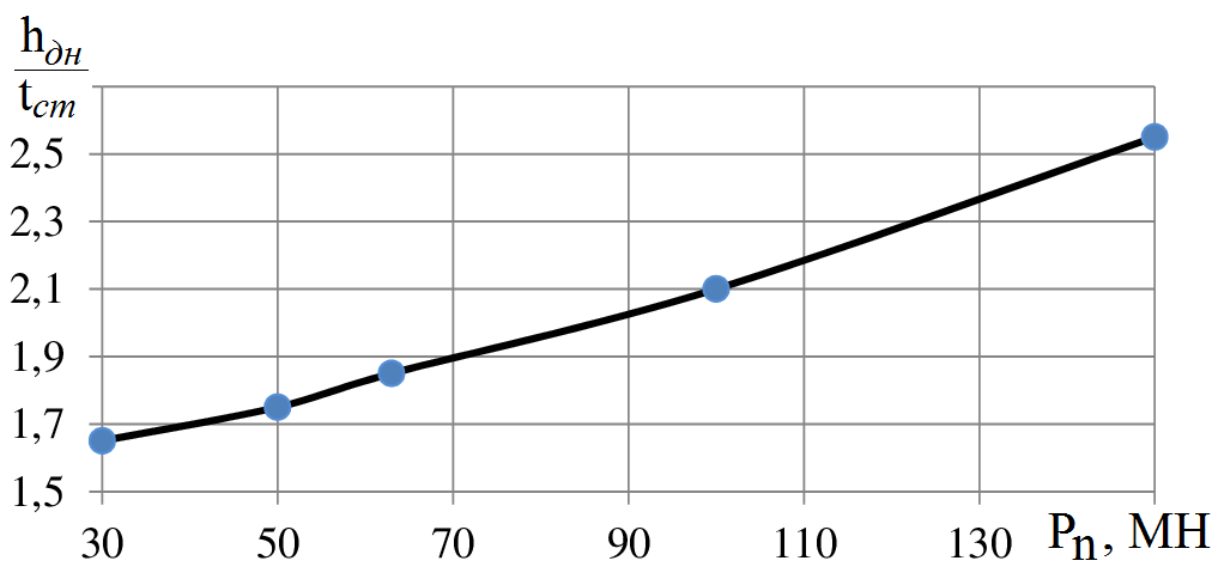
Як показує виробничий та експлуатаційний досвід [266], найбільш раціональним при проектуванні зворотних і врівноважувальних циліндрів є визначення їх активних площ в наступному частковому співвідношенні щодо загальної активної площі робочих циліндрів:

- 10% її припадає на зворотні циліндри;
- 8% складають врівноважувальні циліндри.

При такому процентному співвідношенні площ зворотні та врівноважувальні циліндри задовільно виконують свої функції в системі керування гідравлічним пресом, не створюючи зайвого опору в періоди ходу наближення та безпосередньої пластичної обробки поковки.



a)



б)

Рисунок 6.13 – Криві для визначення значень коефіцієнта φ і співвідношення $h_{дн}/t_{см}$ в залежності від зусилля гідравлічного преса

У розділі 3 поданої роботи зазначається важлива роль системи зворотних і врівноважувальних циліндрів для забезпечення необхідних швидкісних режимів здійснення ходу наближення рухомої поперечини та якісного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, а в розділах 4 і 5 – для швидкого підйому рухомих частин преса у верхнє положення після виконання робочого ходу. У зв'язку з цим особливого значення набуває розробка методики раціонального проектування систем зворотних і врівноважувальних циліндрів.

На рисунку 6.14 наведено схему системи гідроліній зворотних і врівноважувальних циліндрів гідравлічного преса [267], де введені такі позначення: 1 – гідролінія «акумулятор – клапанний розподільник зворотних циліндрів»; 2 – гідролінія «клапанний розподільник зворотних циліндрів – зворотні циліндри»; 3 – гідролінія «клапанний розподільник зворотних циліндрів – зливний бак»; 4 – гідролінія «акумулятор – врівноважувальні циліндри» 5 – циліндр зворотний; 6 – циліндр врівноважувальний; 7 – клапан напірний; 8 – клапан зливний.

Важливо при конструюванні системи гідроліній зворотних і врівноважувальних циліндрів (див. рис. 6.14) дотримуватися наступних основних рекомендацій, які є результатом досліджень, проведених в попередніх розділах цієї роботи:

- клапанний розподільник зворотних циліндрів слід виділяти в окремий корпус і розміщувати в безпосередній близькості до пресу рівновіддалено від входів у зворотні циліндри 5, що дозволить уникнути перекосів рухомої поперечини (особливо важливо для великих пресів);
- клапани 7 і 8 необхідно постачати засобами керування й контролю, взаємопов'язаними за допомогою електроніки як між собою, так і з іншими елементами системи керування пресом в межах загальної АСК – датчиками тиску робочих циліндрів, датчиками швидкості рухомої поперечини та ін.;
- підведення високого тиску від НАС до зворотних 5 і врівноважувальних 6 циліндрів повинне здійснюватися окремою магістраллю з роздвоєнням на гідролінії 1 і 4, як це показано на рисунку 6.14;

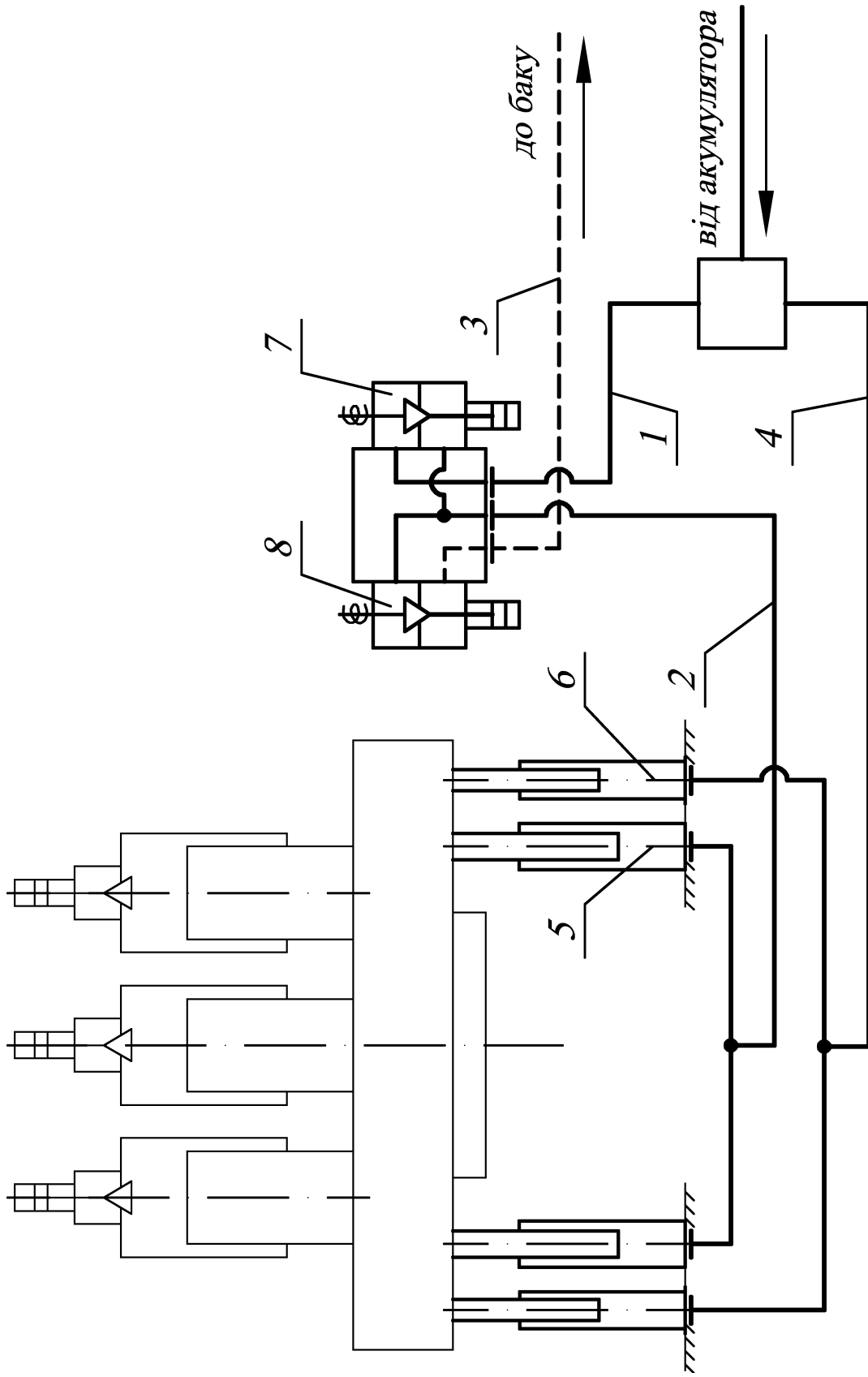


Рисунок 6.14 – Схема системи гідроліній зворотних і врівноважувальних циліндрів гідравлічного преса

- роздвоєння гідролінії 4 має виконуватися максимально близько до пресу і рівновіддалено від входів у врівноважувальні циліндри 6, щоб уникнути перекосів рухомої поперечини на різних етапах машинного циклу.

Рациональне проектування системи зворотних і врівноважувальних циліндрів гідравлічних пресів з НАП передбачає диференціацію гідроліній, які входять до її складу, так як кожна з них відповідає за досягнення необхідних параметрів переміщення рухомої поперечини на окремих етапах машинного циклу преса [268], а саме гідролінії (див. рис. 6.14):

- 1 і 2 визначають швидкісний режим при підйомі рухомої поперечини в верхнє положення на зворотному ході;
- 3 відповідає за злив рідини в НЗБ на ходах наближення та зворотних, а також за якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення, створюючи певний гідравлічний опір;
- 4 забезпечує врівноважувальні циліндри рідиною високого тиску від акумулятора, підтримуючи в них постійний високий тиск, достатній для покращення загальної динаміки роботи преса та не створює надмірний опір переміщенню рухомої поперечини на ході наближення.

Проектування системи гідроліній зворотних і врівноважувальних циліндрів (див. рис. 6.14) починають з визначення наступних параметрів [269]:

- активної площі зворотних F_e і врівноважувальних $F_{ур}$ циліндрів;
- максимальної швидкості переміщення рухомої поперечини в межах ходів наближення $V_{n_max_xn}$ і зворотного $V_{n_max_vx}$;
- максимальної швидкості робочої рідини високого тиску $[V]_{жвд}$ в напірному клапані 7 розподільника зворотних циліндрів;
- максимальної швидкості робочої рідини низького тиску $[V]_{жнд}$ в зливному клапані 8 розподільника зворотних циліндрів.

При модернізації діючого обладнання використовують паспортні дані гідравлічних пресів з НАП, враховуючи при цьому інформацію з креслень цехових розведень трубопроводів [235].

Площі прохідних перерізів гідроліній 1 – 4 (див. рис. 6.14) розраховують за нижче наведеними формулами:

- для гідроліній 1 і 2

$$f_{1-2} = F_v \frac{V_{n_max_vx}}{[V]_{жсвд}}; \quad (6.20)$$

- для гідролінії 3

$$f_3 = F_v \frac{V_{n_max_xp}}{[V]_{жснд}}; \quad (6.21)$$

- для гідролінії 4

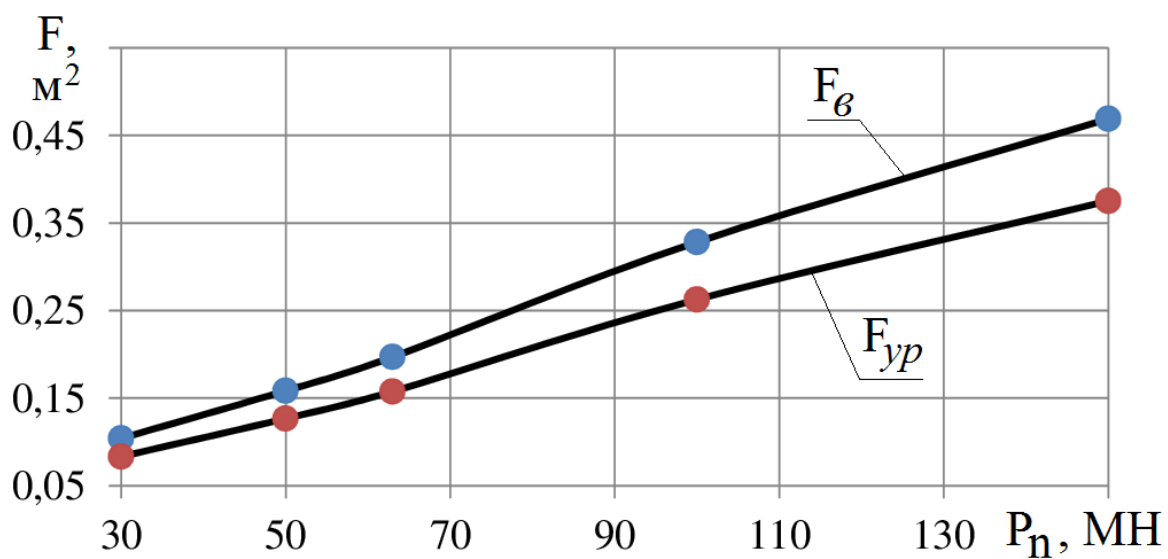
$$f_4 = F_{ур} \frac{V_{n_max_xp}}{[V]_{жсвд}}. \quad (6.22).$$

Слід зазначити, що при розрахунку площі прохідного перерізу гідролінії 4 для забезпечення мінімального опору з боку врівноважувальних циліндрів на ході наближення рухомої поперечини до поковки в формулу (6.22) введені максимальна швидкість на ході наближення $V_{n_max_xp}$ і максимальна швидкість робочої рідини високого тиску $[V]_{жсвд}$.

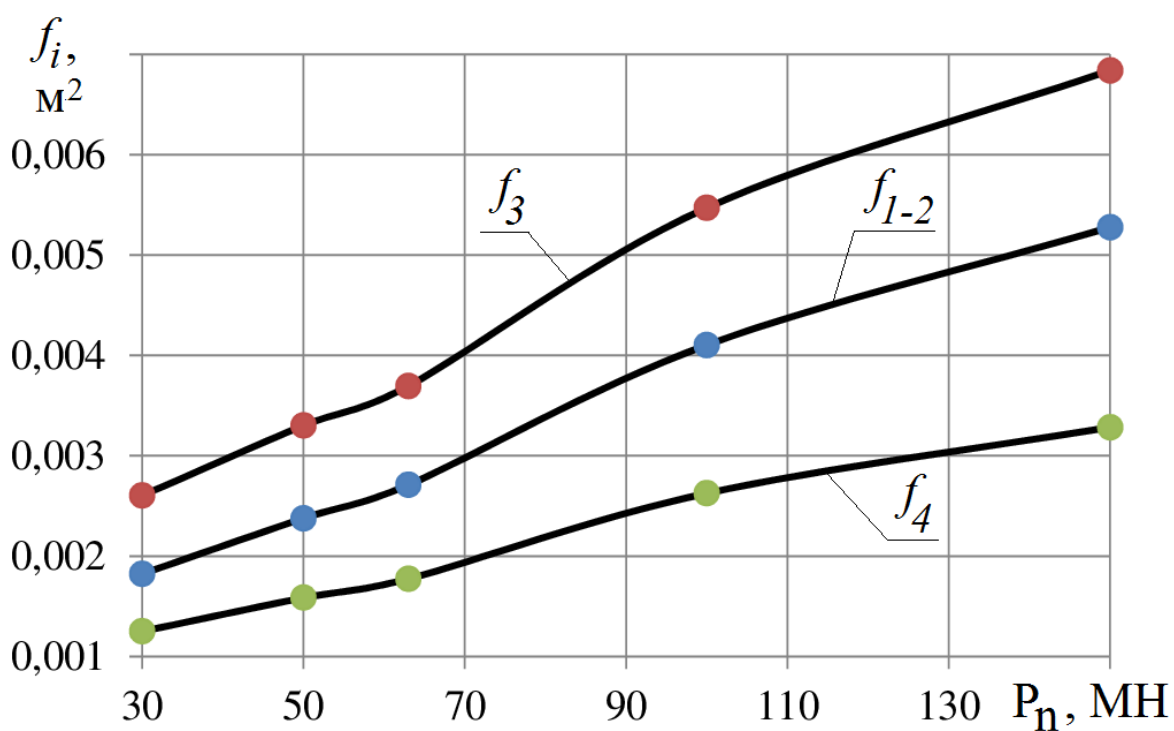
Значення $[V]_{жсвд}$ при розрахунку f_i приймають з діапазону 18...20 м/с, який рекомендується з точки зору кавітаційної стійкості елементів регулювальних клапанів і з урахуванням значення тиску в акумуляторі. Значення $[V]_{жснд}$ приймають з діапазону 10...15 м/с, з огляду на середнє значення тиску в НЗБ і статичний тиск у зворотних циліндрах [163].

На рисунку 6.15 представлені розрахункові криві для визначення активних площ зворотних і врівноважувальних циліндрів (див. рис. 6.15, а), а також площ прохідних перерізів f_i гідроліній 1 – 4 (див. рис. 6.15, б) в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП.

Криві (див. рис. 6.15) побудовані на базі аналізу експериментальних даних і математичного моделювання ходів наближення та зворотного гідравлічних пресів (див. розділи 3 і 5) ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН.



a)



б)

Рисунок 6.15 – Криві для визначення активних площ зворотних і врівноважувальних циліндрів (а) і площ прохідних перерізів f_i гідроліній 1 – 4 (б) в залежності від зусилля гідравлічного преса

Значення максимальних швидкостей переміщення рухомої поперечини в межах ходів наближення $V_{n_max_xn}$ і зворотного $V_{n_max_zx}$ визначали теоретико-експериментальним шляхом (див. розділи 3 і 5).

Криві (див. рис. 6.15) дозволяють проектувати системи гідроліній зворотних і врівноважувальних циліндрів з використанням формул (6.20) – (6.22), гарантуючи досягнення заданих швидкісних режимів переміщення рухомої поперечини на різних етапах машинного циклу преса. Одночасно не створюється надмірний опір переміщенню рухомих частин на ході наближення, чим забезпечується необхідна якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску при покращенні загальної динаміки роботи преса.

6.6 Розрахунок необхідних швидкісних параметрів і забезпечення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП на робочому ході

6.6.1 Баланс тисків в НАП на робочому ході

В насосно-акумуляторному приводі між насосною станцією та робочим циліндром вміщується накопичувач рідини високого тиску – акумулятор, який накопичує енергію під час пауз в роботі преса й в періоди знижених витрат та віддає в моменти, коли споживання рідини пресом перевершує подачу насосів. Він дозволяє постачити прес в будь-який момент робочого ходу необхідною витратою рідини високого тиску й забезпечує виконання великих обтиснень поковки з високою швидкістю при встановленій потужності насосів в 2–3 рази нижче в порівнянні з прямим насосним приводом. Особливо ефективним є застосування НАП в гідравлічних пресах, де час робочого ходу набагато менший за час машинного циклу [87 – 90].

Розглянемо особливості розрахунку основних параметрів НАП для забезпечення необхідних швидкісних параметрів та ефективності роботи гідравлічних пресів на робочому ході під час деформування заготовок.

Експериментальні діаграми, досліджені в розділі 4 поданої роботи, показують, що рівень тисків, вимірюваних в процесі робочого ходу на різних ділянках магістралі «акумулятор – прес», істотно розрізняється. При цьому тиск p_p в робочому циліндрі завжди менший за тиск p_a на вході в систему керування, тобто відразу ж після клапана-автомата. Очевидно, що різниця тисків між акумулятором і робочим циліндром ($\Delta p = p_a - p_p$) буде визначати швидкісні параметри та ефективність роботи преса в процесі деформування заготовки.

Проаналізуємо баланс тисків в НАП. З цією метою розглянемо схему розподілу тисків в магістралі «акумулятор – прес», представлену на рисунку 6.16, де показані три випадки здійснення робочого ходу [251]:

1) Бойки верхній і нижній зімкнуті. Швидкість поперечини дорівнює нулю. Впускний клапан робочих циліндрів відкритий.

2) Поперечина преса обтискує поковку (безпосередньо робочий хід).

3) Поперечина рухається вниз при повністю відкритому впускному клапані. Поковка відсутня.

У першому випадку тиск в робочому циліндрі p_p дорівнює тиску в акумуляторі p_a , швидкість рухомої поперечини V_{n1} дорівнює нулю, гідравлічні втрати Δp_{zn1} в системі відсутні, опір поковки R_{n1} дорівнює зусиллю преса P_n .

У третьому випадку поперечина рухається вниз з максимальною швидкістю ($V_{n3} = V_{\max}$) при відсутності поковки ($R_{n3} = 0$) і при повністю відкритому впускному клапані. При цьому тиск p_p в робочому циліндрі становить всього 2 МПа, необхідні для подолання механічного тертя (Δp_{mp}), а 30 МПа – гідравлічні втрати (Δp_{zn3}) в магістралі «акумулятор – прес». Таким чином, майже вся накопичена енергія акумулятора пішла на подолання гідравлічних опорів, тобто на нагрів робочої рідини й елементів гідравлічної системи преса.

У другому випадку, коли рухома поперечина здійснює робочий хід, частина енергії акумулятора йде на гідравлічні втрати (Δp_{zn2}), частина ($\Delta p_{нок}$) – на деформування поковки, і третя (Δp_{mp}) – на механічне тертя.

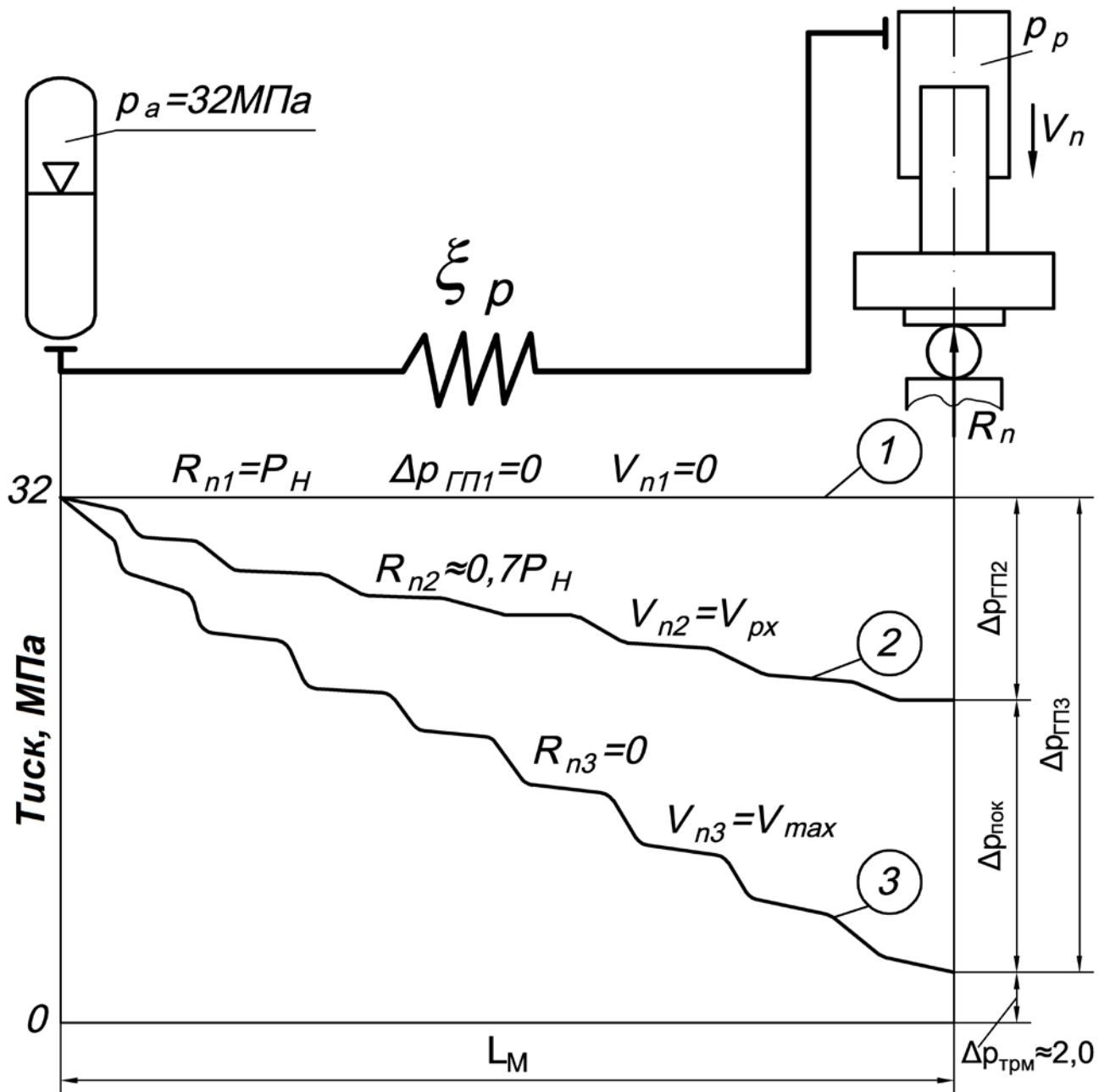


Рисунок 6.16 – Типова схема розподілу тисків в магістралі «аккумулятор – прес» гідравлічного преса з НАП

При цьому, чим менше опір поковки деформуванню (R_{n2}), тим більша частина тиску акумулятора йде на подолання гідравлічних опорів, але тим вище швидкість деформування ($V_{n2} = V_{px}$). При підвищеному опорі поковки деформуванню спостерігається протилежна картина. Таким чином, баланс тисків в НАП складається з наступних основних величин [270]

$$p_a = \Delta p_{zn} + \Delta p_{пок} + \Delta p_{mp}. \quad (6.23)$$

6.6.2 К. к. д. і коефіцієнт щільності потужності НАП

К. к. д. і коефіцієнт щільності потужності є важливими характеристиками приводу, що дають уявлення про раціональність його проектування та правильність вибору характеристик регулювальних пристроїв. При їх оцінюванні необхідно враховувати наступні принципові особливості НАП [251]:

1) Усталена швидкість рухомої поперечини гідравлічного преса залежить від різниці тисків між акумулятором і робочим циліндром.

2) На робочому ході прес споживає з акумулятора рідину постійного тиску, незалежно від величини опору поковки деформуванню.

3) Вся різниця тисків між акумулятором і робочим циліндром ($\Delta p = p_a - p_p$) витрачається на подолання гідравлічних опорів магістралі «акумулятор – прес».

4) Тиск, що розвивається в робочому циліндрі на робочому ході, завжди відповідає опору поковки деформуванню.

Розглянемо ефективність роботи приводу гідравлічного преса від НАС на прикладі гарячого об'ємного штампування та вільного кування. На рисунку 6.17 наведені графіки зусиль на робочому ході преса для обох операцій.

Рухома поперечина гідравлічного преса переміщується справа наліво та зупиняється або при змиканні половинок штампу (див. рис. 6.17, а), або при досягненні заданого розміру поковки (див. рис. 6.17, б).

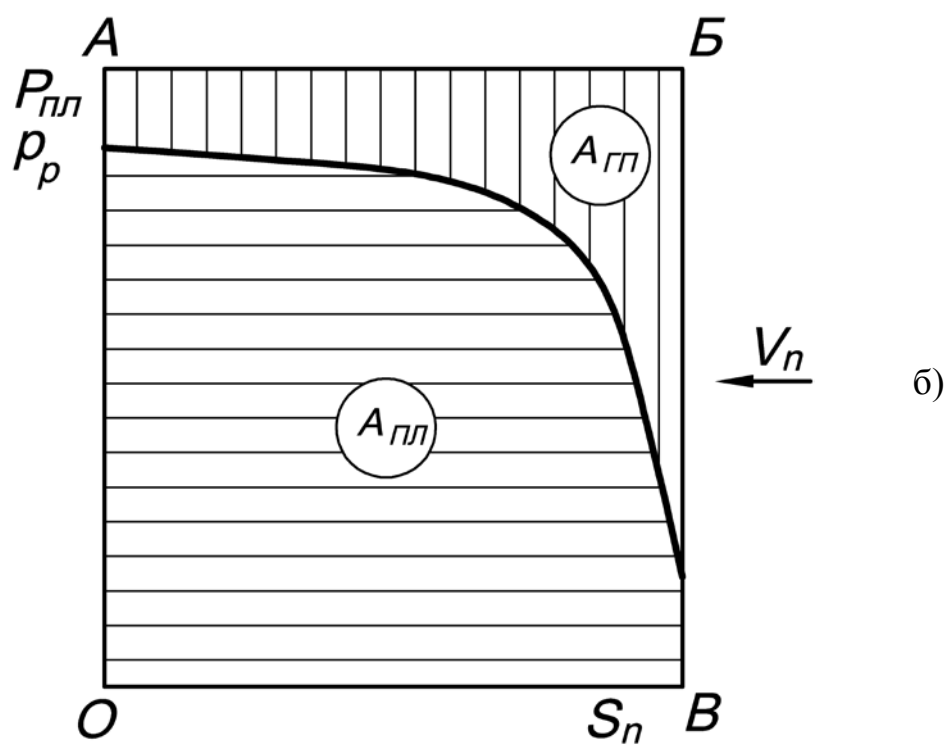
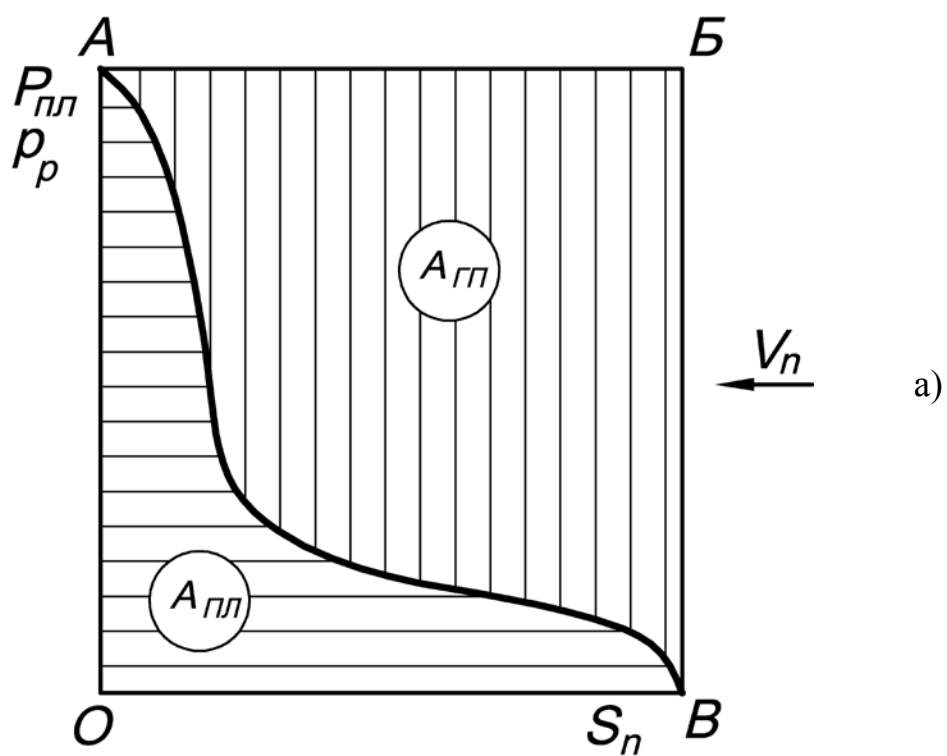


Рисунок 6.17 – Графіки зусиль на робочому ході для операцій гарячого об'ємного штампування (а) і вільного кування (б)

Під час цього руху рівень тиску в робочому циліндрі становить p_p , пропорційний зусиллю P_{nl} , що розвивається плунжером гідравлічного преса з насосно-акумуляторним приводом.

На кожному робочому ході з акумулятора забирається енергія стиснутої рідини, окреслена прямокутником ОАБВ. Вона складається з корисної роботи деформування A_{nl} і роботи A_{zn} , що пішла на подолання гідравлічних опорів. Втратами на механічне тертя нехтуємо.

З графіків видно, що при гарячому об'ємному штампуванні (див. рис. 6.17, а) гідравлічні втрати істотно перевищують корисну роботу преса. На графіку вільного кування (див. рис. 6.17, б) картина протилежна – корисна робота значно більше гідравлічних втрат.

Таким чином, можна зробити висновок, що гідравлічні преси з НАП не вигідно застосовувати для операцій з піковим навантаженням в кінці ходу. Вони більше підходять для операцій з невеликою зміною зусилля деформування по ходу плунжера (протягування, осадження, витягування, пресування та ін.). При цьому к. к. д. преса з НАП не є постійною величиною. У кожній точці робочого ходу він дорівнює відношенню тиску в робочому циліндрі преса до тиску в акумуляторі й по ходу деформування може істотно змінюватися (див. рис. 6.17)

$$\eta = \frac{P_p}{P_a}. \quad (6.24)$$

Середній к. к. д. гідравлічних пресів з НАП відносно невисокий, так як з акумулятора постійно забирається рідина максимального тиску, незалежно від величини опору поковки деформуванню [251]. Тому для підвищення к. к. д. в гідравлічних пресах середніх і великих зусиль застосовують три робочих циліндра, за допомогою яких отримують три ступені:

- осадження проводять на третьому ступені зусиль, тобто всіма трьома циліндрами;
- основне кування – протягування – на другому ступені, тобто двома (як правило бічними) циліндрами;

- шліхтування – обробну операцію – на першому ступені, тобто одним центральним циліндром.

Баланс тисків в системі визначає к. к. д. приводу – формули (6.23) і (6.24), а швидкісні характеристики пов'язані з коефіцієнтом щільності потужності наступною залежністю

$$K_Q = \frac{P_{nl} \cdot V_{px}}{M_{НАП}}, \quad (6.25)$$

де $M_{НАП}$ – маса компонентів гідросистеми на ділянці «акумулятор – робочий циліндр».

Для забезпечення високої ефективності НАП значення к. к. д. (6.24) і коефіцієнта щільності потужності (6.25) повинні бути збалансовані. Типова схема розподілу тисків в магістралі «акумулятор – прес» (див. рис. 6.16) показує, що чим більше сила опору поковки наближається до номінального зусилля преса, тим повільніше буде переміщатися рухома поперечина і тим нижче буде продуктивність кування. Тому необхідно знайти оптимальний перепад тиску між акумулятором і робочим циліндром, коли досить високі як к. к. д. процесу, так і коефіцієнт щільності потужності.

Знайдемо цей оптимальний перепад тисків, досліджуючи функцію потужності процесу на екстремум за методикою М. В. Сторожева, описаною в роботі [87] для встановлення оптимального використання гідравлічних пресів. Потужність на плунжері гідравлічного преса в період робочого ходу складає

$$N_{nl} = P_{nl} \cdot V_{px}. \quad (6.26)$$

Скористаємося формулою Вейсбаха (2.7) та виразимо швидкість V_{px}

$$V_{px} = \sqrt{\frac{P_a - P_p}{0,5 \cdot \rho \cdot \xi_p}}. \quad (6.27)$$

Замінімо в формулі (6.26) $P_{nl} = F_p \cdot p_p$ і V_{px} (6.27).

В результаті отримаємо

$$N_{nl} = F_p \cdot p_p \sqrt{\frac{P_a - P_p}{0,5 \cdot \rho \cdot \xi_p}}. \quad (6.28)$$

Позначимо $F_p \sqrt{\frac{1}{0,5 \cdot \rho \cdot \xi_p}} = \varphi$ – постійна величина. Тоді в остаточному вигляді отримаємо залежність

$$N_{nl} = \varphi \cdot p_p \sqrt{p_a - p_p}. \quad (6.29)$$

Дослідимо функцію (6.29) на екстремум

$$\frac{dN_{nl}}{dp_p} = \varphi \left[\frac{2(p_a - p_p) - p_p}{2\sqrt{p_a - p_p}} \right] = 0. \quad (6.30)$$

Знаменник отриманого дроби (6.30) не звертається до нескінченності, величина коефіцієнту φ не дорівнює нулю. Отже, до нуля необхідно прирівняти чисельник дроби, тобто $2(p_a - p_p) - p_p = 0$. Звідси

$$p_p = \frac{2}{3} p_a. \quad (6.31)$$

Таким чином, для оптимізації процесу деформування поковки необхідно, щоб тиск в робочому циліндрі преса не перевищував $2/3$ від тиску в акумуляторі. При такому співвідношенні встановлюється оптимальний баланс між значеннями к. к. д. (6.24) і коефіцієнта щільності потужності (6.25) приводу, а, значить, і між швидкісними параметрами системи керування та ефективністю роботи гідравлічних пресів з НАП на робочому ході.

6.6.3 Розробка ефективних систем керування робочим ходом

Основним недоліком досліджених в даній роботі гідравлічних пресів (див. рис. 2.1) є значна протяжність магістралей «акумулятор – робочий циліндр» в системах керування та наявність необґрунтовано великої кількості в них місцевих опорів. Внаслідок цього на всіх етапах машинного циклу відношення гідравлічного опору регульовального клапана до загального опору відповідної магістралі, зване коефіцієнтом якості гідросистеми α , фактично занижено. При цьому сильно спотворюються швидкісні характеристики регульовальних клапанів, наближаючись до релейних (див. рис. 1.10), погіршуються їх ре-

гулювальні властивості, розгін і гальмування рухомої поперечини преса супроводжуються гідроударними явищами різної інтенсивності. Це підтверджується експериментальними діаграмами та результатами математичного моделювання, проведеними в розділах 3 –5 поданої дисертації. З огляду на той факт, що НАП є єдиним типом приводу, здатним забезпечити великі зусилля й високі швидкості робочого ходу, оперативне й чутливе керування швидкістю та положенням рухомої поперечини [163], розробка систем керування гідравлічними пресами з високим коефіцієнтом якості α має важливе практичне значення.

К. к. д. і коефіцієнт щільності потужності, а також робочі характеристики НАП, можуть бути суттєво покращені шляхом удосконалення систем керування за такими основними напрямками [121].

1) Перегрупування НАС шляхом відмови від громіздких групових станцій та перехід на індивідуальний привод з максимально можливим наближенням гідробалонів акумуляторів до пресів, що дозволить:

- суттєво знизити гідравлічні втрати в магістралях за рахунок зменшення протяжності напірних гідроліній;
- знизити нагрів робочої рідини;
- скоротити маневровий об'єм акумулятора, а, отже, і витрати на виробництво рідини високого тиску;
- перейти на використання гідробалонів із розділенням середовищ, що запобігає насиченню робочої рідини повітрям;
- зменшити рівень кавітаційного зношення елементів гідросистеми;
- підвищити компактність приводу.

2) Усунення з напірних гідроліній зайвих місцевих гідравлічних опорів. Це дасть можливість:

- підвищити частку гідравлічного опору дросельного регулювального клапана в загальному опорі відповідної напірної гідролінії, досягаючи значення коефіцієнта α не нижче 0,5;

- усунути спотворення швидкісної характеристики регулювального клапана, максимально наближаючи її по формі до лінійної конструктивної характеристики, закладеної в конструкцію клапана при його проектуванні;

- знизити рівень гідроударів;
- підвищити точність зупинки рухомої поперечини гідравлічного преса на заданому розмірі заготовки;
- покращити чутливість преса до сигналів керування.

3) Раціональне проектування елементів НАП і розрахунок високоефективних режимів для різних етапів машинного циклу з використанням розроблених в поданій роботі математичних моделей.

Практична реалізація розглянутих заходів щодо вдосконалення систем керування гідравлічними пресами з НАП можлива на базі методики інженерного аналізу, що наводиться у поточному розділі.

На рисунку 6.18 наведено схему системи гідроліній робочих циліндрів гідравлічного преса, де введені позначення: 1 – гідролінія «акумулятор – клапанний розподільник»; 2 – гідролінія «напірний клапан I ступені – центральний циліндр»; 3 – гідролінія «напірний клапан II ступені – бічні циліндри»; 4 – напірний клапан I ступені; 5 – напірний клапан II ступені; 6 – циліндр робочий центральний; 7 – циліндр робочий бічний.

Важливо при конструюванні системи гідроліній робочих циліндрів (див. рис. 6.18) дотримуватися наступних основних рекомендацій [270]:

- клапанний розподільник робочих циліндрів слід виділяти в окремий корпус і розміщувати в безпосередній близькості до пресу;
- клапани 4 і 5 необхідно оснащати засобами керування й контролю, взаємопов'язаними за допомогою електроніки, як між собою, так і з іншими елементами системи керування пресом в межах загальної АСК;
- підведення рідини високого тиску від НАС до розподільника робочих циліндрів повинне здійснюватися окремою гідролінією¹, яку прокладено безпосередньо від клапана-автомата;

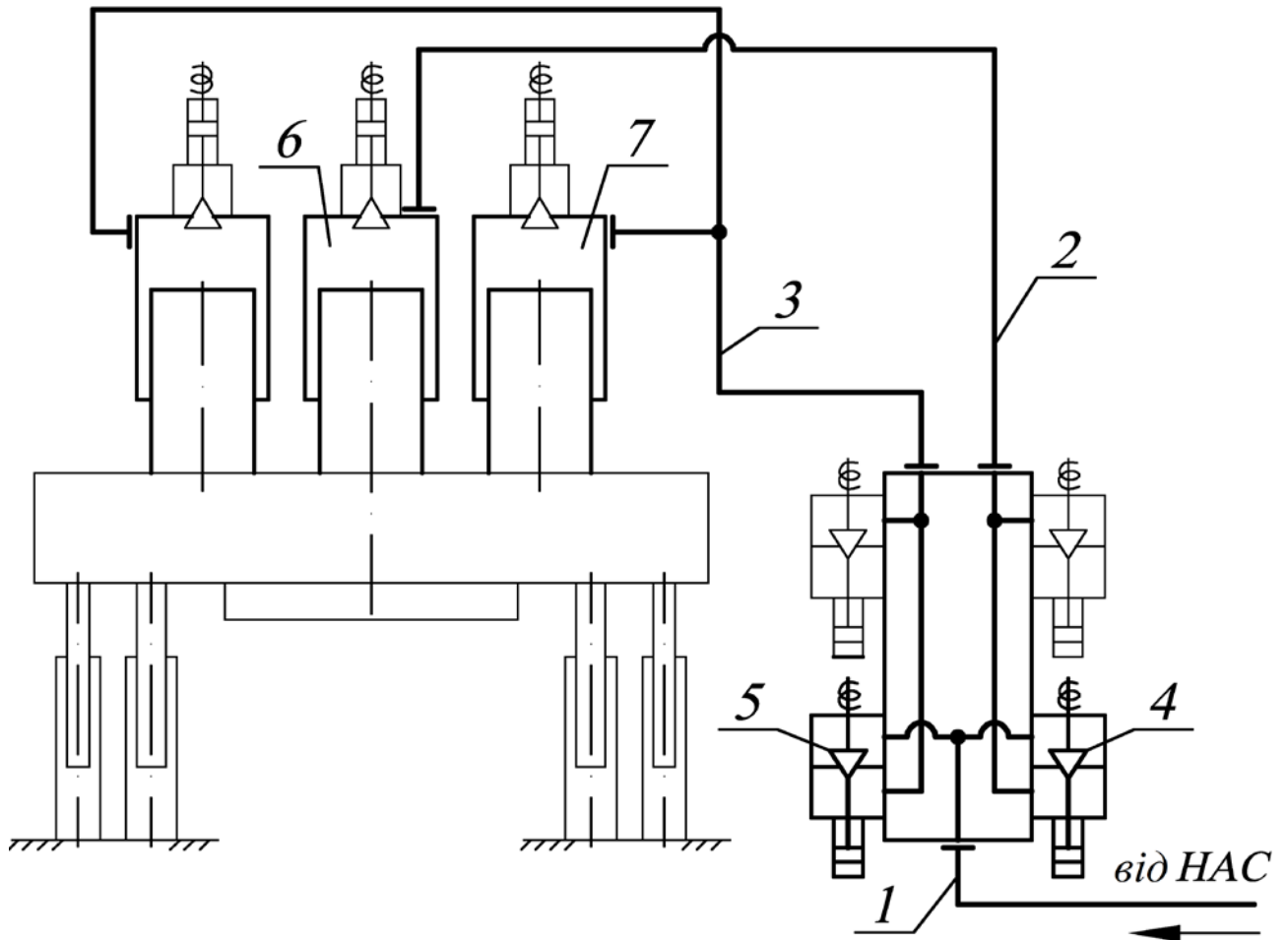


Рисунок 6.18 – Схема системи гідроліній робочих циліндрів гідравлічного преса з НАП

- роздвоєння гідролінії 3 повинно виконуватися максимально близько до робочих циліндрів і рівновіддалено від входів в бічні циліндри 6 щоб уникнути перекосів рухомої поперечини на робочому ході.

Раціональне проектування системи робочих циліндрів передбачає диференціацію гідроліній, які входять до її складу, так як кожна з них відповідає за досягнення необхідних параметрів переміщення рухомої поперечини на різних ступенях зусиль преса, а саме гідролінії (див. рис. 6.18):

- 1 здійснює підведення рідини високого тиску в об'ємі, достатньому для роботи преса на III ступені зусиль;
- 2 відповідає за якість заповнення центрального робочого циліндра 6 рідиною високого тиску при роботі преса на I ступені зусиль;
- 3 забезпечує бічні циліндри 7 рідиною високого тиску при роботі преса на II ступені зусиль.

Проектування системи гідроліній робочих циліндрів (див. рис. 6.18) починають з визначення наступних параметрів [271]:

- сумарної активної площі F_p робочих циліндрів;
- активних площ F_{pI} і F_{pII} робочих циліндрів згідно I і II ступеням зусиль відповідно;
- максимальної швидкості V_{px_max} переміщення рухомої поперечини на робочому ході при роботі преса на III ступені зусиль при $R_n = 0$;
- максимальної швидкості робочої рідини високого тиску $[V]_{жвд}$ в напірних клапанах 4 і 5 розподільника робочих циліндрів.

Для визначення вище наведених параметрів можна використовувати паспортні дані гідравлічних пресів з НАП, враховуючи при цьому інформацію з креслень цехових розведень трубопроводів [235].

Площі прохідних перерізів f_i гідроліній 1 – 3 (див. рис. 6.18) розраховують за нижче наведеними формулами:

- для гідролінії 1

$$f_1 = F_p \frac{V_{px_max}}{[V]_{жсвд}}; \quad (6.32)$$

- для гідролінії 2

$$f_2 = F_{pII} \frac{V_{px_max}}{[V]_{жсвд}}; \quad (6.33)$$

- для гідролінії 3

$$f_3 = F_{pIII} \frac{V_{px_max}}{[V]_{жсвд}}. \quad (6.34)$$

Значення $[V]_{жсвд}$ при розрахунку f_i приймають з діапазону 20...25 м/с, який рекомендується з точки зору кавітаційної стійкості елементів регулювальних клапанів і з урахуванням значення тиску в акумуляторі [163].

На рисунку 6.19 представлені розрахункові криві для визначення активних площ робочих циліндрів при роботі преса на різних ступенях зусиль (див. рис. 6.19, а) і площ прохідних перерізів f_i гідроліній 1 – 3 (див. рис. 6.19, б) в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП.

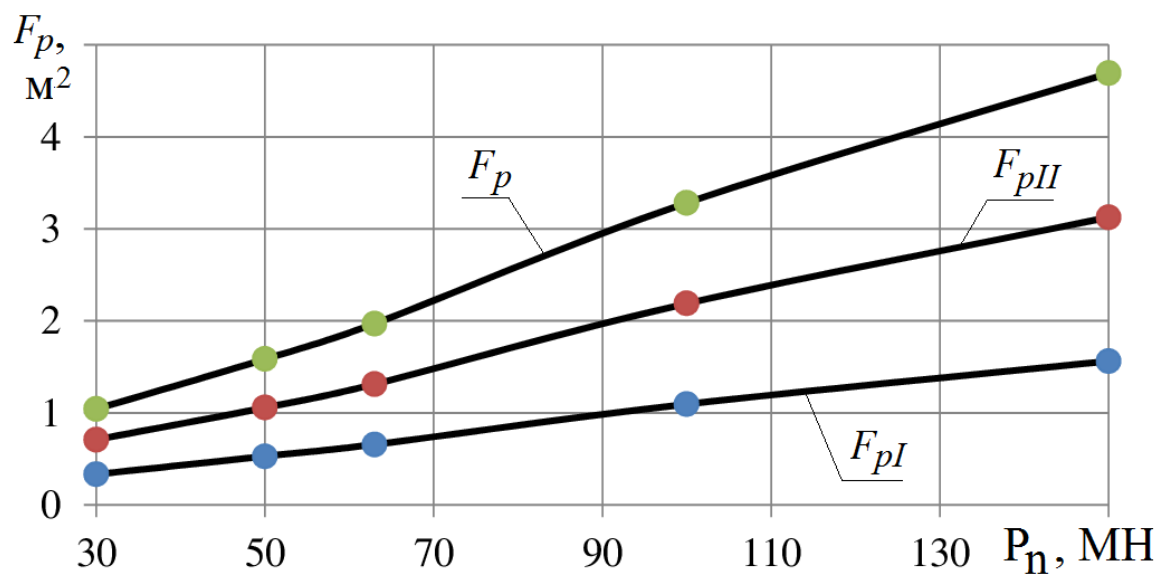
Криві (див. рис. 6.19) побудовані на базі аналізу експериментальних даних і математичного моделювання робочого ходу гідравлічних пресів (розділ 4) ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН.

Значення максимальних швидкостей переміщення рухомої поперечини на робочому ході визначали теоретико-експериментальним шляхом (розділ 4).

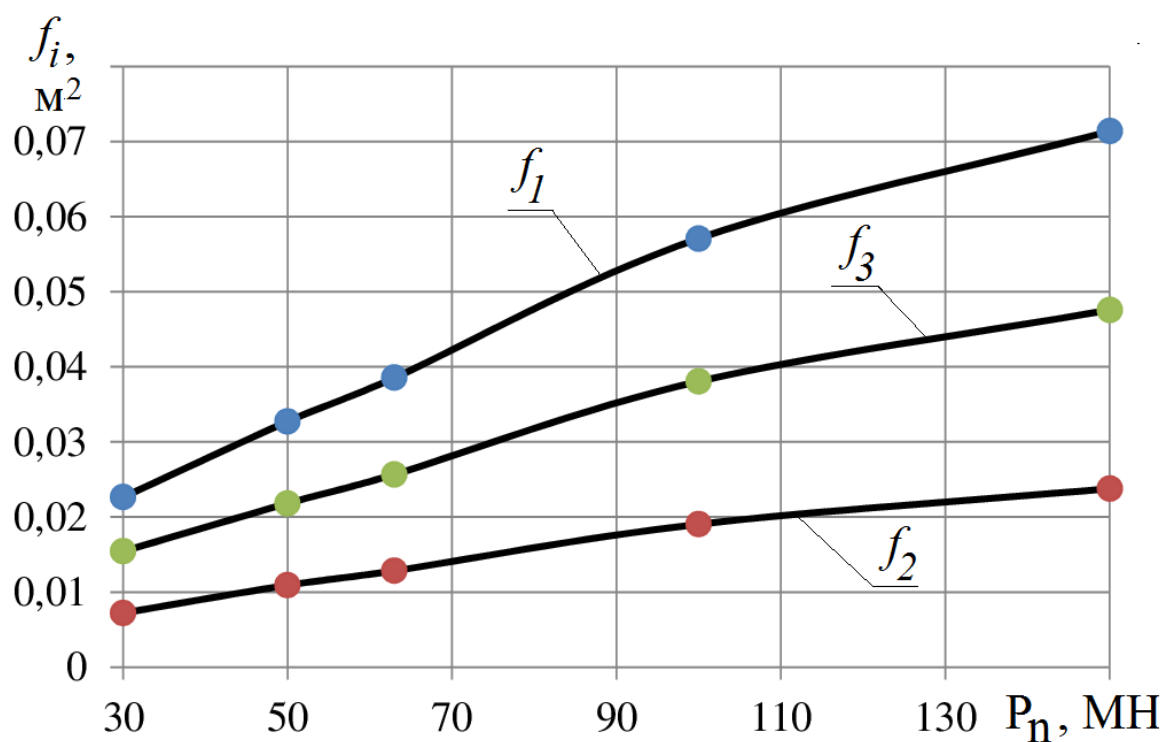
Криві (див. рис. 6.19) дозволяють проектувати системи гідроліній робочих циліндрів з використанням формул (6.32) – (6.34), гарантуючи якість заповнення робочих циліндрів рідиною високого тиску при роботі гідравлічного преса з НАП на всіх трьох ступенях зусиль.

Для досягнення необхідних швидкісних параметрів робочого ходу в магістралі «акумулятор – прес» потрібно встановити дросельний регулювальний клапан, що має наступні необхідні властивості [272]:

- величину критичного перерізу $f_{кр}$;
- висоту відкриття h_k ;



a)



б)

Рисунок 6.19 – Криві для визначення активних площ робочих циліндрів при роботі преса на різних ступенях зусиль (а) і площ прохідних перерізів f_i гідроліній 1 – 3 (б) в залежності від зусилля преса

- конструктивну характеристику $f_{кр} = f(h_k)$;
- швидкісну характеристику $V_n = f(h_k)$;
- кавітаційну стійкість та відсутність коливань.

Розрахунок площі критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ дросельних регулювальних клапанів є ключовим при проектуванні гідросистем пресів. Від правильного вибору цих перерізів багато в чому буде залежати ефективність роботи преса, гнучкість і чутливість його керування [251].

При завищених прохідних перерізах $f_{кр}$ гідравлічний прес буде працювати з гідроударами та коливальними явищами різної інтенсивності, чутливість до сигналів керування й, відповідно, точність кування (штампування) будуть низькі, а нормальна експлуатація преса стане неможливою.

При занижених прохідних перерізах рухома поперечина преса буде рухатися повільно, в приводі будуть великі гідравлічні втрати, підвищений кавітаційне зношення клапанів і нагрів робочої рідини.

Розрахунок величини критичного прохідного перерізу $f_{кр}$ повністю відкритого дросельного регулювального клапана (див. рис. 6.18) проводиться в такій послідовності дій [273].

1) З формули Вейсбаха (2.7) виражають коефіцієнт ξ_m опору магістралі «акумулятор – прес», зведений до площі робочих циліндрів

$$\xi_m = \frac{\Delta p}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{px_max}^2} = \xi_k + \xi_{арм}, \quad (6.35)$$

де Δp – перепад тисків між акумулятором p_a і робочим циліндром p_p при переміщенні рухомої поперечини преса з найбільшою швидкістю V_{px_max} на робочому ході без поковки ($\Delta p = p_a - p_p$);

ξ_k – зведений коефіцієнт опору дросельного регулювального клапана (напірного);

$\xi_{арм}$ – зведений коефіцієнт опору труб і арматури в магістралі «акумулятор – прес».

2) Задаються бажаним значенням коефіцієнта якості гідросистеми α і визначають величину коефіцієнта ξ_K за формулою

$$\xi_K = \alpha \cdot \xi_M. \quad (6.36)$$

3) Визначають величину коефіцієнта $\xi_{арм}$ і проектують магістраль відповідно до його величини

$$\xi_{арм} = \xi_M - \xi_K. \quad (6.37)$$

В ході проектування системи керування при розробці робочих креслень розведень трубопроводів визначають фактичне значення $\xi_{арм}$, використовуючи формулу (2.4) і керуючись довідковою літературою з підрахунку коефіцієнтів місцевих гідравлічних опорів. В результаті фактичне значення $\xi_{арм}$ не повинно перевищувати значення, обчисленого за формулою (6.37). В іншому випадку необхідно переглянути доцільність застосування окремих елементів труб і арматури або задатися меншим значенням коефіцієнта α . При цьому перевагу слід віддати першому варіанту, тобто зміні компоновання та комплектуючих трубопроводів магістралі «акумулятор – прес».

4) Зводять коефіцієнт гідравлічного опору регулювального клапана ζ_K до прохідного перерізу f_i гідролінії, що підводить, за формулою

$$\zeta_K = \xi_K \frac{f_i^2}{F_p^2}. \quad (6.38)$$

5) Величина критичного прохідного перерізу $f_{кр}$ повністю відкритого регулювального клапана визначається за формулою, яка встановлює зв'язок між коефіцієнтом гідравлічного опору ζ_K , зведеного до площі плунжера робочого циліндра F_p (6.38), і прохідним перерізом трубопроводу f_i , що підводить, при раптовому розширенні струменя робочої рідини

$$f_{кр} = \frac{f_i}{\sqrt{\zeta_K + 1}}. \quad (6.39)$$

За наведеними формулами (6.35) – (6.39) для гідравлічних пресів з НАП в діапазоні зусиль 30...150 МН розраховані величини критичних прохідних пере-

різів $f_{кр}$ дросельних регулювальних клапанів I і II ступенів зусиль при різних значеннях коефіцієнта якості гідросистеми α .

Відповідні криві наведені на рисунку 6.20.

Швидкості $V_{рх_max}$ переміщення рухомої поперечини на робочому ході визначали теоретико-експериментальним шляхом. Перепад тисків Δp розраховували за експериментальними діаграмами робочого ходу (див. розділ 4).

Відповідно до розрахункових кривих (див. рис. 6.20), задаючись необхідним значенням коефіцієнта α , визначають величини критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ дросельних регулювальних клапанів I і II ступенів зусиль. Причому зі збільшенням α величина $f_{кр}$ зменшується, чим досягається перерозподіл гідравлічного опору магістралі на користь регулювального клапана.

Для побудування конструктивної характеристики дросельного регулювального клапана здійснюють вибір конструкції його проточною частиною (див. розділ 1), відповідно до якої визначають найменший діаметр прохідного отвору в сідлі клапана d_c , висоту підйому h_k і інші конструктивні параметри [272], керуючись при цьому залежністю

$$f_{кр} = f(h_k). \quad (6.40)$$

Сутність формули (6.40) являє собою взаємозв'язок геометричних параметрів, що відповідають обраній конструкції проточної частини дросельного регулювального клапана (робочих циліндрів).

Конструктивна характеристика $f_{кр} = f(h_k)$ є незмінною і повністю залежить від конструктивних параметрів, закладених в регулювальний клапан на етапі проектування системи керування.

Швидкісна характеристика – залежність швидкості переміщення рухомої поперечини на робочому ході від висоти підйому регулювального клапана – визначається низкою чинників, а саме:

- видом конструктивної характеристики (6.40) і показником n ;
- параметрами магістралі «акумулятор – прес»;
- коефіцієнтом якості гідросистеми α .

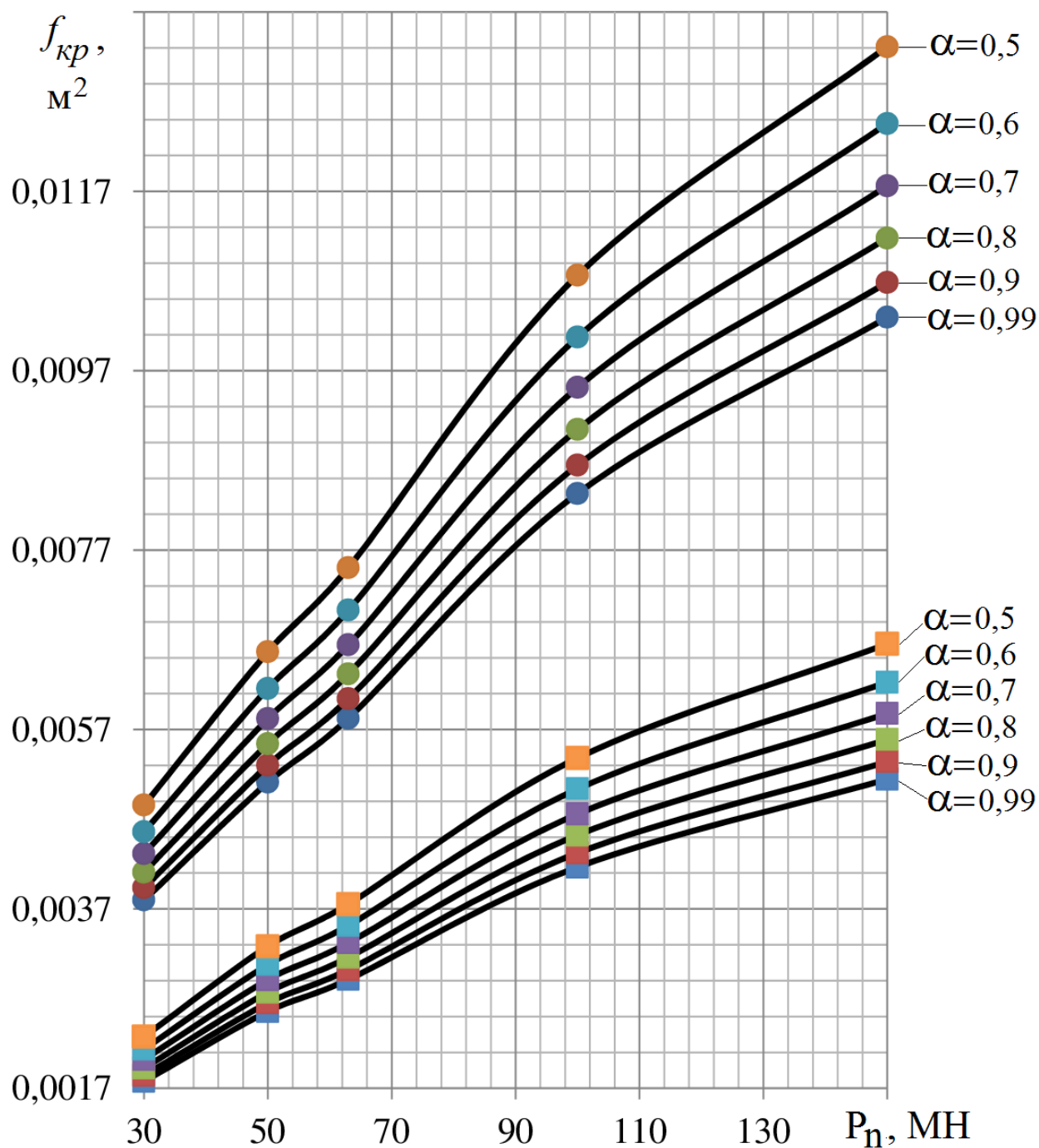


Рисунок 6.20 – Криві для визначення критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ регульовальних клапанів I (квадратні маркери) і II (круглі маркери) ступенів зусиль при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП

Задаючись вище визначеними параметрами системи гідроліній робочих циліндрів, будують швидкісну характеристику обраних регулювальних клапанів, керуючись формулою (1.6) в наступному вигляді [272]

$$V_{px} = \frac{V_{px_max}}{\sqrt{1 + \alpha \left(\frac{h_k^{2n}}{h_{тек}^{2n}} - 1 \right)}}. \quad (6.41)$$

Наведена методика дозволяє підбирати під необхідні швидкісні параметри й вимоги точності гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі регулювальні клапани відповідних характеристик. Однак на практиці при проектуванні гідроприводів пресів широкого діапазону номінальних зусиль часто складно досягти точного перерозподілу гідравлічного опору між регулювальним клапаном та іншими компонентами магістралі «акумулятор – прес». У зв'язку з цим виникає необхідність розробити такий критерій, який поєднував би в собі параметри насосно-акумуляторного приводу преса, конструктивну й швидкісну характеристики регулювального клапана, а також якість системи керування в прив'язці до номінального зусилля преса.

З формули (6.36) виразимо коефіцієнт ξ_m опору магістралі «акумулятор – прес», зведений до площі робочих циліндрів

$$\xi_m = \frac{\xi_k}{\alpha}. \quad (6.42)$$

Прирівняємо між собою формули (6.35) і (6.42), підставивши замість V_{px_max} вираз (2.6). В результаті отримаємо рівність

$$\frac{\xi_k}{\alpha} = \frac{\Delta p \cdot b}{0,5 \cdot \rho \cdot c}. \quad (6.43)$$

Замінімо коефіцієнт b втрати активної сили преса на подолання гідравлічних опорів магістралі при повністю відкритому регулювальному клапані у формулі (6.43) на вираз (2.3)

$$\frac{\xi_k}{\alpha} = \frac{\Delta p \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_k \cdot F_p}{0,5 \cdot \rho \cdot c}. \quad (6.44)$$

Введемо позначення $\frac{\xi_{\kappa}}{c} = K_{ES}$ – фактор вагомості клапана, який показує фактичну частку зведеного опору регулювального клапана, що припадає на одиницю активного зусилля гідравлічного преса.

Запишемо вираз для визначення зведеного коефіцієнту ξ_{κ} опору дросельного регулювального клапана в залежності від фактору K_{ES}

$$\xi_{\kappa} = \alpha \cdot \Delta p \cdot K_{ES} \cdot F_p. \quad (6.45)$$

З формули (6.39) виразимо коефіцієнт гідравлічного опору ζ_{κ} регулювального клапана, а з формули (6.38) – коефіцієнта ξ_{κ}

$$\zeta_{\kappa} = \left(\frac{f_i}{f_{\kappa p}} - 1 \right)^2; \quad (6.46)$$

$$\xi_{\kappa} = \zeta_{\kappa} \frac{F_p^2}{f_i^2}. \quad (6.47)$$

Підставимо формулу (6.46) в (6.47)

$$\xi_{\kappa} = \left(\frac{f_i}{f_{\kappa p}} - 1 \right)^2 \frac{F_p^2}{f_i^2}. \quad (6.48)$$

Виразимо з формули (6.45) фактор K_{ES}

$$K_{ES} = \frac{\xi_{\kappa}}{\alpha \cdot \Delta p \cdot F_p}. \quad (6.49)$$

Підставимо вираз (6.48) для визначення коефіцієнта ξ_{κ} в формулу (6.49).
Остаточо отримаємо [274]

$$K_{ES} = \frac{F_p \cdot \left(\frac{f_i}{f_{\kappa p}} - 1 \right)^2}{\alpha \cdot \Delta p \cdot f_i^2}. \quad (6.50)$$

Вираз (6.50) являє собою фактор вагомості клапана. Він характеризує в комплексі параметри НАП, характеристики регулювального клапана (конструктивну і швидкісну), а також якість системи керування, що припа-

дають на одиницю активного зусилля гідравлічного преса. F_p і f_i характеризують параметри магістралі «акумулятор – прес», $f_{кр}$ вказує на конструктивну характеристику регулювального клапана, Δp визначає швидкісні параметри гідравлічного преса, α – показник якості гідросистеми.

Для гідравлічних пресів з НАП в діапазоні зусиль 30...150 МН за формулою (6.50) розраховані значення фактора вагомості клапана K_{ES} при роботі на I і II ступенях зусиль при різних значеннях коефіцієнта α . Відповідні криві наведені на рисунку 6.21.

Значення параметрів F_p , f_i і $f_{кр}$ взяті з кривих, представлених на рисунках 6.19 і 6.20 відповідно.

Розрахункові криві (див. рис. 6.21) показують, що чим вище зусилля преса, тим в більшій мірі необхідно розвантажувати гідролінії від зайвих гідроопорів для досягнення необхідних швидкісних параметрів систем керування.

Зі зменшенням значення коефіцієнта α криві стають більш пологими, що свідчить про зниження регулювальних властивостей клапана та ефективності роботи гідравлічного преса з НАП.

Зі збільшенням значення коефіцієнта α криві (див. рис. 6.21) починають мати більшу крутизну, яка показує, що чим менше зусилля преса, тим більш компактною повинна бути система керування за рахунок [275]:

- зосередження регулювальних клапанів і органів керування безпосередньо біля робочих циліндрів;
- виконання засобів керування регулювальними клапанами у вигляді індивідуальних сервоприводів;
- раціонального проектування розведень трубопроводів високого тиску, як по пресу, так і по території ковальсько-пресового цеху, максимально виключаючи зайві місцеві гідравлічні опори (повороти, підйоми, перехідники, перепади перерізів та ін.);
- встановлення акумулятора поблизу гідравлічного преса.

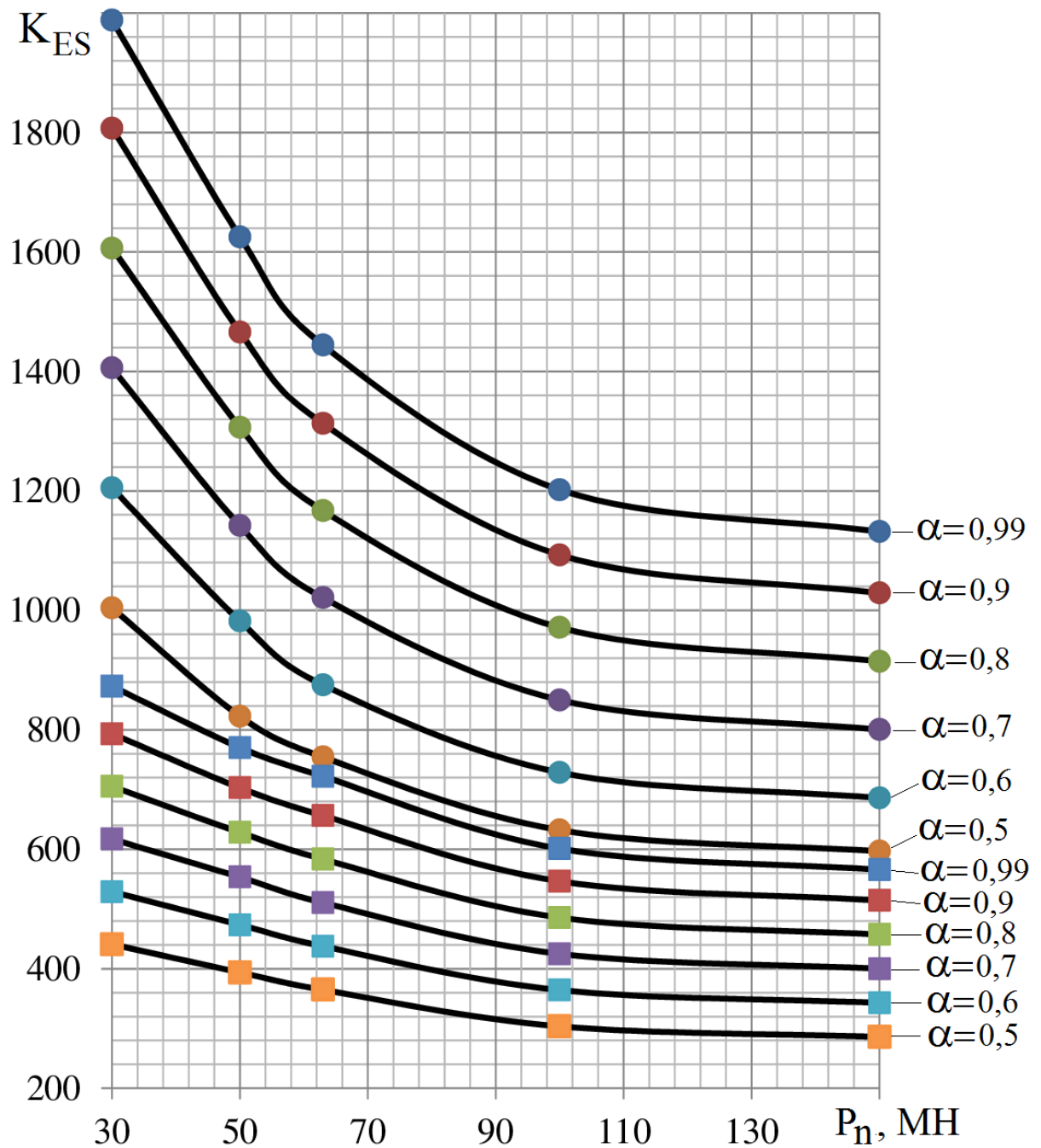


Рисунок 6.21 – Криві для визначення фактора вагомості клапана K_{ES} при роботі на I (круглі маркери) і II (квадратні маркери) ступенях зусиль при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля преса

З ростом зусилля преса розведення трубопроводів стають більш розвиненими і частка регулювального клапана в загальному опорі магістралей знижується, незалежно від величини коефіцієнта α [276]. У випадку великих і потужних гідравлічних пресів з НАП також необхідно прагнути до підвищення компактності систем керування, проте реалізувати їх на практиці набагато складніше, ніж у випадку пресів середніх зусиль. З ростом зусилля збільшуються габарити силових гідравлічних органів і металоконструкції гідравлічного преса, зростає об'єм робочої рідини в гідросистемі. Норми й правила експлуатації судів високого тиску й загальної техніки безпеки не дозволяють скорочувати протяжність гідроліній, вимагаючи розташовувати насосно-акумуляторні станції на безпечній відстані від преса. Зосередити регулювальні клапани та органи керування безпосередньо біля робочих циліндрів у випадку великих і потужних гідравлічних пресів не завжди виявляється можливим, так як таке компонування призведе до суттєвого збільшення і так чималих висотних габаритів вертикальної металоконструкції машини. При цьому слід враховувати зростаючу металоемність основних компонентів гідросистем великих і потужних пресів, особливо клапанних розподільників. Їх розташування біля робочих циліндрів може призвести до необхідності посилення несучої конструкції преса, в тому числі й для попередження його розгойдування при ексцентричному прикладенні технологічного навантаження.

Відповідно до даних рисунка 6.21 здійснюють проектування ефективних систем керування гідравлічними пресами з НАП. Послідовність дій така [277]:

1) Задаються необхідним значенням коефіцієнта якості гідросистеми α і визначають відповідну йому криву.

2) За значенням зусилля необхідної ступені зусиль преса (МН), що проектується, знаходять переріз з кривою обраного коефіцієнта α і визначають величину фактору вагомості клапана K_{ES} як ординату точки перерізу.

3) Проектують систему керування гідравлічним пресом, визначаючи такі параметри за даними кривих:

- зведений коефіцієнт ξ_k опору дросельного регулювального клапана – фактор вагомості клапана K_{ES} перемножують на зусилля преса;
- зведений коефіцієнт ξ_m гідролінії, в якій встановлено дросельний регулювальний клапан, – зведений коефіцієнт ξ_k ділять на обране значення коефіцієнта якості гідросистеми α ;
- зведений коефіцієнт $\xi_{арм}$ опору труб і арматури – різниця між визначеними значеннями ξ_m і ξ_k .

Таким чином, фактор вагомості клапана K_{ES} є основою створення систем керування гідравлічними пресами з заданим коефіцієнтом якості α .

Фактор K_{ES} дозволяє встановити необхідний ступень компактності гідросистеми, яка має суттєвий вплив на ефективність роботи пресів середніх зусиль (30...63 МН), помірний для великих (63...100 МН) і незначний для потужних гідравлічних пресів (100...150 МН).

6.7 Розрахунок параметрів рухомих столів і систем їх керування

Аналіз руху рухомої поперечини преса на робочому ході та в період декомпресії робочих циліндрів від тиску, виконаний в розділі 4 цієї роботи, показує, що параметри рухомих столів суттєво впливають на динаміку роботи гідравлічних пресів з НАП на робочому ході. Крім цього рухомі столи помітно розширюють їх технологічні можливості й полегшують експлуатацію [177].

Переміщення рухомого столу (див. рис. 1.3) при реалізації технологічних процесів гарячої обробки тиском здійснюється за допомогою двох гідравлічних циліндрів, розташованих навпроти один одного в подовжених консолях нижньої нерухомої поперечини преса або при великих ходах – в приямках фундаменту на спеціальних стійках.

Як показали експериментальні дослідження (див. розділ 4), важливим при розробці та моделюванні технологічних процесів гарячої обробки тиском є вра-

хування прогину столу S_{cm} в залежності від тиску в робочих циліндрах, величина якого пропорційна технологічному зусиллю преса. Розрахувати значення S_{cm} можна з використанням полінома третього ступеня (4.1).

Для гідравлічних пресів з НАП в діапазоні зусиль 30...150 МН на базі формули (4.1) визначені значення коефіцієнтів полінома x_1 , x_2 , x_3 і x_4 при роботі на III ступені зусиль, тобто з номінальним зусиллям. Відповідні криві наведені на рисунку 6.22. За цими даними для конкретного гідравлічного преса будують типовий графік залежності величини прогину рухомого стола S_{cm} від тиску в робочих циліндрах p_p з подальшим урахуванням цих значень при визначенні параметрів робочого ходу.

На рисунках 6.23 – 6.25 наведені основні параметри рухомих столів гідравлічних пресів з НАП за даними фірми НВЕ [58], а саме:

F_{cm} – площа робочої поверхні столу в плані;

h_{cm} – хід столу в одну сторону;

V_{cm} – максимальна швидкість переміщення столу;

P_{cm} – максимальне зусилля гідроциліндра стола;

M_{cm} – маса столу, поковки та інструменту.

Проектування систем керування рухомими столами гідравлічних пресів з НАП здійснюється з використанням даних наведених графіків (див. рис. 6.23 – 6.25) в наступній послідовності дій [278, 252].

1) Визначають площу F_{nl} і діаметр D_{nl} плунжера циліндра стола

$$F_{nl} = \frac{P_{cm} + R_{mp_cm}}{p_a}; \quad D_{nl} = \sqrt{\frac{F_{nl}}{0,785}},$$

де R_{mp_cm} – сила тертя в манжетах плунжера рухомого стола ($R_{mp} = (0,03...0,04)P_{cm}$).

2) Із рівняння рівності витрат визначають площу f_{mp} і внутрішній діаметр d_{mp} трубопроводу, що підводить, циліндра стола

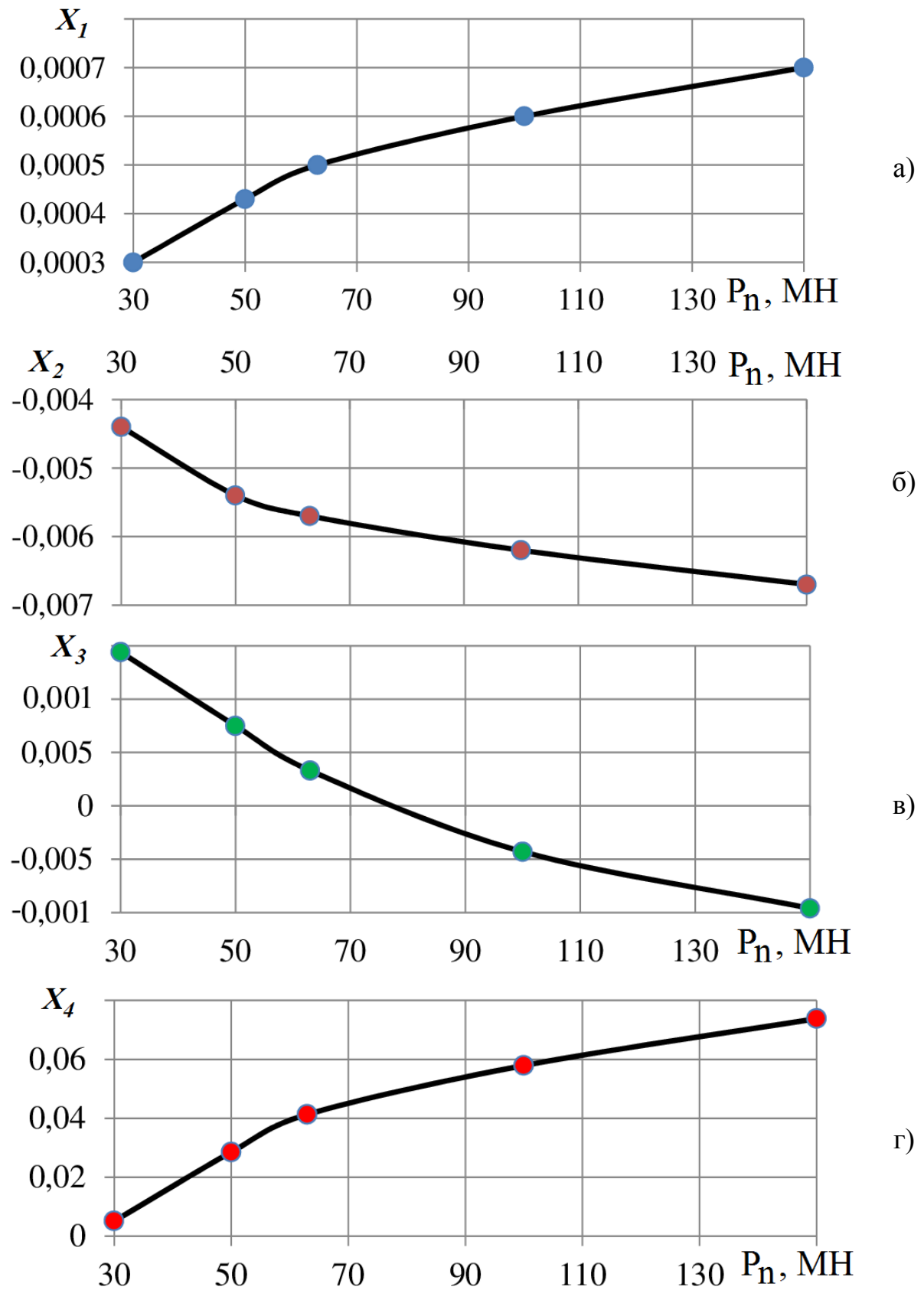


Рисунок 6.22 – Криві для визначення коефіцієнтів поліному (4.1) x_1 (а), x_2 (б), x_3 (в) і x_4 (г)

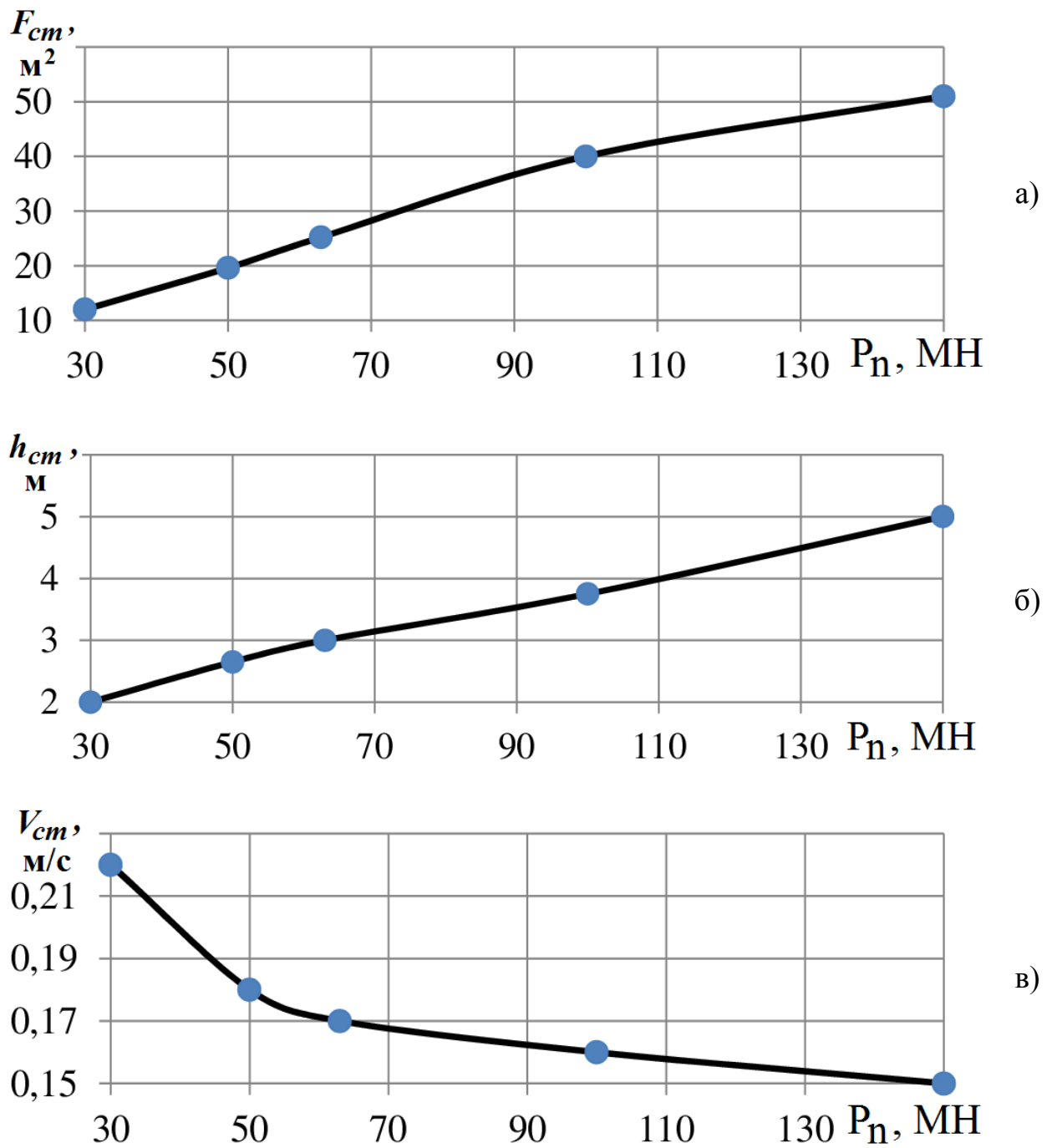
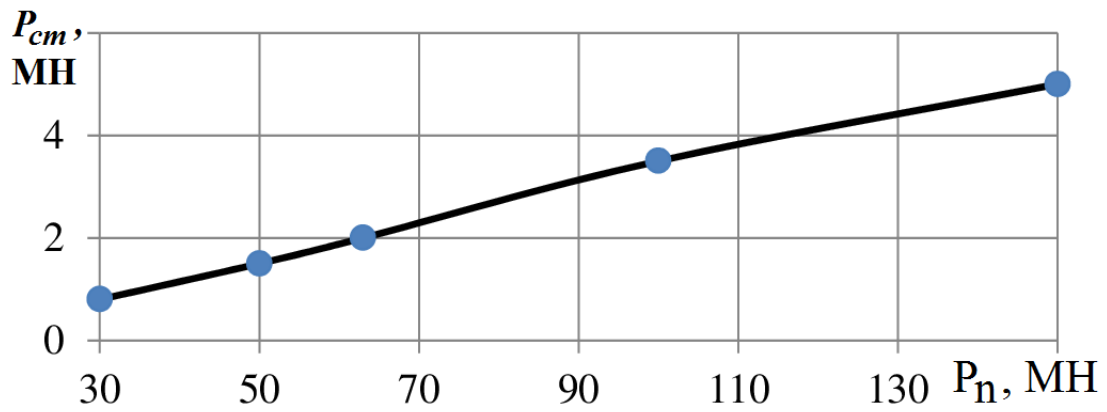
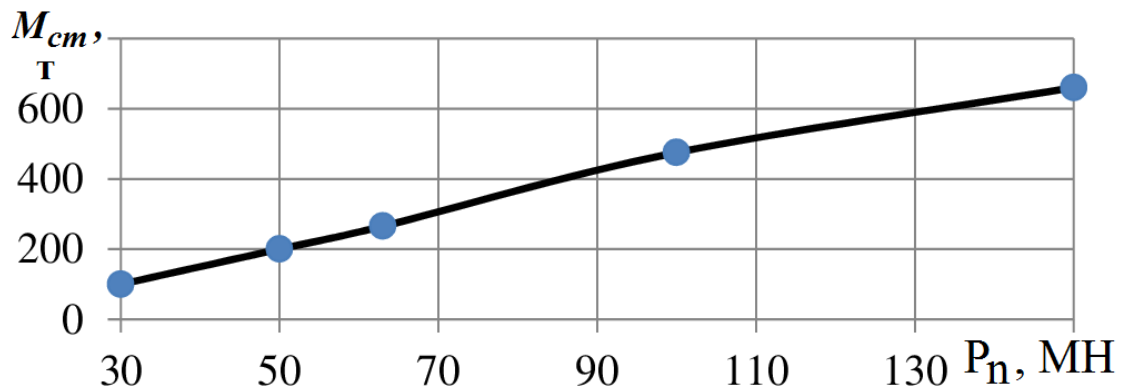


Рисунок 6.23 – Криві для визначення основних параметрів рухомих столів гідравлічних пресів з НАП: F_{cm} (а), h_{cm} (б) і V_{cm} (в)



а)



б)

Рисунок 6.24 – Криві для визначення основних параметрів рухомих столів гідравлічних пресів з НАП: P_{cm} (а) і M_{cm} (б)

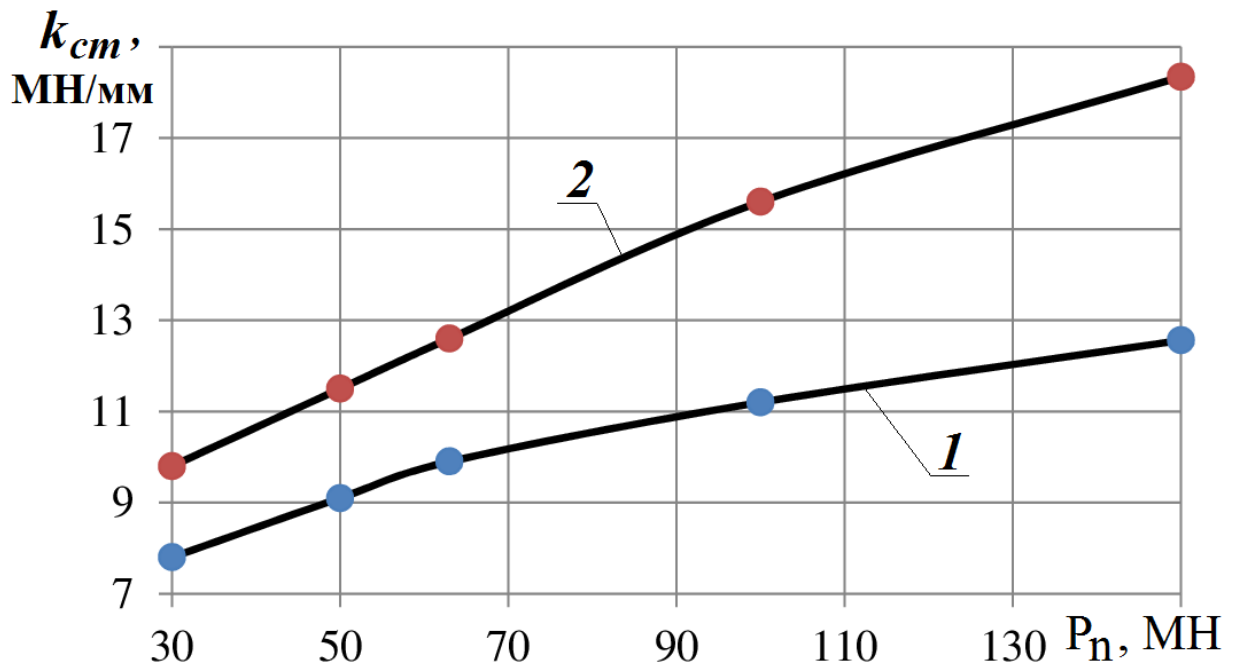


Рисунок 6.25 – Графік зміни жорсткості рухомих столів гідравлічних пресів зі станиною: 1 – колонного типу; 2 – проставочного типу

$$f_{mp} = F_{nl} \frac{V_{cm}}{[V_{жс}]_{mp}}; \quad d_{mp} = \sqrt{\frac{f_{mp}}{0,785}},$$

де $[V_{жс}]_{mp}$ – припустима швидкість рідини в трубопроводі, що підводить, циліндра стола ($[V_{жс}]_{mp} \approx 15 \dots 20$ м/с).

3) Розраховують основні параметри регулювальних клапанів (напірного й зливного) клапанного розподільника рухомого столу (див. рис. 1.3). Схема гідравлічних опорів магістралі «колектор – циліндр стола» та розрахункова схема ходу столу показані на рисунках 6.26 і 6.27 відповідно.

На рисунку 6.26 введені наступні умовні позначення: 1 – колектор; 2 – поворот трубопроводу; 3 – запірний вентиль; 4 – клапанний розподільник; 5 – дросельний регулювальний клапан; 6 – вхід в циліндр стола.

Спочатку визначають зведений до плунжеру циліндра столу коефіцієнт гідравлічного опору магістралі «колектор – гідроциліндр столу» (див. рис. 6.26) без урахування дросельного регулювального клапана за формулою

$$\xi'_m = F_{nl}^2 \left(\lambda \frac{l_{cm}}{d_{mp}} \frac{1}{f_{mp}^2} + \sum \zeta_i \frac{1}{f_{mp}^2} \right), \quad (6.51)$$

де l_{cm} – довжина напірної магістралі столу;

$\sum \zeta_i$ – сумарний коефіцієнт місцевих опорів напірної магістралі рухомого столу (див. рис. 6.26).

Потім визначають перепад тисків в магістралі «колектор – гідроциліндр столу» під час руху столу з найбільшою швидкістю

$$\Delta p_m = p_a - p_{ц}, \quad (6.52)$$

де $p_{ц}$ – тиск робочої рідини в циліндрі столу.

Значення $p_{ц}$ може бути визначено за виразом

$$p_{ц} = \frac{R_{трн} + R_{трм} + R_{прц}}{F_{nl}}, \quad (6.53)$$

де $R_{трн}$ – сила тертя в напрямних столу;

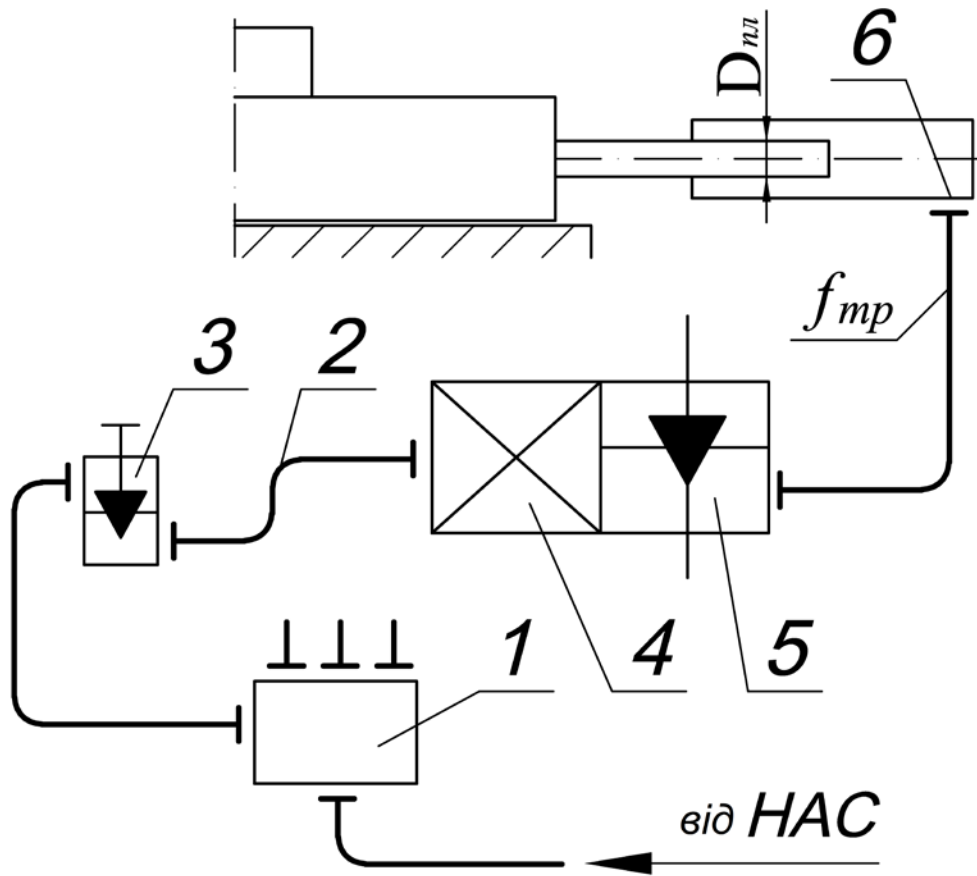


Рисунок 6.26 – Схема гідравлічних опорів магістралі «колектор – циліндр стола»

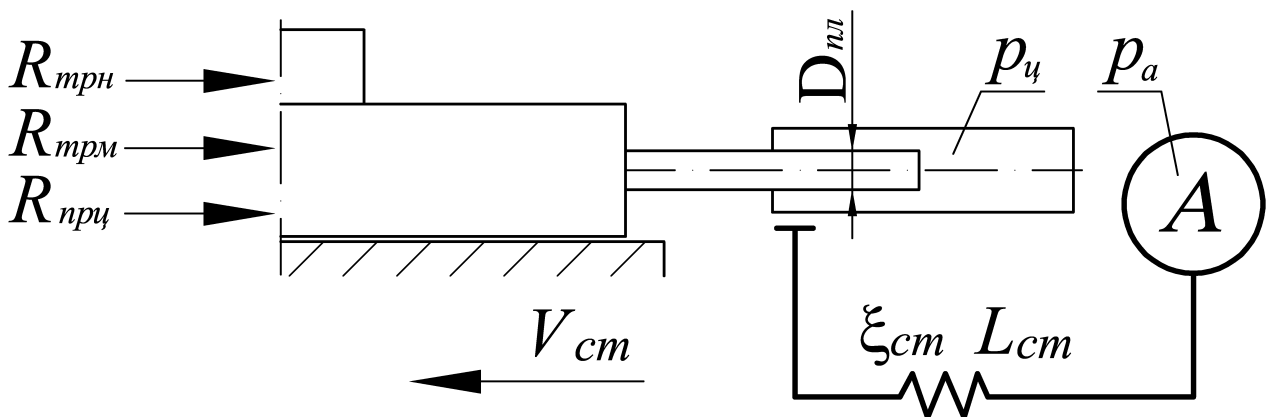


Рисунок 6.27 – Розрахункова схема ходу рухомого стола преса

$R_{трм}$ – сила тертя в манжетах вузла ущільнення плунжера циліндра рухомого столу;

$R_{прц}$ – опір протилежного циліндра, з якого рідина зливається в НЗБ.

Сила тертя в напрямних столу $R_{трн}$ визначається, як

$$R_{трн} = G_{ст} \mu_{тр},$$

де $G_{ст}$ – вага столу ($G_{ст} = M_{ст} g$);

$\mu_{тр}$ – коефіцієнт тертя столу по напрямних.

Сила тертя в манжетах $R_{трм}$ і опір $R_{прц}$ з боку протилежного циліндра визначаються відповідно

$$R_{трм} = 0,03 F_{пл} P_a;$$

$$R_{прц} = F_{пл} P_b.$$

Визначають повний зведений коефіцієнт гідравлічного опору магістралі «колектор – гідроциліндр столу», необхідний для забезпечення паспортної (максимальної) швидкості руху столу

$$\xi_m = \frac{\Delta p_m}{0,5 \rho V_{ст}^2}. \quad (6.54)$$

Розраховують необхідний зведений до плунжеру гідроциліндра столу коефіцієнт опору повністю відкритого регулювального клапана

$$\xi_{кл} = \xi_m - \xi'_m. \quad (6.55)$$

Зводять коефіцієнт гідравлічного опору регулювального клапана до діаметру труби, що підводить, за формулою

$$\zeta_{кл} = \xi_{кл} \frac{f_{тр}^2}{F_{пл}^2}. \quad (6.56)$$

Визначають величину критичного прохідного перерізу повністю відкритого дросельного регулювального клапана

$$f_{кр} = \frac{f_{тр}}{\sqrt{\zeta_{кл} + 1}}. \quad (6.57)$$

Будують конструктивну і швидкісну характеристики дросельних регулювальних клапанів керування рухомим столом преса.

4) Визначають кінематичні та динамічні параметри ходу рухомого стола відповідно до розрахункової схеми, представленої на рисунку 6.27.

Для цього розраховують найбільшу усталену швидкість переміщення рухомого стола та порівнюють її з номінальною (див. рис. 6.23, в)

$$V_{cm} = \sqrt{\frac{c_{cm}}{b_{cm}}}, \quad (6.58)$$

де c_{cm} – активна пересувна сила рухомого стола;

b_{cm} – зведений коефіцієнт гідравлічного опору магістралі «колектор – гідроциліндр столу».

Згідно з наведеною розрахунковою схемою (див. рис. 6.27) коефіцієнти c_{cm} і b_{cm} визначаються за такими залежностями

$$c_{cm} = F_{nl} P_a - R_{трм} - R_{трн} - R_{прц};$$

$$b_{cm} = 0,5\rho\xi_m F_{nl}.$$

Розрахована швидкість не повинна відрізнятись від визначеної за даними рисунка 6.23 (в) не більше ніж на 10...15%.

Потім визначають час розгону рухомого стола до найбільшої усталеної швидкості за формулою

$$t_p = 1,83 \frac{a_{cm}}{\sqrt{c_{cm} b_{cm}}}, \quad (6.59)$$

де a_{cm} – зведена маса рухомих частин металу та рідини в системі керування рухомим столом.

$$a_{cm} = M_{cm} + \rho L_M F_{nl},$$

де L_M – зведена до плунжеру стола довжина магістралі «колектор – гідроциліндр столу» ($L_M = F_{nl} l_{cm} / f_{mp}$).

5) Розраховують плунжер гідроциліндра рухомого стола на стиск і стійкість при дії осевого навантаження.

Напруження стиску, що виникають в плунжері гідроциліндра столу при прикладенні номінального навантаження, відповідають значенню

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{см}}{F_{пл}}. \quad (6.60)$$

Величина $\sigma_{сж}$ не повинна перевищувати припустимого для матеріалу плунжера значення.

При висуванні плунжера з циліндра й дії на нього номінального навантаження може відбутися втрата стійкості плунжера та його неприпустимий вигин під дією цього навантаження. Критична сила $P_{кр}$, перевищення якої спричиняє втрату стійкості плунжера, визначається за формулою Ейлера [278, 252]

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E_{см} J_{пл}}{l_{пл}^2}, \quad (6.61)$$

де $E_{см}$ – модуль об'ємної пружності матеріалу плунжера;

$J_{пл}$ – момент інерції перерізу плунжера;

$l_{пл}$ – довжина повністю висунутої частини плунжера (відповідає значенню ходу стола в одну сторону $h_{см}$ за даними рис. 6.23 (б)).

Якщо критична сила $P_{кр}$ виявиться більше зусилля столу $P_{см}$, то умова стійкості плунжера витримується. В іншому випадку необхідно збільшити діаметр плунжера та повторити наведені етапи проектування.

Таким чином, проектування приводу рухомого столу гідравлічного преса з НАП зводиться до послідовності таких основних етапів:

- визначення діаметрів плунжера та труби, що підводить, циліндра столу;
- вибір конструкції та розрахунок основних параметрів дросельних регулювальних клапанів клапанного розподільника рухомого столу;
- уточнення найбільшою усталеної швидкості переміщення столу та часу його розгону до цієї швидкості;
- перевірка плунжера циліндра столу на стиск і стійкість при дії осьового навантаження.

Спроектована система керування рухомим столом за своїми параметрами повинна задовольняти параметрам загальної системи керування гідравлічним пресом, розглянутим раніше. Так час спрацьовування регулювальних клапанів і розгону столу повинні відповідати тимчасовим рамкам реалізації технологічних процесів гарячої обробки тиском, закладеним в АСК, з тим, щоб забезпечити необхідну ефективність роботи гідравлічного преса з НАП на різних етапах машинного циклу.

6.8 Розрахунок параметрів системи прискореної декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу

6.8.1 Розрахунок параметрів зливних дросельних клапанів для здійснення прискореної декомпресії робочих циліндрів

Аналізом математичної моделі робочого ходу, виконаним в розділі 4 поданої дисертаційної роботи, встановлено, що найбільш ефективним є здійснення процесу декомпресії робочих циліндрів безпосередньо в наповнювально-зливний трубопровід, що має низький гідравлічний опір, відкриттям зливних клапанів відповідних ступенів зусиль, встановлених безпосередньо біля робочих циліндрів на верхній нерухомій поперечині. У зв'язку з цим необхідно розробити методику проектування системи прискореної декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу.

На практиці система прискореної декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу може бути реалізована наступним чином [279]:

- за базову приймають схему компонування системи керування (див. рис. 6.7), що забезпечує прискорене заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення;
- зливні клапани максимально наближають до робочих циліндрів відповідних ступенів зусиль (клапани встановлюють безпосередньо біля робочих циліндрів на верхній нерухомій поперечині);

- з'єднують зливні порожнини клапанів через колектор з основним наповнювально-зливним трубопроводом низького тиску;
- основну частку гідравлічного опору гідролінії «робочий циліндр – зливний клапан – НЗБ» зосереджують на зливному клапані.

Перерозподіл гідравлічного опору гідролінії «робочий циліндр – зливний клапан – НЗБ» досягається за рахунок підбору необхідної площі критичного перерізу зливного клапана. У базову формулу (6.39) підставимо параметри колектора та значення гідравлічного опору клапана, керуючись формулою (6.38)

$$f_{кр} = \frac{f_k}{\sqrt{\xi_k \frac{f_i^2}{F_p^2} + 1}}. \quad (6.62)$$

Площа колектора f_k розраховується за формулою (6.6).

Скористаємося формулою (6.42). Остаточо отримаємо

$$f_{кр} = \frac{f_k}{\sqrt{\alpha \cdot \xi_{нс} \frac{f_{нс}^2}{F_p^2} + 1}}, \quad (6.63)$$

де $\xi_{нс}$ – зведений коефіцієнт гідравлічного опору магістралі «робочий циліндр – зливний клапан – НЗБ».

Формула (6.63) дозволяє зв'язати критичний переріз зливного клапана робочих циліндрів з параметрами системи низького тиску – колектора та наповнювально-зливного трубопроводу, а також здійснити перерозподіл гідравлічного опору в зливний магістралі, зосередивши основну його частку на зливному клапані завдяки введенню коефіцієнта α .

Для гідравлічних пресів з НАП в діапазоні зусиль 30...150 МН за формулою (6.63) визначені площі критичних перерізів зливних клапанів I і II ступенів зусиль при різних значеннях коефіцієнта α .

Відповідні криві наведені на рисунку 6.28.

Значення параметрів F_p і $f_{нс}$ взяті з кривих, представлених на рисунках 6.19 і 6.1 відповідно.

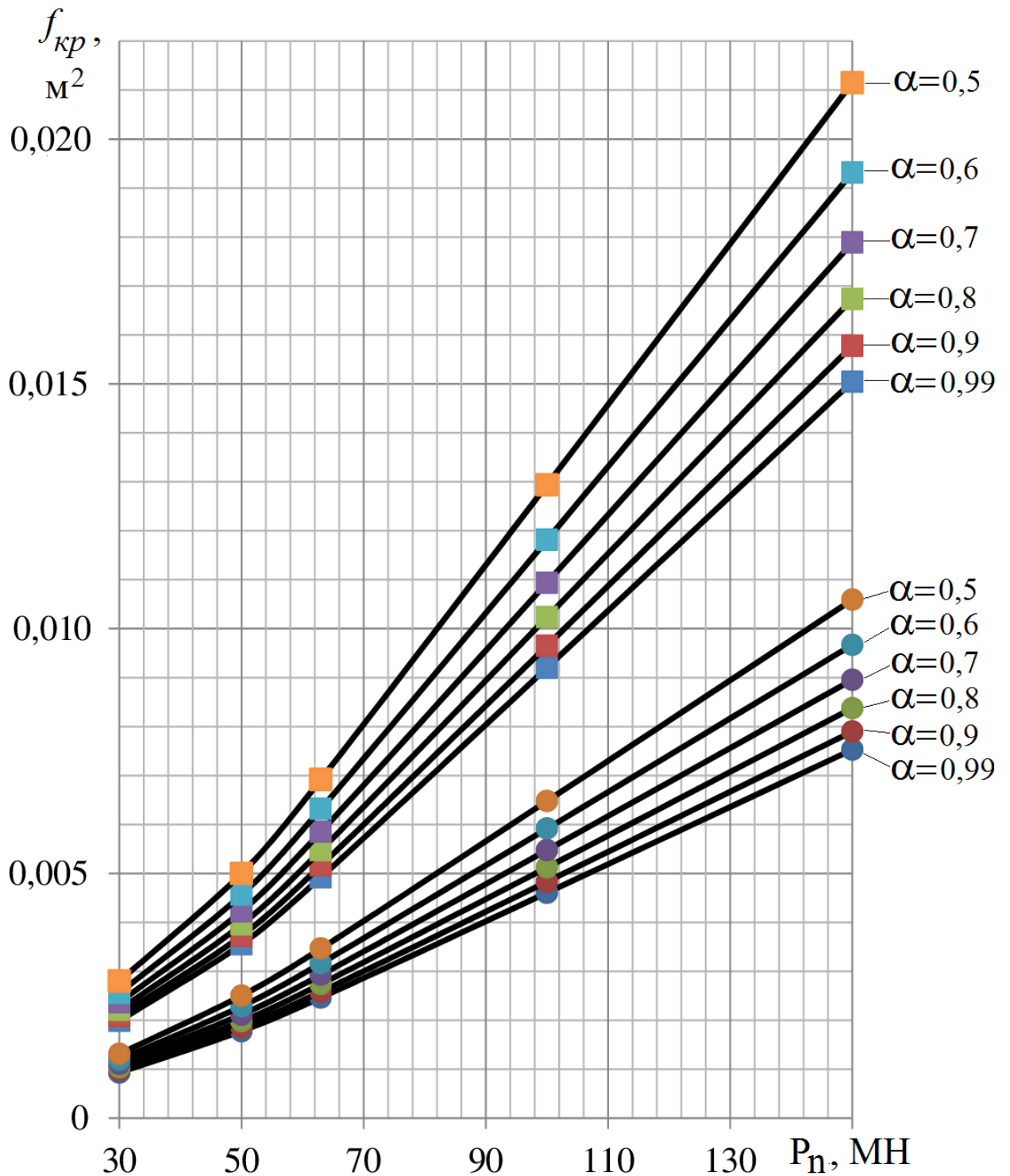


Рисунок 6.28 – Криві для визначення критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ зливних клапанів I (круглі маркери) і II (квадратні маркери) ступенів зусиль при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП

Коефіцієнт $\xi_{нс}$ виражають з формули Вейсбаха (2.7)

$$\xi_{нс} = \frac{\Delta p}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{\partial_max}^2}, \quad (6.64)$$

де Δp – перепад тисків між робочими циліндрами та НЗБ в процесі декомпресії;

V_{∂_max} – максимальна швидкість підйому рухомої поперечини при декомпресії робочих циліндрів.

Значення швидкостей V_{∂_max} переміщення рухомої поперечини при декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу визначали теоретико-експериментальним шляхом (див. розділ 2). Перепад тисків Δp вираховували за експериментальними діаграмами робочого ходу (див. розділ 4).

Відповідно до розрахункових кривих (див. рис. 6.28), задаючись необхідним значенням коефіцієнта α , в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП визначають величини критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ зливних дросельних клапанів I і II ступенів зусиль. Причому зі збільшенням α величина $f_{кр}$ зменшується, чим досягається перерозподіл гідравлічного опору магістралі «робочий циліндр – зливний клапан – НЗБ» на користь зливного клапана.

6.8.2 Розрахунок пристроїв запобігання ударному підвищенню тиску в зливній гідролінії при прискореній декомпресії робочих циліндрів

Під час перехідних процесів в гідросистемах керування пресами відбувається зміна швидкості руху робочої рідини внаслідок включення в дію регулювальної апаратури керування, що супроводжується гідродударними явищами різної інтенсивності [280]. Регулювальні клапани проектують таким чином, щоб їх дроселюючі властивості відповідали вимогам безударних розгонів, гальмувань і реверсів рухомих мас металу й рідини.

Однак в разі декомпресії робочих циліндрів гідравлічного преса з НАП після закінчення робочого ходу виникає необхідність інтенсивного здійснення процесу дроселювання рідини високого тиску. Це потребує оснащення відповідних зливних магістралей пристроями запобігання ударного підвищення тиску – компенсаторами гідроударів [281].

Для забезпечення нормальної роботи компенсатора гідроударів важливим є обчислення об'єму його робочої порожнини, яке можна виконати відповідно до нижче наведеної послідовності.

Під час гідравлічного удару ударне підвищення тиску робочої рідини в гідролінії визначається за формулою

$$p_y = \frac{\rho \cdot V_0}{\sqrt{\rho \cdot \left(\frac{1}{E_P} + \frac{d}{E_M \cdot s} \right)}}, \quad (6.65)$$

де V_0 – початкова швидкість руху робочої рідини;

d , s – внутрішній діаметр і товщина стінки труби;

E_P – об'ємний модуль пружності робочої рідини;

E_M – модуль пружності матеріалу труби.

Наведена формула (6.65) дозволяє підрахувати ударне підвищення тиску робочої рідини, яка переміщується всередині труби з пружними стінками, тобто $E_M \neq \infty$. Для труби з абсолютно жорсткими стінками, коли $E_M = \infty$, швидкість поширення ударної хвилі дорівнює швидкості поширення звуку в заданому рідинному середовищі та ударне підвищення тиску робочої рідини підраховується за такою формулою [136, 147]

$$p_y = \rho \cdot V_0 \sqrt{\frac{E_P}{\rho}}. \quad (6.66)$$

У формулах (6.65) і (6.66) множники $\frac{1}{\sqrt{\rho \cdot \left(\frac{1}{E_P} + \frac{d}{E_M \cdot s} \right)}}$ і $\sqrt{\frac{E_P}{\rho}}$ представляють собою параметр α_3 – швидкість звуку в пружній рідині, яка заповнює

трубу з пружними (6.65) і жорсткими (6.66) стінками відповідно. Тобто в загальному випадку ударне підвищення тиску робочої рідини виражається формулою

$$p_y = \rho \cdot V_0 \cdot \alpha_3. \quad (6.67)$$

В залежності від конкретного виконання гідросистеми параметр α_3 обчислюється тим чи іншим способом [147].

Перепад тиску на дроселюючому елементі компенсатора гідроударів визначається відповідно до формули Вейсбаха (2.7), з якої виразимо коефіцієнт його опору ζ_k

$$\zeta_k = \frac{\Delta p_k}{0,5 \cdot \rho \cdot V_0^2}. \quad (6.68)$$

Увесь ударний тиск, що перевищує номінальний робочий тиск системи p_n , має поглинатися дроселюючим елементом компенсатора гідроударів. З цього виходить, що

$$\Delta p_k = p_y - p_n. \quad (6.69)$$

Підставимо значення p_y з формули (6.67) в формулу (6.68) і отримаємо таку залежність

$$\zeta_k = \frac{p_y - p_n}{0,5 \cdot \rho \cdot V_0^2}. \quad (6.70)$$

Відповідно до величини гідравлічного опору клапана, яка розрахована за формулою (6.70), визначаємо величину критичного перерізу дроселюючого елемента компенсатора гідроударів

$$f_{kp} = \frac{f_{nc}}{\sqrt{\zeta_k + 1}}. \quad (6.71)$$

Досягнення необхідної величини гідравлічного опору дроселюючого елемента забезпечується спеціальним його профілюванням у відповідності до відомих методик [136, 147].

Об'єм робочої порожнини компенсатора гідроударів визначається формулою

$$W_{\Gamma} = \frac{W_c \cdot \Delta p_k}{E_p}, \quad (6.72)$$

де W_c – об'єм ділянки трубопроводу, в якому встановлений компенсатор гідравлічного удару.

Значення W_c становить

$$W_c = L_c \cdot f_c, \quad (6.73)$$

де L_c , f_c – довжина та площа поперечного перерізу ділянки трубопроводу, що розглядається.

Значення L_c визначається за наступною формулою

$$L_c = \frac{\Delta p_k \cdot t_{дек}}{2 \cdot \rho \cdot V_0}, \quad (6.74)$$

де $t_{дек}$ – час відкриття зливного клапана робочих циліндрів для здійснення їх декомпресії.

Підставимо значення L з формули (6.74) в формулу (6.73). Отримаємо остаточну залежність для визначення об'єму робочої порожнини компенсатора гідравлічного удару

$$W_{\Gamma} = \frac{\Delta p_k^2 \cdot t_{дек} \cdot f_c}{2 \cdot \rho \cdot V_0 \cdot E_p}. \quad (6.75)$$

Для кожного конкретного виконання гідравлічної системи та особливостей її роботи за формулами (6.65) – (6.75) розраховуються відповідні параметри, на підставі яких здійснюється захист гідравлічної системи преса від ударного підвищення тиску.

У таблиці 6.2 наведені вихідні дані та результати розрахунку параметрів компенсаторів гідроудару для двох типів робочої рідини – мінерального мастила та водної емульсії – і трьох значень номінального робочого тиску для кожного типу робочої рідини.

Таблиця 6.2 – Вихідні дані та результати розрахунку параметрів компенсатора гідроударів

Параметр	Розмірність	Тип робочої рідини					
		Мінеральне мастило			Водна емульсія		
ρ	кг/м ³	800			1000		
$E_p \cdot 10^6$	Па	1400			2100		
α_3	м/с	1323			1450		
V_0	м/с	10			15		
$p_y \cdot 10^6$	Па	10,584			21,75		
$p_n \cdot 10^6$	Па	4,0	6,3	10,0	12,5	16,0	20,0
ζ_k		164,6	107,1	14,6	82,2	51,1	15,56
d_c	мм	40			40		
f_c	мм ²	1256			1256		
f_{kp}	мм ²	90,82	110,7	260,6	124,73	154,11	253,74
$t_{дек}$	с	0,1			0,1		
L_c	м	41,15	26,78	3,65	30,83	19,17	5,83
d_c	м	0,04			0,04		
$f_c \cdot 10^{-6}$	м ²	1256			1256		
$W_\Gamma \cdot 10^{-6}$	м ³	243,0	103,0	1,9	170,6	66,0	6,1

6.9 Розрахунок клапанів керування зворотними циліндрами

Раніше в даному розділі була розглянута методика проектування систем гідроліній зворотних і врівноважувальних циліндрів гідравлічного преса (див. рис. 6.14), що передбачає диференціацію гідроліній, які відповідають за забезпечення необхідних параметрів окремих етапів машинного циклу.

Не менш важливим також є розрахунок площі критичних прохідних перерізів дросельних регулювальних клапанів керування зворотними циліндрами. Від правильного вибору цих перерізів багато в чому буде залежати ефективність роботи преса на ході наближення та зворотному [251].

Швидкість переміщення рухомої поперечини на ході наближення буде визначатися параметрами зливного клапана зворотних циліндрів (див. розділ 3), а на зворотному ході – параметрами їх впускного клапана (див. розділ 5).

При завищених прохідних перерізах $f_{кр}$ зливного клапана зворотних циліндрів буде спостерігатися рідинне голодування робочих циліндрів при їх заповненні робочою рідиною низького тиску з НЗБ.

При занижених прохідних перерізах $f_{кр}$ впускного клапана зворотних циліндрів ефективність роботи преса на зворотному ході буде низька через повільний підйом рухомої поперечини в верхнє положення та пов'язані з ним значні гідравлічні втрати в приводі.

У підрозділі 6.6 докладно викладена послідовність розрахунку величини критичного прохідного перерізу $f_{кр}$ повністю відкритого дросельного регулювального клапана робочих циліндрів. Однак розрахунок клапанів керування зворотними циліндрами має ряд особливостей.

Розрахунок величини критичного прохідного перерізу зливного клапана зворотних циліндрів виконується в наступній послідовності дій.

1) З формули Вейсбаха (2.7) виражають коефіцієнт ξ_m гідравлічного опору магістралі «зворотний циліндр – НЗБ», зведений до площі зворотних циліндрів

$$\xi_m = \frac{\Delta p}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{n_max_xn}^2} = \xi_k + \xi_{арм}, \quad (6.76)$$

де Δp – перепад тисків між зворотним циліндром p_{cm} (початковий тиск в зворотних циліндрах в момент початку ходу наближення) і НЗБ $p_{\bar{o}}$ при переміщенні рухомої поперечини преса з найбільшою швидкістю $V_{n_max_xn}$ на ході наближення до поковки ($\Delta p = p_{cm} - p_{\bar{o}}$).

2) Задаються бажаним значенням коефіцієнта якості гідросистеми α і визначають величину зведеного коефіцієнта ξ_k зливного клапана зворотних циліндрів за формулою (6.36).

3) Визначають величину зведеного коефіцієнта $\xi_{арм}$ опору труб і арматури в магістралі «зворотний циліндр – НЗБ» за формулою (6.37) і проектують магістраль відповідно до його величини (див. підрозділ 6.6).

4) Зводять коефіцієнт гідравлічного опору регульовального клапана ζ_k до прохідного перерізу f_3 (6.21) гідролінії «зливний клапан – НЗБ»

$$\zeta_k = \xi_k \frac{f_3^2}{F_{\bar{o}}^2}. \quad (6.77)$$

5) Величина критичного прохідного перерізу $f_{кр}$ повністю відкритого зливного клапана зворотних циліндрів визначається за формулою

$$f_{кр} = \frac{f_3}{\sqrt{\zeta_k + 1}}. \quad (6.78)$$

Методика розрахунку величини критичного прохідного перерізу впускного клапана зворотних циліндрів наступна.

1) Коефіцієнт ξ_m гідравлічного опору магістралі «акумулятор – зворотний циліндр», зведений до площі зворотних циліндрів, також виражається з формули Вейсбаха (2.7)

$$\xi_m = \frac{\Delta p}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{n_max_ex}^2} = \xi_k + \xi_{арм}, \quad (6.79)$$

де Δp – перепад тисків між акумулятором p_a і зворотним циліндром p_v при переміщенні рухомої поперечини преса з найбільшою швидкістю $V_{n_max_vx}$ на зворотному ході ($\Delta p = p_a - p_v$).

2) Задаються бажаним значенням коефіцієнта якості гідросистеми α і визначають величину зведеного коефіцієнта ξ_k впускного клапана зворотних циліндрів за формулою (6.36).

3) Визначають величину зведеного коефіцієнта $\xi_{арм}$ опору труб і арматури в магістралі «акумулятор – зворотний циліндр» за формулою (6.37) і проєктують магістраль відповідно до його величини (див. підрозділ 6.6).

4) Зводять коефіцієнт гідравлічного опору дросельного регулювального клапана ζ_k до прохідного перерізу f_{1-2} (6.20) гідролінії «акумулятор – впускний клапан»

$$\zeta_k = \xi_k \frac{f_{1-2}^2}{F_v^2}. \quad (6.80)$$

5) Величина критичного прохідного перерізу $f_{кр}$ повністю відкритого впускного клапана зворотних циліндрів визначається за формулою

$$f_{кр} = \frac{f_{1-2}}{\sqrt{\zeta_k + 1}}. \quad (6.81)$$

За наведеними формулами (6.35) – (6.39) для гідравлічних пресів з НАП в діапазоні зусиль 30...150 МН розраховані величини критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ дросельних регулювальних клапанів керування зворотними циліндрами при різних значеннях коефіцієнта якості гідросистеми α . Відповідні криві наведені на рисунку 6.29.

Значення швидкостей $V_{n_max_xn}$ і $V_{n_max_vx}$ переміщення рухомої поперечини на ходах наближення і зворотному визначали теоретико-експериментальним шляхом (див. розділ 2).

Перепад тисків Δp вираховували за експериментальними діаграмами ходів наближення (див. розділ 3) і зворотного (див. розділ 5).

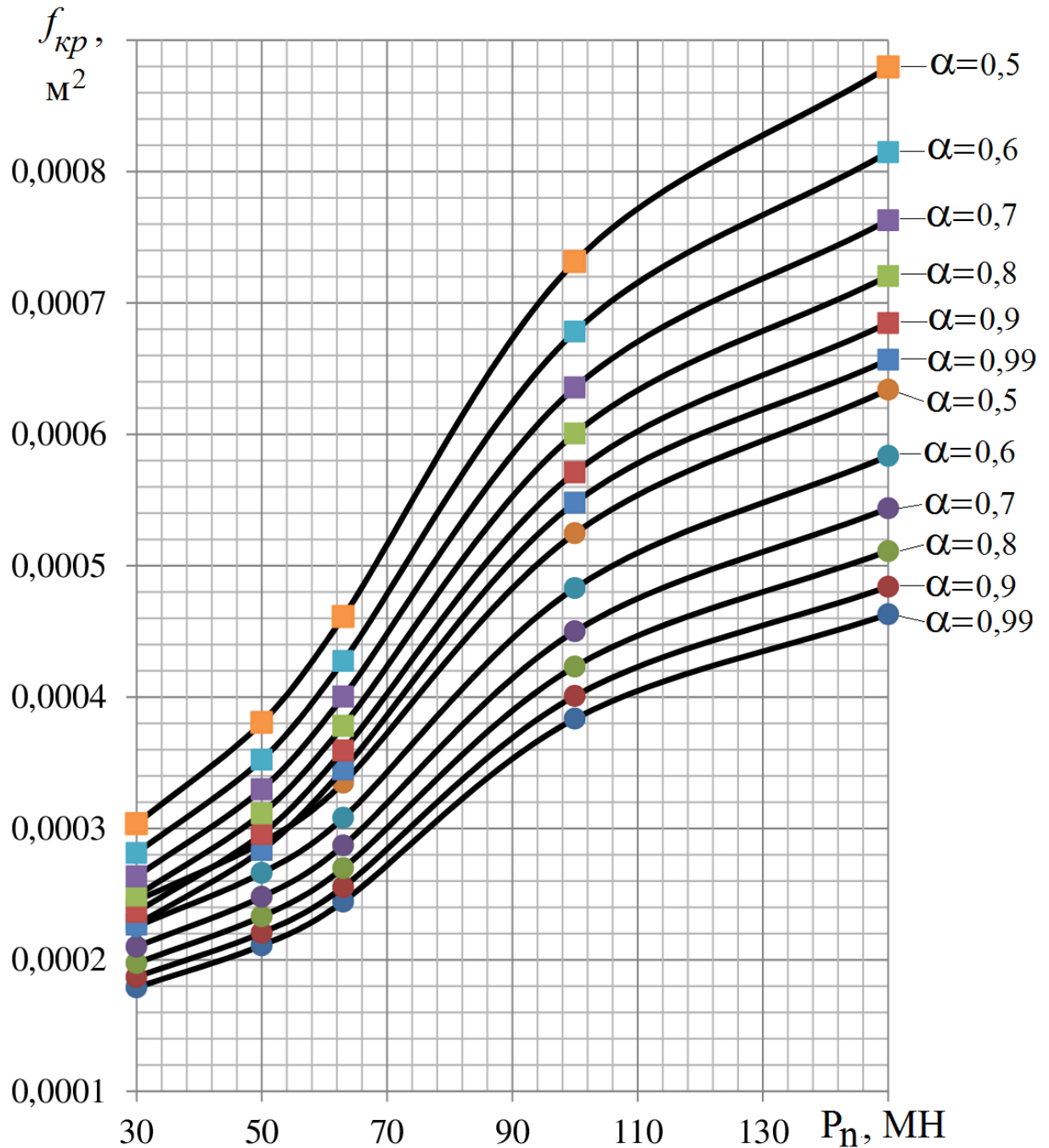


Рисунок 6.29 – Криві для визначення критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ зливного (круглі маркери) і впускного (квадратні маркери) клапанів керування зворотними циліндрами при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП

Відповідно до розрахункових кривих (див. рис. 6.29), задавшись необхідним значенням коефіцієнта α , визначають величини критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ зливного та впускного дросельних регулювальних клапанів керування зворотними циліндрами. Причому зі збільшенням α величина $f_{кр}$ зменшується, чим досягається перерозподіл гідравлічного опору магістралей на користь регулювальних клапанів.

Гальмування рухомої поперечини на зворотному ході здійснюється закриттям зливних клапанів робочих циліндрів (див. розділ 5), параметри яких визначені в підрозділі 6.8.

6.10 Розрахунок параметрів проточної частини дросельних регулювальних клапанів керування гідравлічними пресами з НАП

Правильний вибір параметрів дросельних регулювальних клапанів є одним з найбільш важливих і відповідальних етапів при проектуванні систем керування гідравлічними пресами з НАП [272]. Необхідно застосовувати клапани з високими регулювальними властивостями, що забезпечують плавні розгін і гальмування рухомих мас, регулювання швидкості їх переміщення на різних етапах машинного циклу, а також ефективне поглинання енергії рідини високого тиску. При високому коефіцієнті α швидкісна характеристика регулювального клапана мало спотворюється та наближається за формою до конструктивної, закладеної в конструкцію клапана при його проектуванні.

З аналізу експериментальних діаграм, проведеного в розділах 3 – 5 поданої роботи, встановлено, що регулювальні клапани сучасних гідравлічних пресів з НАП, що працюють на базі індивідуальних сервоприводів, відрізняються коливаннями дросельного елемента. Особливо ці коливання проявляються в період робочого ходу, коли необхідно дроселювати інтенсивний потік рідини високого тиску, що підводиться до робочих циліндрів від акумулятора. При цьому період і частота автоколивань штока регулювального клапана така, що

навіть при наявності індивідуального сервоприводу спостерігаються коливальні явища різної інтенсивності, як рухомої поперечини, так і тиску в відповідних гідролініях [282].

Аналіз досвіду проектування й експлуатації гідросистем керування пресами (див. підрозділ 1.2) показує, що найбільш ефективним в боротьбі з коливаннями є раціональне проектування проточної частини дросельного регулювального клапана, зокрема, виконання її у вигляді конфузора (див. рис. 1.7, в). В такому дросельному регулювальному клапані вершина конуса ostrішки плунжера спрямована проти руху потоку робочої рідини високого тиску з утворенням критичного перерізу нижче запірної фаски.

У попередніх підрозділах даного розділу докладно викладено методику розрахунку величини критичного прохідного перерізу $f_{кр}$ різних клапанів керування гідравлічними пресами з НАП, яка зводиться, головним чином, до раціонального перерозподілу гідроопору у відповідних магістралях і в загальному випадку може бути проілюстрована схемою, зображеною на рисунку 6.30. Визначивши величину критичного прохідного перерізу $f_{кр}$ повністю відкритого дросельного регулювального клапана, задаються його конструктивними параметрами, керуючись загальною схемою проточної частини (рис. 6.31).

Проточна частина регулювального клапана з дроселюючим елементом у вигляді конфузора (див. рис. 6.31) містить виступ 1 на ostrішку клапана, сідло 2, критичний прохідний переріз 3 і має такими конструктивні параметри:

- найменший діаметр прохідного отвору в сідлі 2 клапана d_c ;
- висота підйому клапана h_k ;
- кут конусності β отвору сідла 2 клапана для течії робочої рідини зі швидкістю $V_{ж}$.

Зв'язок зазначених параметрів з величиною критичного прохідного перерізу $f_{кр}$ повністю відкритого клапана виражається наступною формулою, що є інтерпретацією залежності (6.40)

$$f_{кр} = \pi \cdot h_k \cdot \sin \beta (d_c + h_k \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta). \quad (6.82)$$

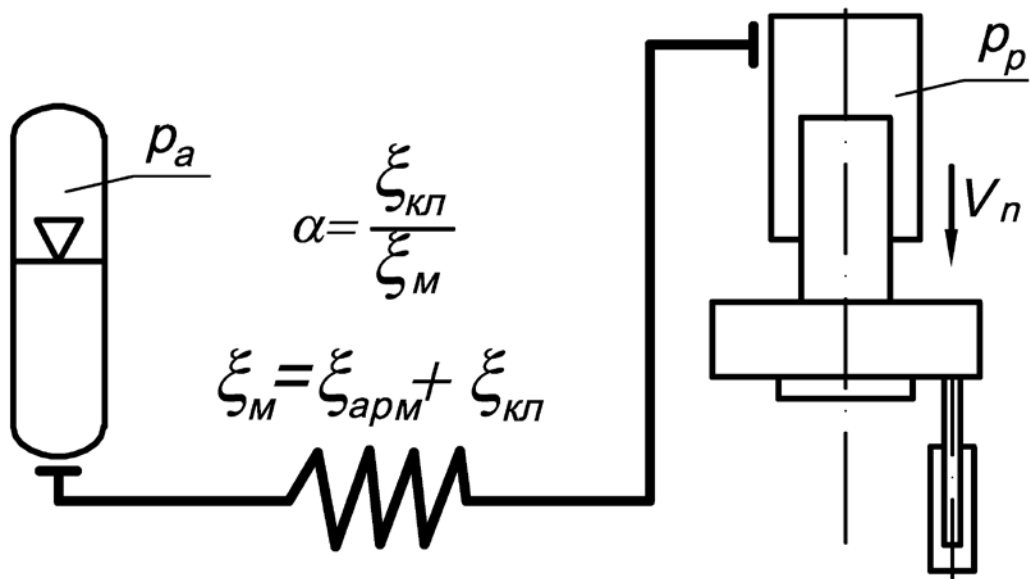


Рисунок 6.30 – Схема магістралі «акумулятор – прес»

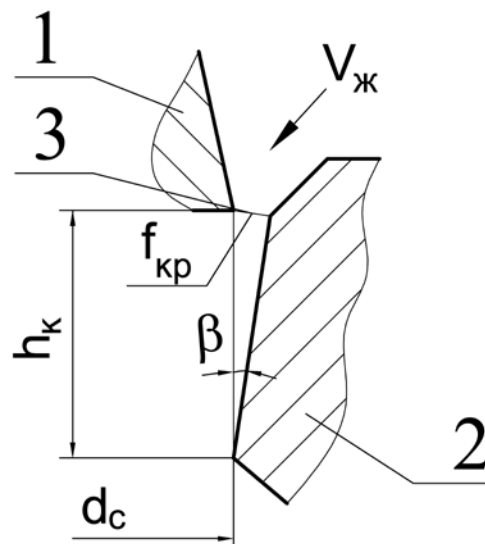


Рисунок 6.31 – Схема проточної частини повністю відкритого дросельно-регулювального клапана

Методом підбору визначають кут конусності отвору сідла β , котрий бажано витримувати в межах $6...18^\circ$. Для цього можна варіювати величинами h_k і d_c відповідно до практичних рекомендацій, наведених у спеціальній літературі [134 – 137, 147, 251].

6.11 Обґрунтування наукової новизни розробленого методу інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП

Традиційно при розробці гідравлічних пресів з НАП основна увага приділялася проектуванню магістралі «акумулятор – робочі циліндри», а інші складові – системи низького тиску, зворотних і врівноважувальних циліндрів, керування рухомим столом, запобігання ударному підвищенню тиску та ін. – носили допоміжний характер, і їх проектування обмежувалося виконанням узагальнених розрахунків, часто з використанням приблизних й емпіричних залежностей. У розділі 1 роботи дана проблема детально розглянута.

Розроблений в дисертаційній роботі метод інженерного аналізу є новим і принципово відрізняється від раніше відомих тим, що послідовність проектування й розрахунку гідравлічних пресів з НАП відповідає послідовності виконання етапів машинного циклу. Причому розробці даного методу передують комплекс експериментальних досліджень і детальний аналіз адекватних математичних моделей всіх етапів машинного циклу преса, що знаходяться в безпосередньому взаємозв'язку. Це дає можливість науково обґрунтувати кожне прийняте при проектуванні рішення та розробити систему взаємопов'язаних аналітичних залежностей.

Новий метод інженерного аналізу дозволяє ще на етапі проектування гідравлічних пресів з НАП встановити взаємозв'язок систем високого і низького тисків, а також гідроліній робочих, зворотних і врівноважувальних циліндрів, що забезпечує усунення тихохідності розглянутих машин, підвищення ефективності їх роботи протягом усього машинного циклу.

Практична реалізація створеного в дисертаційній роботі методу інженерного аналізу охоплює гідравлічні преси з НАП ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН, для яких розроблені математичні моделі мають достатню адекватністю. Результати розрахунків відповідно до нового методу зводяться до графічних залежностей, що відрізняються однозначністю, тобто всі параметри, визначені в ході інженерного аналізу, знаходяться в безпосередній залежності від номінального зусилля гідравлічного преса. Тому, при створенні нового гідропресового обладнання досить скористатися відповідними графіками, а при модернізації діючих гідравлічних пресів з НАП крім графіків необхідним є використання й аналітичних залежностей.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено новий метод інженерного аналізу принципово відрізняється від раніше відомих тим, що послідовність проектування й розрахунку гідравлічних пресів з НАП відповідає послідовності виконання етапів машинного циклу. Це дозволяє ще на етапі проектування пресів встановити взаємозв'язок систем високого та низького тисків, а також гідроліній робочих, зворотних і врівноважувальних циліндрів, що забезпечує усунення тихохідності машин, підвищення ефективності їх роботи протягом усього машинного циклу.

2. Розроблений комплекс аналітичних залежностей дозволяє для гідравлічних пресів з НАП ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН побудувати графічні залежності, які відрізняються однозначністю, тобто всі параметри, визначені в ході інженерного аналізу, знаходяться в безпосередній залежності від номінального зусилля гідравлічного преса – при створенні нового гідропресового обладнання досить скористатися відповідними графіками, а при модернізації діючих гідравлічних пресів з НАП крім графіків необхідним є використання й аналітичних залежностей.

3. Надано оцінку впливу компоновання наповнювально-зливних систем на якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску. Розроблено методику визначення базових параметрів системи низького тиску, при яких в системах керування гідравлічними пресами з НАП найкращим чином поєднуються безударна швидкодія та відсутність рідинного голодування.

4. Оцінкою НДС донної частини робочих циліндрів встановлено, що виконання радіусу заокруглення галтелі величиною менш $0,2d_{вн}$ призводить до появи в ній яскраво виражених зон концентрації напружень, а заглиблення галтелі в донну частину більш, ніж на $0,4t_{cm}$ призводить до виникнення додаткових радіальних сил, що викликають появу пластичних деформацій та підсилюють розвиток тріщин від утомленості. Побудовано ряд кривих, які дозволяють проектувати корпуси робочих циліндрів, гарантуючи раціональне співвідношення відповідних конструктивних параметрів донної частини з урахуванням

проточки під НЗК і отвору для підведення рідини високого тиску, а також необхідний запас міцності при заданих умовах експлуатації відповідно до конкретного значення коефіцієнту послаблення днища.

5. Розроблено метод раціонального проектування системи зворотних і врівноважувальних циліндрів, що передбачає диференціацію гідроліній, які входять до її складу та відповідають за досягнення необхідних параметрів переміщення рухомої поперечини на окремих етапах машинного циклу преса.

6. Вперше науково обґрунтовано та введено в теорію інженерного аналізу «фактор вагомості клапана» K_{ES} , що поєднує в собі параметри насосно-акумуляторного приводу преса, конструктивну й швидкісну характеристики регульовального клапана, а також якість системи керування в прив'язці до номінального зусилля преса. Фактор K_{ES} дозволяє підбирати під необхідні швидкісні параметри й вимоги точності гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі регульовальні клапани, а також досягти точного перерозподілу гідравлічного опору між регульовальним клапаном та іншими компонентами магістралі «акумулятор – прес».

7. Розроблено методику розрахунку основних параметрів рухомих столів і систем їх керування, що забезпечують необхідну ефективність роботи гідравлічного преса з НАП на різних етапах машинного циклу.

8. Встановлено взаємозв'язок параметрів системи прискореної декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу, що дозволяє поєднати критичний переріз зливного клапана робочих циліндрів з параметрами системи низького тиску – колектора та наповнювально-зливного трубопроводу, а також здійснити перерозподіл гідравлічного опору зливної магістралі, зосередивши основну його частку на зливному клапані.

7. КОМПЛЕКС ІННОВАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ З УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО- АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ НА БАЗІ ІНДИВІДУАЛЬНОГО СЕРВОПРИВОДУ, РЕЖИМІВ ЇХ РОБОТИ ТА ПРАКТИЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ У ВИРОБНИЦТВІ

7.1 Розробка систем і режимів ефективного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску

За результатами проведених в роботі досліджень розроблені пристрої та рекомендації з удосконалення конструкцій і режимів роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом. Даний комплекс технічних рішень відрізняється практичною цінністю, відповідає сучасним вимогам виробництва, має підвищені експлуатаційні характеристики, ефективний і надійний в роботі, всі пристрої компактні й ергономічні, адаптуються під різні вимоги та конструктивні особливості приводів гідравлічних пресів в широкому діапазоні номінальних зусиль.

Як показують дослідження, для створення ефективної системи прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску необхідно вдосконалити не тільки конструкцію та режим роботи елементів, що входять до складу системи наповнення, а й змінити сам принцип її функціонування [149, 254, 256, 283].

В роботі раніше зазначалося, що НЗК, що застосовуються в сучасних пресах, повинні бути надійними, довговічними, компактними, зручними при підключенні до комунікацій преса, мати високу ремонтпридатність, а в разі їх виходу з ладу забезпечувати усунення поломки без розгерметизації всієї гідросистеми преса [150, 284]. Для забезпечення високої якості керування робота НЗК протягом усього машинного циклу преса повинна здійснюватися в примусовому режимі індивідуальним сервоприводом [285].

На рисунку 7.1 представлена вдосконалена конструкція наповнювально-зливного вузла [286], який вміщує корпус 1, а також клапан 2 з сідлом 3, встановлені в виточці днища робочого циліндра 4 преса. Шток 5 клапана 2 жорстко з'єднаний з поршнем сервоприводу 6. Канал 7, що сполучає НЗК з наповнювально-зливним баком, виконаний безпосередньо в донній частині циліндра 4 і з'єднаний з надклапанною порожниною клапана 2. Канал 8 підведення робочої рідини від клапанного розподільника робочих циліндрів також виконаний в донній частині циліндра 4. Надпоршнева порожнина 9 сервоприводу 6 є керованою, а підпоршнева порожнина 10 постійно знаходиться під тиском.

Усунення з конструкції наповнювально-зливного вузла пружини дозволяє значно підвищити його надійність, а виконання каналу 7 безпосередньо в донній частині циліндра 4 – знизити масу клапана та габарити всього вузла по висоті. Вузол даної конструкції відрізняється підвищеною компактністю та малою металоємністю. За рахунок виконання каналів 7 і 8 в донній частині робочого циліндра 4 знижується гідравлічний опір гідроліній, що підводять, низького та високого тисків. Примусове відкриття клапана 2 сервоприводом 6 на повний хід значно полегшує заповнення робочого циліндра 4 рідиною низького тиску, що дозволяє підвищити швидкість ходу наближення рухомої поперечини преса.

Схему слідкувального керування НЗК [287] наведено на рисунку 7.2.

Шток тарілчастого клапана 2 жорстко пов'язаний зі штоком сервоциліндра 1, який має блок слідкувального керування 5. Вузол слідкувального керування сервоциліндром 1 НЗК 2 включає: двоклапанний розподільник 3, що працює на емульсії під тиском 32 МПа, сервоциліндри 4 клапанів розподільника 3, які працюють на мастилі, блок слідкувального керування 5, що містить два розподільника з пропорційним керуванням і два релейних золотника. Клапани двоклапанного розподільника 3 забезпечені датчиками 6 зворотного зв'язку за переміщенням. Тарілчастий клапан 2 також має датчик зворотного зв'язку за положенням. Шток клапана 2 жорстко пов'язаний з штоком сервоциліндра 4.

Слідкувальне керування положенням НЗК хоча і ускладнює його конструкцію, але дає цілий ряд переваг при керуванні пресом.

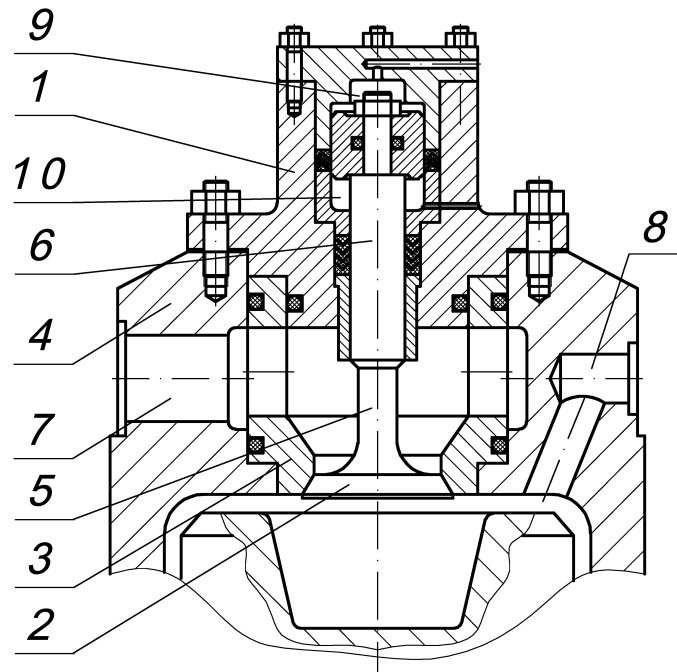


Рисунок 7.1 – Наповнювально-зливний вузол гідравлічного преса [286]

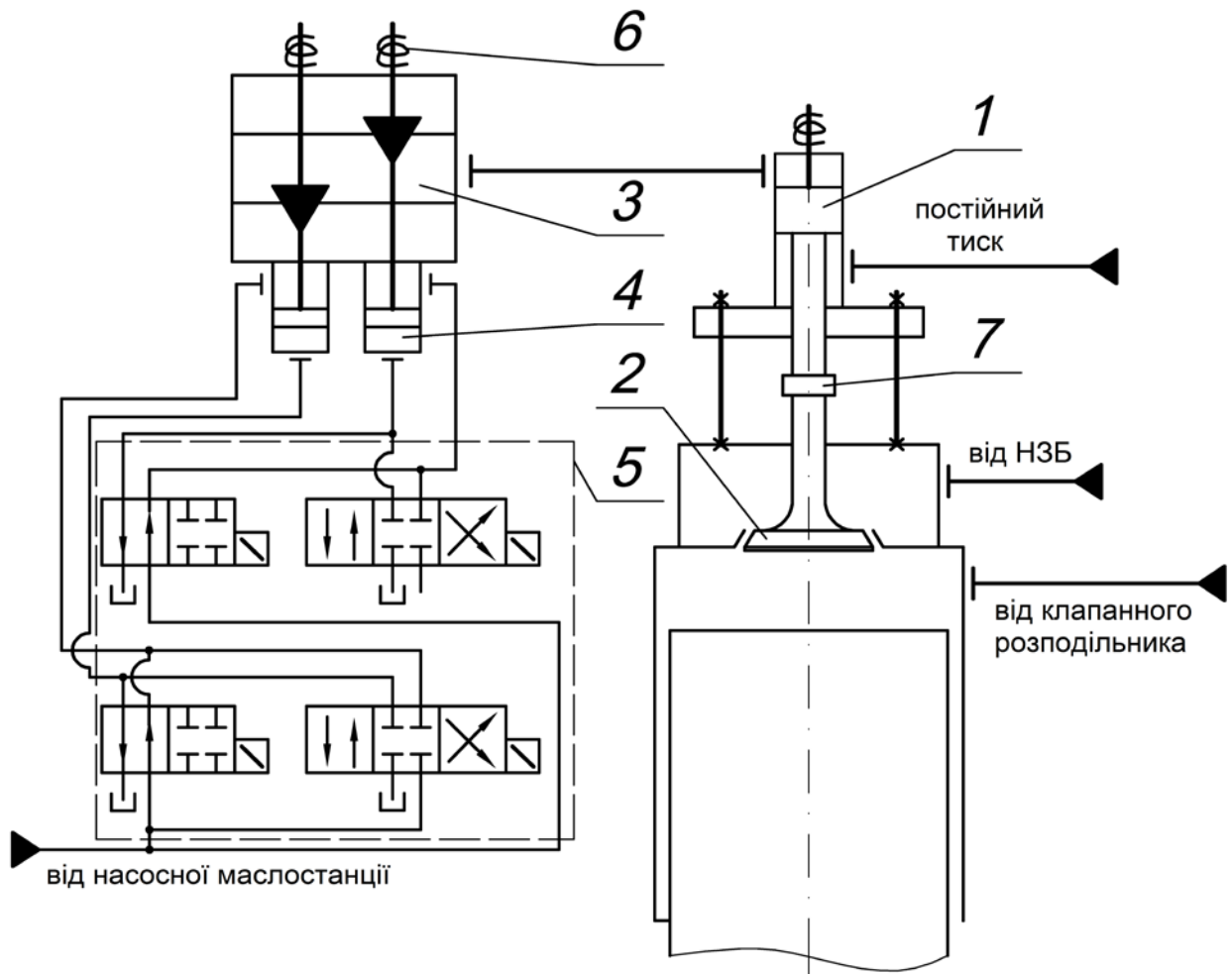


Рисунок 7.2 – Схема слідкувального керування НЗК [287]

Воно дозволяє змінити алгоритм керування клапаном на ходах наближення та зворотному, особливо при гальмуванні рухомої поперечини у верхньому положенні (як це описано у розділі 5 поданої роботи). Крім того, завдяки жорсткому кріпленню 7 штоків НЗК і сервоциліндра вдалося позбутися найменш надійного елемента – пружини, що вносить суттєві похибки в роботу наповнювально-зливного клапана, а також підвищити його динамічну стійкість.

В процесі експлуатації НЗК індивідуальний сервопривод повинен керувати його роботою таким чином, щоб клапан примусово перебував в постійно відкритому стані, а його закриття сервоприводом здійснювалося тільки перед початком робочого ходу. При цьому рідина високого тиску повинна подаватися в робочі циліндри преса тільки після того, як спрацює датчик закриття НЗК [288]. Таке керування виключає рідинне голодування робочих циліндрів на ході наближення. Крім того, НЗК інших ступенів зусиль, які не задіяні, постійно повністю відкриті, чим забезпечується надійне заповнення циліндрів цих ступенів рідиною низького тиску з бака. При цьому виключаються зайві спрацювання НЗК робочих циліндрів, які не беруть участі в машинному циклі, а також їх самовільне відкриття й закриття.

В результаті підвищується надійність, довговічність і якість керування робочими циліндрами преса, знижується зношення клапанів.

Для забезпечення ефективного заповнення робочих циліндрів на ході наближення та відсутності в них рідинного голодування важлива також стабільність тиску в НЗБ кожного разу, коли з нього забирається значний об'єм рідини низького тиску [254, 283]. Виключити можливість зниження тиску в НЗБ можна шляхом створення незалежної роботи системи наповнення від коливань тиску повітря в цеховій магістралі [289] відповідно до нижче запропонованих схем.

Загальною відмінною рисою даних схем є використання на ході наближення для ефективного заповнення робочих циліндрів відцентрових насосів низького тиску, пов'язаних з НЗБ [290 – 293].

Система низького тиску (рис. 7.3) містить НЗБ 1, що взаємодіє з ресивером 2, пневматична порожнину якого за допомогою зворотного клапана 3 з'єд-

нано з цеховою магістраллю подачі стиснутого повітря під тиском 0,3...0,5 МПа. Бак 1 з'єднаний з ресивером 2 через клапан керування 4 і з цеховою магістраллю через зворотний клапан 6. Рідина нагнітається в ресивер 2 відцентровим насосом 5, створюючи в ньому тиск вище, ніж в цеховій магістралі. На ході наближення рухомої поперечини до поковки сервоприводом відкривається клапан керування 4, внаслідок чого здійснюється підвищення пневматичного тиску в баку 1 до 0,7...1,0 МПа. Цей тиск не потрапляє до цехової магістралі внаслідок спрацьовування зворотних клапанів 3 і 6.

На робочому та зворотному ходах рухомої поперечини преса клапан керування 4 закритий. Прес працює в звичайному режимі при тиску в НЗБ 1, відповідному тиску в цеховій магістралі.

В системі наповнення з використанням НЗБ (рис. 7.4) встановлюються відцентровий насос 2, живлення якого здійснюється від НЗБ 1 через регулювальний клапан 3, і гідропневматичний ресивер 4. Пневматичну порожнину ресивера 4 через зворотний клапан 5 з'єднано з цеховою магістраллю подачі стиснутого повітря під тиском 0,3...0,5 МПа та через регулювальний клапан керування 6 з пневматичною порожниною НЗБ 1. Запобіжно-переливна система 7 гідравлічної порожнини ресивера 4 сполучається з НЗБ 1. При цьому відцентровий насос 2 нагнітає рідину під тиском 0,7...1,0 МПа в ресивер 4, де вона акумулюється та підвищує тиску в його пневматичній порожнині до того ж рівня.

При здійсненні рухомою поперечною преса ходу наближення сервоприводом відкривається клапан 6, внаслідок чого тиск у НЗБ 1 підвищується до 0,7...1,0 МПа. Під час робочого та зворотного ходів клапан 6 закритий і робота преса здійснюється в звичайному режимі.

В потужних гідравлічних пресах використання гідропневматичних ресиверів (див. рис. 7.3 і рис. 7.4), що підвищують тиск в пневматичній порожнині НЗБ, буде недостатньо ефективним внаслідок підвищеної ємності системи низького тиску. У цьому випадку доцільно підвищувати не стільки пневматичний тиск, скільки напір потоку робочої рідини, що надходить в робочі циліндри під час здійснення пресом ходу наближення рухомої поперечини до поковки.

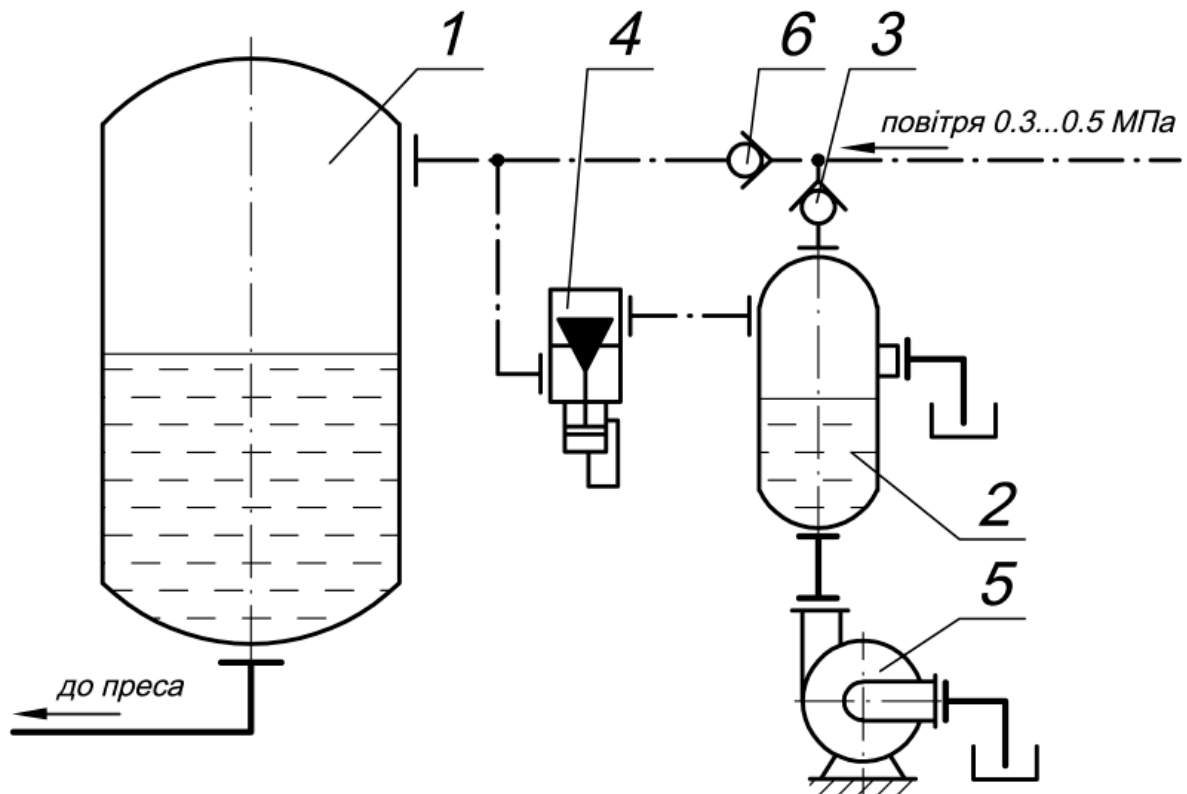


Рисунок 7.3 – Схема системи низького тиску [290]

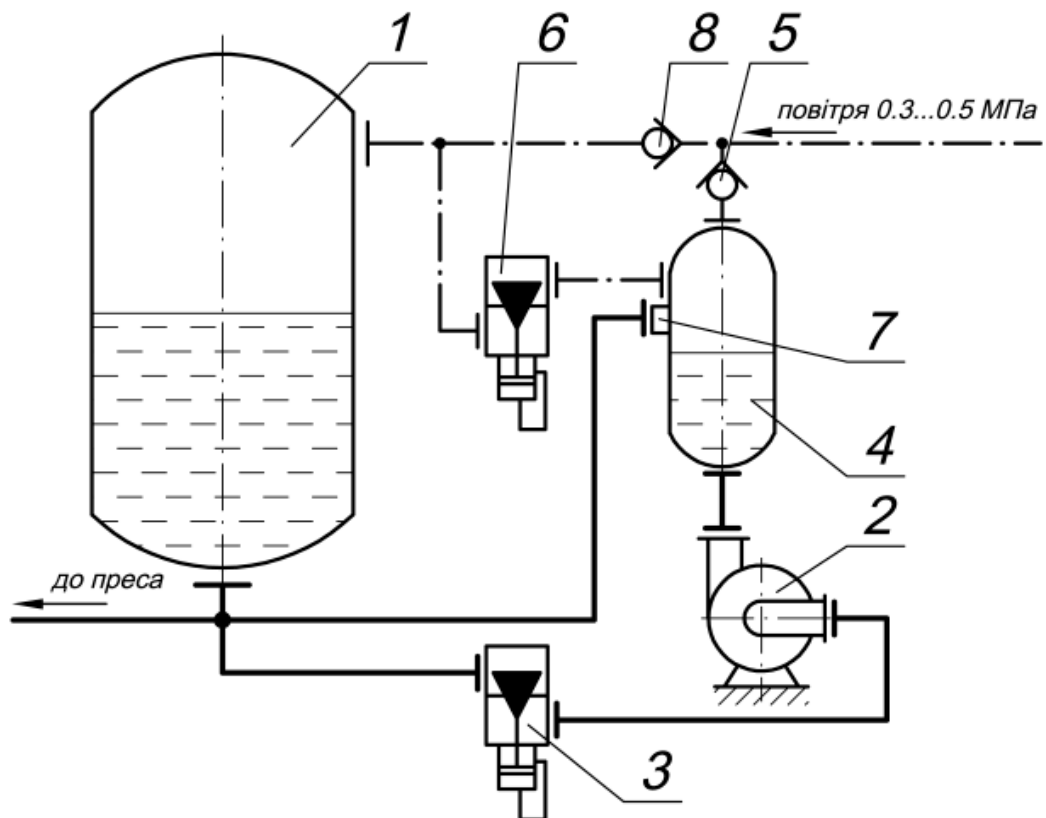


Рисунок 7.4 – Схема системи наповнення з використанням НЗБ [291]

В системі наповнення потужного гідравлічного преса (рис. 7.5) НЗБ 1 з'єднаний з проміжними накопичувачами 2 і 3. Відцентровий насос 4 живиться від бака 1 та сполучається з накопичувачами 2 і 3 через клапани керування 5 і 6. Порожнини низького тиску НЗК 7 і 8 відповідних ступенів зусиль з'єднані з накопичувачами 2 і 3.

На ході наближення рухомої поперечини відкривають клапан 6 і закривають клапан 5. Відцентровий насос 4 нагнітає в наповнювальну магістраль рідину під тиском вищим, ніж тиск в НЗБ 1, і створює напір рідини низького тиску, достатній для здійснення ходу наближення з високою швидкістю без виникнення рідинного голодування в робочих циліндрах.

Під час робочого та зворотного ходів клапан 6 закритий, а клапан 5 відкритий, не створюючи перешкод для скидання робочої рідини в бак 1.

Для системи низького тиску потужного преса (рис. 7.6) також характерне з'єднання бака 1 з НЗК 5 і 6 відповідних ступенів зусиль за допомогою клапанів керування 3 і 4, а також створення відцентровим насосом 2 у наповнювальній магістралі тиску рідини більш високого, ніж тиск в НЗБ 1. При цьому під час робочого та зворотного ходів клапан 3 закритий, а клапан 4 відкритий. Дана схема характерна для пресів з нижнім розташуванням блоку НЗК.

Таким чином, у всіх наведених схемах (див. рис. 7.3 – 7.6) використання відцентрового насоса низького тиску для створення тиску більшого, ніж тиск стиснутого повітря в цеховій магістралі, забезпечує незалежність роботи системи наповнення від коливань тиску повітря в цеховій магістралі. При цьому збільшується швидкість опускання рухомої поперечини на ході наближення з гарантованою відсутністю рідинного голодування робочих циліндрів.

Живлення відцентрових насосів від НЗБ (див. рис. 7.4 – 7.6) дозволяє підвищити їх к. к. д. і за допомогою регулювальних клапанів встановити необхідний рівень тиску у всмоктувальній магістралі насоса. Гідравлічні та пневматичні з'єднання відповідних елементів розглянутих систем забезпечують створення замкненої та збалансованої циркуляції робочої рідини.

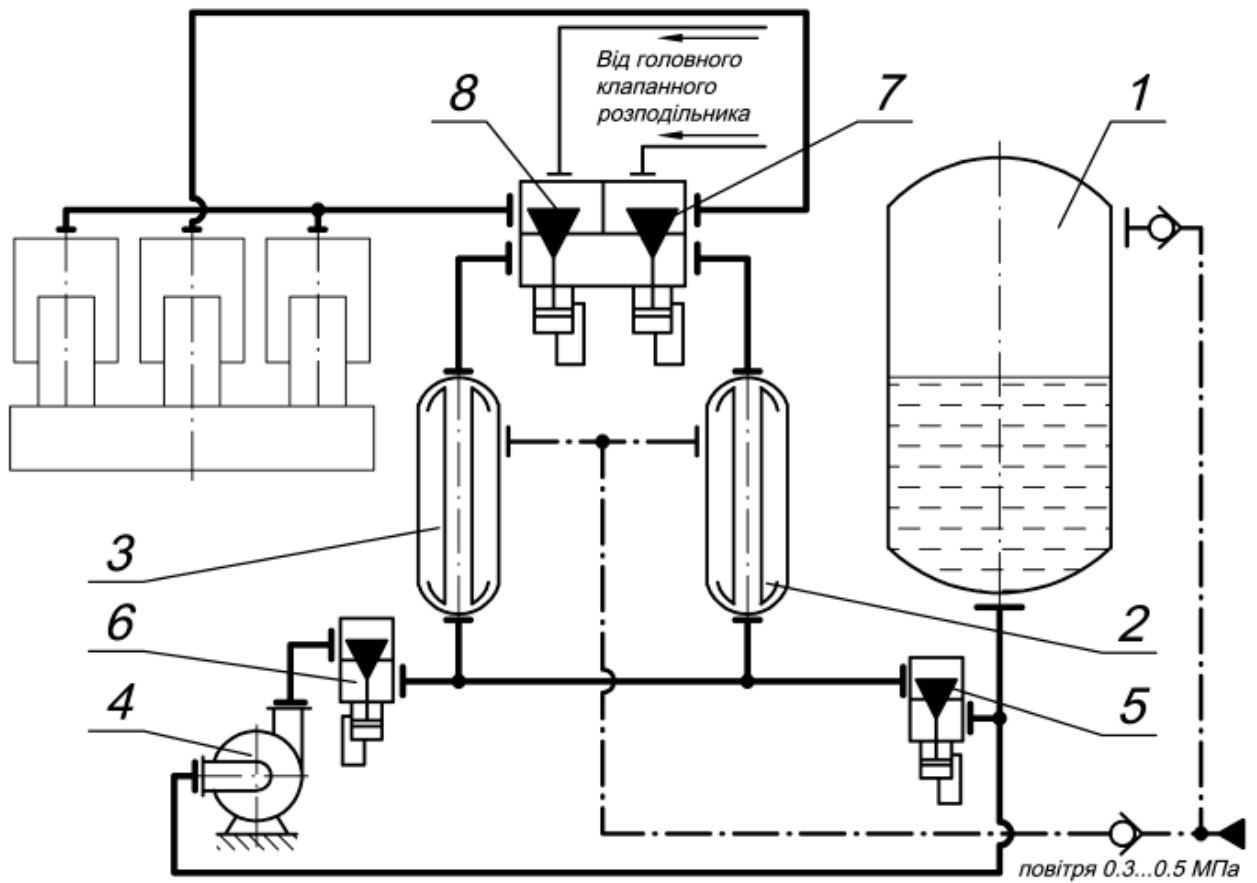


Рисунок 7.5 – Схема системи наповнення потужного преса [292]

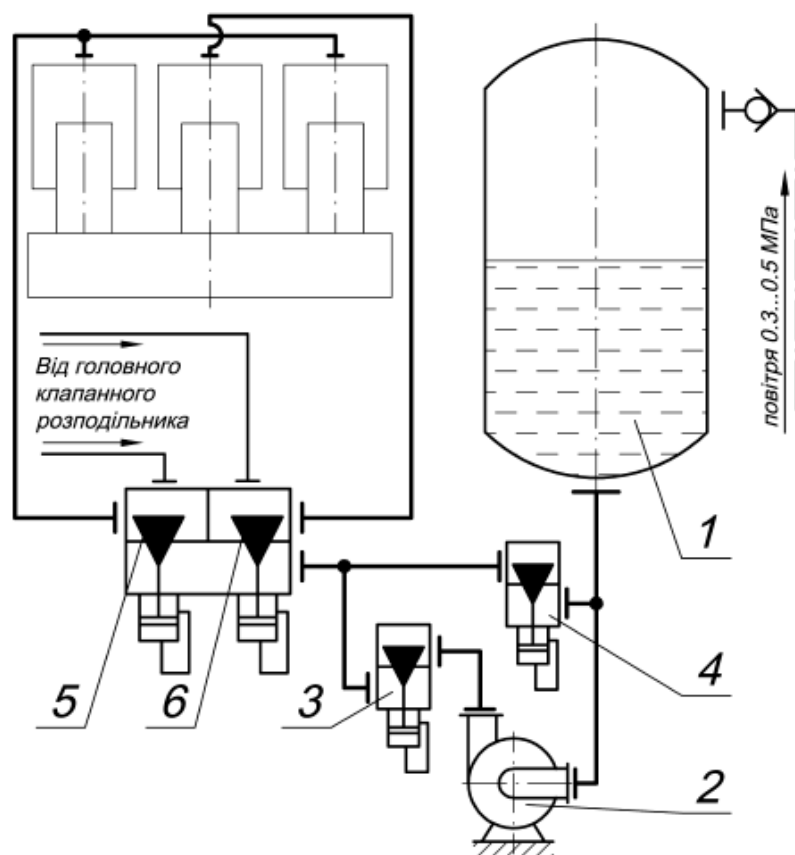


Рисунок 7.6 – Схема системи низького тиску потужного преса [293]

Слід зазначити, що при розробці системи прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску не можна не враховувати той факт, що на ефективність її роботи істотно впливає система керування зворотними циліндрами преса. Отже, остання також повинна зазнати певних змін. У розділі 1 поданої роботи зазначалося, що традиційні системи керування зворотними циліндрами не дозволяють здійснювати прискорене заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску внаслідок наявності на вході в зворотні циліндри нерегульованих дросельних елементів малого прохідного перерізу [294]. Тому, для здійснення плавного регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини в широкому діапазоні необхідно змінити систему керування зворотними циліндрами таким чином, щоб усунути ці нерегульовані дроселі. Дослідження показують, що дана мета може бути досягнута двома способами:

- використанням регульованих дросельних елементів на вході в зворотні циліндри [295 – 298], як це показано на рисунку 7.7;
- повним усуненням дроселів із системи керування зворотними циліндрами [299, 300], що відповідає схемі системи на рисунку 7.8.

У першому випадку (див. рис. 7.7) зворотні циліндри 1 з'єднані гідролініями з розподільником 2, до складу якого входять напірний 3 і зливний 4 клапани, оснащені сервоприводами 5 і 6, а також датчиками 7 і 8 лінійних переміщень. На вході в кожен зворотний циліндр 1 встановлені регульовані дросельні елементи 9 [90, 91], пов'язані через пристрій 10 програмного керування з розподільником 2 і датчиками тиску 12 робочих циліндрів 11.

На ході наближення зливний клапан 4 відкритий. Сигнали від сервоприводу 6 і датчика 8 лінійних переміщень надходять в пристрій 10 програмного керування одночасно з сигналами від датчиків тиску 12 робочих циліндрів 11. Пристрій 10, зіставляючи отримані сигнали з даними АСК, змінює опір дросельних елементів 9 в діапазоні від мінімально припустимого до максимального. При цьому системою керування допускається також і одночасне прикриття зливного клапана 4 в разі, якщо тиск в робочих циліндрах 11 падає до критичного по мірі опускання рухомої поперечини.

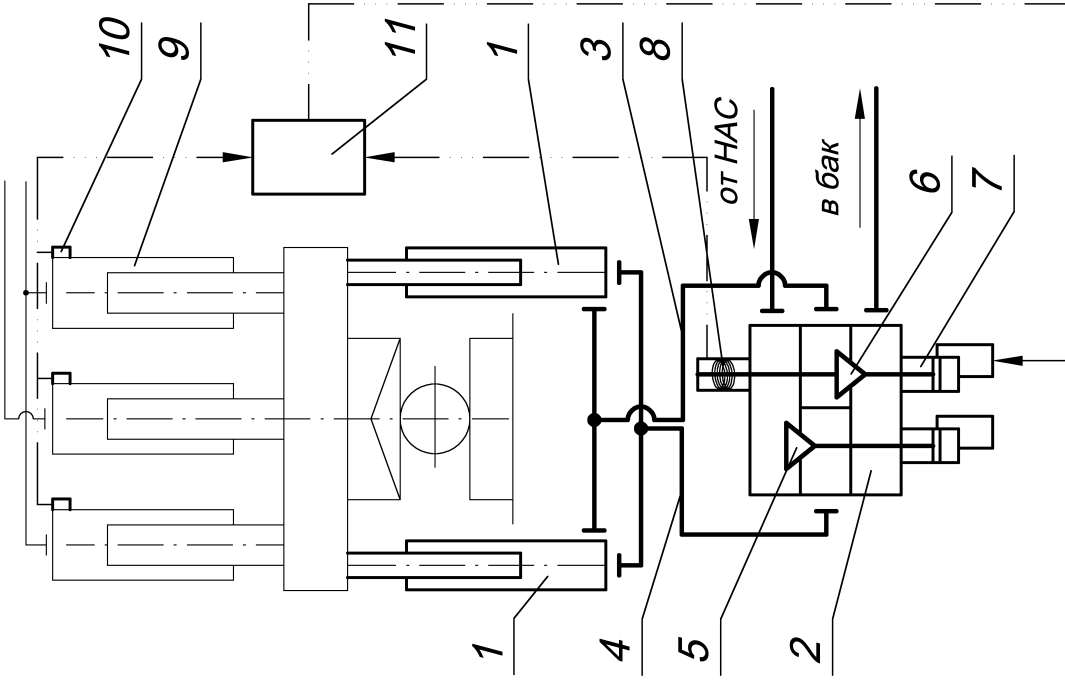


Рисунок 7.8 – Система керування зворотними циліндрами без дроселів [300]

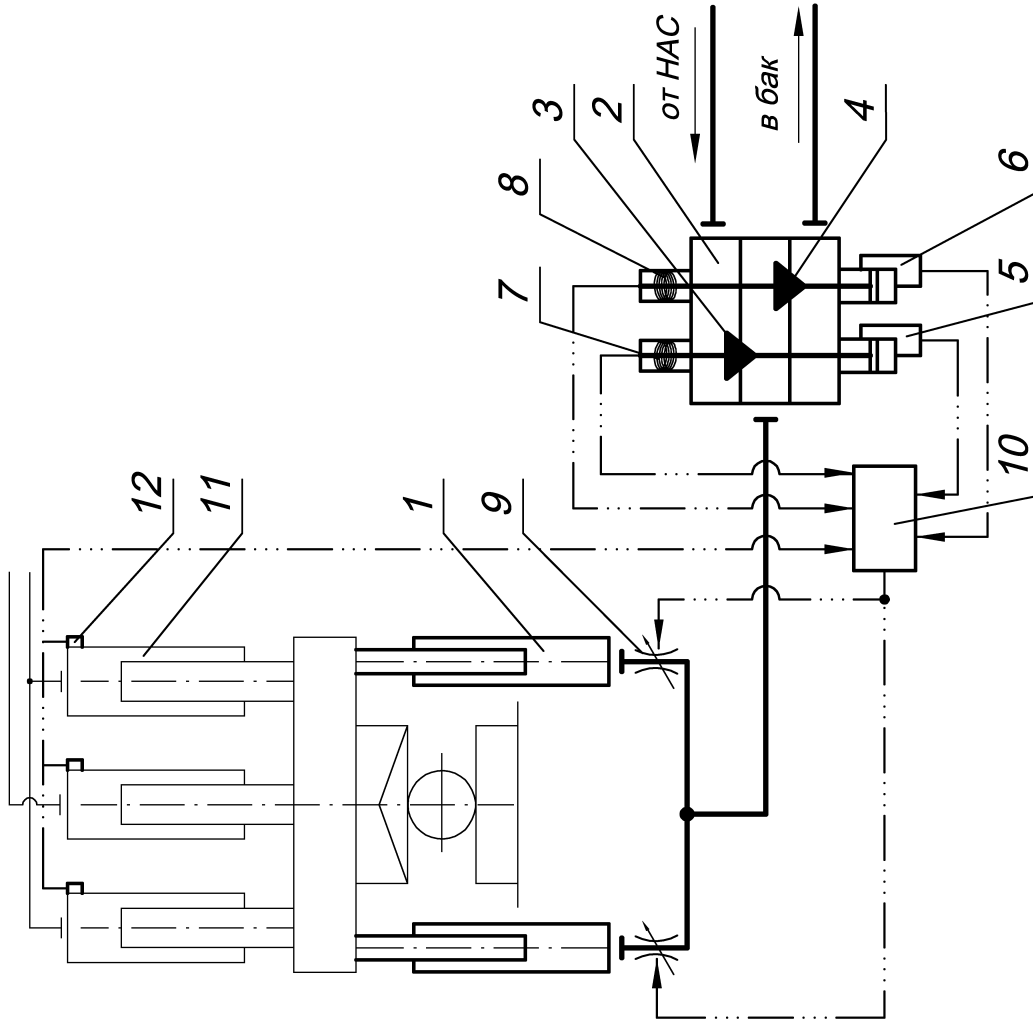


Рисунок 7.7 – Система керування зворотними циліндрами з регульованими дроселями [298]

У другому випадку (див. рис. 7.8), тобто при повному усуненні дросельних шайб із системи керування, зворотні циліндри 1 з'єднуються з клапанним розподільником 2 за допомогою двох гідроліній – зливної 3 і напірної 4. Опір гідролінії 3 є регульованим. Клапани 5 і 6 оснащуються індивідуальними сервоприводами. Датчики тиску 10 робочих циліндрів 9 через пристрій 11 програмного керування пов'язані з датчиком 8 лінійних переміщень і сервоприводом 7 зливного клапана 6.

Для здійснення ходу наближення сервоприводом 7 відкривають зливний клапан 6. В залежності від необхідної швидкості опускання рухомої поперечини його піднімають на відповідну висоту, контрольовану датчиком 8 лінійних переміщень. Одночасно з цим в пристрій 11 надходить сигнал від датчиків тиску 10 робочих циліндрів 9, в залежності від показань яких сервоприводом 7 змінюється висота відкриття клапана 6. В результаті цього зменшується або збільшується опір гідролінії 3, а з нею і швидкість рухомої поперечини на ході наближення до поковки.

Таким чином, наповнювально-зливна і система зворотних циліндрів гідравлічного преса з НАП взаємопов'язані між собою: перша – забезпечує якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки, а друга – визначає динамічні показники ходу наближення. Їх взаємодія за допомогою програмно з'єднаних засобів керування (контролю) клапанами та датчиків тиску забезпечує високі надійність і якість керування пресом на ході наближення.

Такий взаємозв'язок дозволяє розробити заходи контролю й керування поточним тиском рідини низького тиску в робочих циліндрах з метою попередження їх рідинного голодування на ході наближення.

В залежності від конструктивних особливостей конкретного гідравлічного преса з НАП і умов його експлуатації пропонуються наступні способи контролю та керування поточним тиском рідини низького тиску в робочих циліндрах на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

Спосіб 1 [301] оснований на зіставленні автоматизованою системою контролю показників датчиків тиску робочої рідини в НЗБ і поточного тиску рідини в робочих циліндрах на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

У разі падіння тиску в робочих циліндрах до мінімально припустимого рівня підвищують тиск в НЗБ одним з раніше розглянутих способів так, щоб виконувалася наступна нерівність

$$P_{\min} \leq P_p \leq P_{\sigma}, \quad (7.1)$$

де P_{\min} – мінімально припустимий тиск в робочих циліндрах, що передую початку їх вакуумування, МПа;

P_p – поточний тиск рідини в робочих циліндрах, МПа;

P_{σ} – номінальний тиск в НЗБ, МПа.

Сигнали від датчиків тиску, контролюючих величини P_p і поточного значення тиску в НЗБ, надходять в АСК. Номінальний тиск P_{σ} визначається параметрами конкретної гідросистеми і приймається в діапазоні 0,4...0,6 МПа.

АСК постійно здійснює зіставлення відповідних величин на підставі нерівності (7.1). При виконанні умов даної нерівності наповнювально-зливна система працює в звичайному режимі при номінальному тиску P_{σ} в НЗБ. В іншому випадку вдаються до його підвищення.

Спосіб 2 [302] на відміну від попереднього способу представляє собою пасивний контроль тиску в робочих циліндрах у вигляді звичайного моніторингу без можливості надання активного впливу на його величину.

Цей спосіб передбачає взаємопов'язану роботу наступних датчиків:

- тиску в робочих циліндрах;
- тиску робочої рідини в НЗБ;
- рівня робочої рідини в НЗБ;
- швидкості переміщення рухомої поперечини.

В рамках єдиної АСК програмно з'єднують зазначені датчики із засобами регулювання і контролю зливного клапана зворотних циліндрів.

В АСК закладають алгоритм, відповідно до якого постійно контролюють показання цих датчиків і порівнюють поточне значення тиску в робочих циліндрах з розрахунковим значенням, визначеним в кожен конкретний момент часу в залежності від пропускної спроможності наповнювально-зливної системи відповідно до нерівності

$$p_p \geq p_{\delta} - 0,5 \cdot \zeta_{нс} \left(V_n \frac{F_p}{f_{нс}} \right)^2 - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp} \geq p_{\min}. \quad (7.2)$$

Значення p_p обчислюється АСК відповідно до показань датчика тиску в робочих циліндрах, p_{δ} – датчика тиску робочої рідини в НЗБ, V_n – датчика швидкості переміщення рухомої поперечини. Значення Δh_{yp} розраховується як різниця між найвищим рівнем рідини в робочому циліндрі та поточним значенням рівня робочої рідини в НЗБ, яке фіксується відповідним датчиком. Решта величин визначається за даними та методикам, описаними в попередніх розділах поданої дисертаційної роботи.

АСК зіставляє величини нерівності (7.2). У разі її невиконання АСК впливає на засоби регулювання і контролю зливного клапана зворотних циліндрів, зменшуючи висоту його підйому, а, значить, і швидкість V_n .

Спосіб 3 [303] аналогічний попередньому та передбачає взаємодію роботи наповнювально-зливної та системи зворотних циліндрів.

Поточна висота h_k відкриття зливного клапана зворотних циліндрів фіксується датчиком лінійних переміщень, пов'язаним з АСК, в залежності від прийнятого закону відкриття клапана.

Алгоритм керування ходом наближення рухомої поперечини до поковки передбачає виконання наступної нерівності

$$p_{\delta} - 0,5 \cdot \zeta_{нс} \left[\frac{c}{\sqrt{b \left(1 + \alpha \left(\frac{h_{\max}^{2n}}{h_k^{2n}} - 1 \right) \right)}} \cdot \frac{F_p}{f_{нс}} \right]^2 - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp} \geq p_{\min}. \quad (7.3)$$

Нерівність (7.3) пов'язує пропускну здатність наповнювально-зливної системи гідравлічного преса з параметрами системи зворотних циліндрів через коефіцієнти рівняння Ріккаті. При цьому враховується коефіцієнт якості гідро-системи α і показник n виду конструктивної характеристики зливного (регулювального) клапана зворотних циліндрів.

Аналогічно до попереднього способу значення p_6 контролюється датчиком тиску робочої рідини в НЗБ, Δh_{yp} розраховується АСК. Решта величин визначається за даними та рекомендаціями, наведеними раніше.

Виконання нерівності (7.3) забезпечується шляхом впливу АСК на засоби регулювання зливного клапана зворотних циліндрів, змінюючи висоту його підйому та коефіцієнт b в'язкого гідравлічного опору.

Всі розглянуті способи передбачають наявність в системах керування гідравлічними пресами з НАП автоматизованих систем керування, що взаємодіють з датчиками контролю відповідних параметрів. В залежності від рівня оснащеності АСК вибирають один із запропонованих способів контролю поточного тиску рідини в робочих циліндрах на ході наближення.

В розділі 6 поданої дисертаційної роботи вже було розглянуто систему керування ходом наближення гідравлічного преса підвищеної ефективності (див. рис. 6.7), яка рекомендується для застосування в гідравлічних пресах з НАП широкого діапазону зусиль разом із розглянутими способами контролю та керування поточним тиском рідини низького тиску в робочих циліндрах на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

Система керування (див. рис. 6.7) забезпечує підвищення надійності, якості та ефективності керування гідравлічним пресом з НАП, продуктивності його роботи внаслідок наступних переваг.

- 1) Оснащення системи керування врівноважувальними циліндрами, які постійно живляться від джерела високого тиску, забезпечує запобігання гідродару в момент начала опускання рухомої поперечини та при її гальмуванні перед зіткненням з поковкою.

2) Оснащення зливного клапану зворотних циліндрів індивідуальним сервоприводом керування та засобами контролю, програмно з'єднаними з датчиками тиску робочих циліндрів, дозволяє усунути з конструкції системи керування дросельні елементи, встановлені на вході в зворотні циліндри, та регулювати швидкість переміщення рухомої поперечини на ході наближення до поковки в широкому діапазоні.

3) З'єднання основного трубопроводу низького тиску з наповнювальними клапанами колектором, розміщеним біля робочих циліндрів, забезпечує відсутність рідинного голодування робочих циліндрів.

4) Зосередження гідравлічних опорів на наповнювальних клапанах та зливному клапані зворотних циліндрів дозволяє отримати підвищені значення коефіцієнту якості гідросистеми, забезпечуючи високу якість керування гідравлічним пресом з НАП.

Таким чином в системі керування (див. рис. 6.7) відбувається поєднання засобів безударної швидкодії з елементами, що відповідають за відсутність рідинного голодування робочих циліндрів, за рахунок чого скорочується час ходу наближення та прискорюється початок робочого ходу.

Швидкодіючі системи низького тиску гідравлічних пресів з НАП можуть бути спроектовані наступним чином.

Теоретично визначають відповідні параметри системи низького тиску гідравлічного преса, на базі яких її проектують. До цих параметрів відносять:

- сумарний об'єм бака наповнення;
- величини прохідних перерізів клапанів та трубопроводу наповнення з урахуванням активних площ робочих циліндрів преса, припустимих швидкостей течії робочої рідини та середнього значення швидкості переміщення рухомої поперечини на ході вниз;
- об'єм колектора
- перепад тисків між баком наповнення та робочими циліндрами;
- шлях розгону рухомої поперечини преса на ході наближення тощо.

Всі ці параметри визначаються за даними підрозділу 6.2 поданої роботи на базі креслень розведень трубопроводів, що проектуються, за допомогою відповідних теоретичних залежностей. При цьому максимально наближують бак наповнення до преса, розвантажують магістраль «бак наповнення – прес» від зайвих гідравлічних опорів, зосереджують основну частку загального опору цієї магістралі на клапанах наповнення.

Трубопровід наповнення з'єднують з клапанами наповнення за допомогою колектора, який розташовують у безпосередній близькості від робочих циліндрів та виконують у вигляді продовження, що розширюється, трубопроводу наповнення. Від колектора прокладають відводи до клапанів наповнення відповідних ступенів зусиль. Об'єм колектора визначають за залежністю, що характеризує величину потрібного резервного об'єму рідини низького тиску для компенсації рідинного голодування робочих циліндрів на початку ходу наближення рухомої поперечини до поковки.

Таким чином, до втілення системи низького тиску гідравлічного пресу в металі можна точно визначити її конструктивні параметри, а також досягти необхідні швидкісні характеристики з підвищенням ефективності роботи та запобіганням рідинному голодуванню робочих циліндрів на ході наближення рухомої поперечини до поковки.

7.2 Комплекс рішень з підвищення коефіцієнту якості гідравлічних систем керування пресами

Для гнучкого та точного керування положенням і швидкістю рухомої поперечини гідравлічного преса на всіх етапах машинного циклу необхідно здійснювати ефективне дроселювання потоку робочої рідини, що можливо тільки за допомогою клапанів, які мають високі регульовальні властивості й підвищену стійкість проти кавітаційної ерозії [304, 271]. При цьому, як зазначалося раніше, регульовальні властивості дросельного клапана значно поліпшуються при

наявності індивідуального сервоприводу, який керує його роботою. Для спрощення конструкції та підвищення чутливості керування необхідно, щоб основний затвор клапана був жорстко з'єднаний з сервоприводом при відсутності вбудованого розвантажувального елемента.

На рисунку 7.9 показані дросельні регулювальні клапани розвантаженої конструкції [305, 306].

Характерною особливістю даних клапанів є постійне з'єднання надклапанної порожнини з підклапанною, а також жорстке з'єднання штока з сервоприводом. Внаслідок цього усувається необхідність розвантаження надклапанного простору, спрощується конструкція клапанів, знижується зусилля відкриття, підвищується динамічна стійкість.

В клапані (див. рис. 7.9, а) робоча рідина під тиск підводиться через отвір 9 стакана 1. Зусиллям сервоприводу ущільнений плунжер 2 притиснутий до запірної фаски 12. Рідина з порожнини 10 через канали 11 і 3 заповнює порожнини 5 і 4. При підйомі штока 6 і відкритті запірної фаски 12 робоча рідина надходить в канал 8, проходить між елементом 7 і конічним отвором стакана 1, а потім відводиться в порожнину 10 – відбувається процес дроселювання робочої рідини. Закриття запірної фаски 12 здійснюється зусиллям сервоприводу.

Плунжер 2 і шток 6 з'єднані в єдиний елемент за допомогою гайки.

Клапан (див. рис. 7.9, б) має схожу з попереднім клапаном конструкцію. У стакані 1 виконані отвори 8, що підводять. Надклапанна порожнина з'єднана з підклапанною системою каналів в плунжері 2 і проточками в штоці 5. Завдяки ущільнювальному вузлу 9 здійснюється герметизація відповідних порожнин клапана. При відкритті сервоприводом запірної фаски 4 конічний елемент 3 дроселює потік робочої рідини. Висота відкриття клапана контролюється датчиком 6 лінійних переміщень, встановленим в осьовому отворі верхньої частини штока 5. Штифт 7 жорстко фіксує плунжер 2 відносно штока 5.

Розглянуті конструкції клапанів відрізняються простотою конструкції, високою технологічністю виготовлення та ремонтпридатністю.

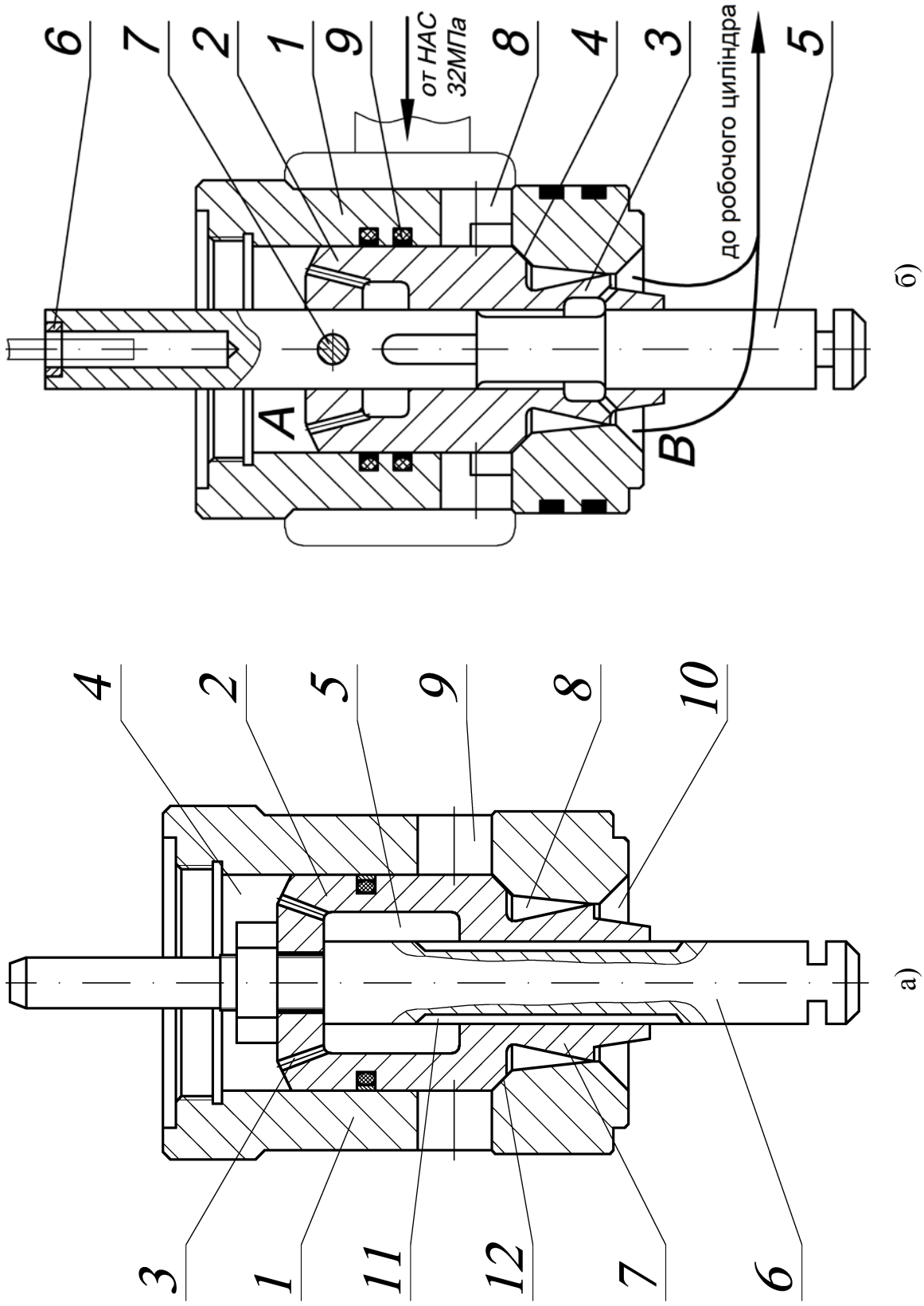


Рисунок 7.9 – Дросельні регулювальні клапани розвантаженої конструкції [305, 306]

При цьому жорстке з'єднання плунжера зі штоком, а штока – із сервоприводом забезпечує досягнення будь-якого закону відкриття й закриття клапана, робить його керованим і динамічно стійким протягом усього періоду роботи. Наявність елементів ущільнення плунжера з високими антифрикційними властивостями різко знижує його абразивне зношення.

Проведені в роботі дослідження показали, що на ефективність роботи гідравлічних пресів на всіх етапах машинного циклу впливає не тільки правильний підбір дросельних регулювальних клапанів, але значення коефіцієнта якості гідросистеми α . Чим більше значення коефіцієнта α , тим вище чутливість системи керування гідравлічним пресом з НАП, його продуктивність, точність кутання (штамбування), нижче рівень гідрударів [272].

Гідравлічні системи керування пресами з НАП необхідно проектувати таким чином, щоб частка гідравлічного опору регулювального клапана в загальному опорі магістралі «акумулятор – прес» була якомога вище. При цьому керуються наступними рекомендаціями:

- насосно-акумуляторний привод необхідно виконувати індивідуальним, що дозволить суттєво скоротити маневровий об'єм акумулятора та раціонально витратити рідину високого тиску [307];
- гідробалони акумулятора слід максимально наближати до пресу з тим, щоб знизити гідравлічні втрати в магістралях і нагрів робочої рідини;
- магістраль «акумулятор – прес» необхідно розвантажувати від зайвих гідравлічних опорів;
- головний клапанний розподільник рекомендується розділяти на кілька окремих розподільників керування групами однорідних циліндрів (робочих, зворотних, виштовхуючих, рухомого стола та ін.);
- клапан-автомат необхідно встановлювати відразу ж на виході з акумулятора та прокладати від нього окремі гідролінії до кожного клапанного розподільника, виключаючи появу в гідролініях резонансних явищ [308].

Наведені рекомендації реалізовані в системі керування, схема якої разом з блоком клапана наповнення зображені на рисунках 7.10 – 7.11 [270, 309].

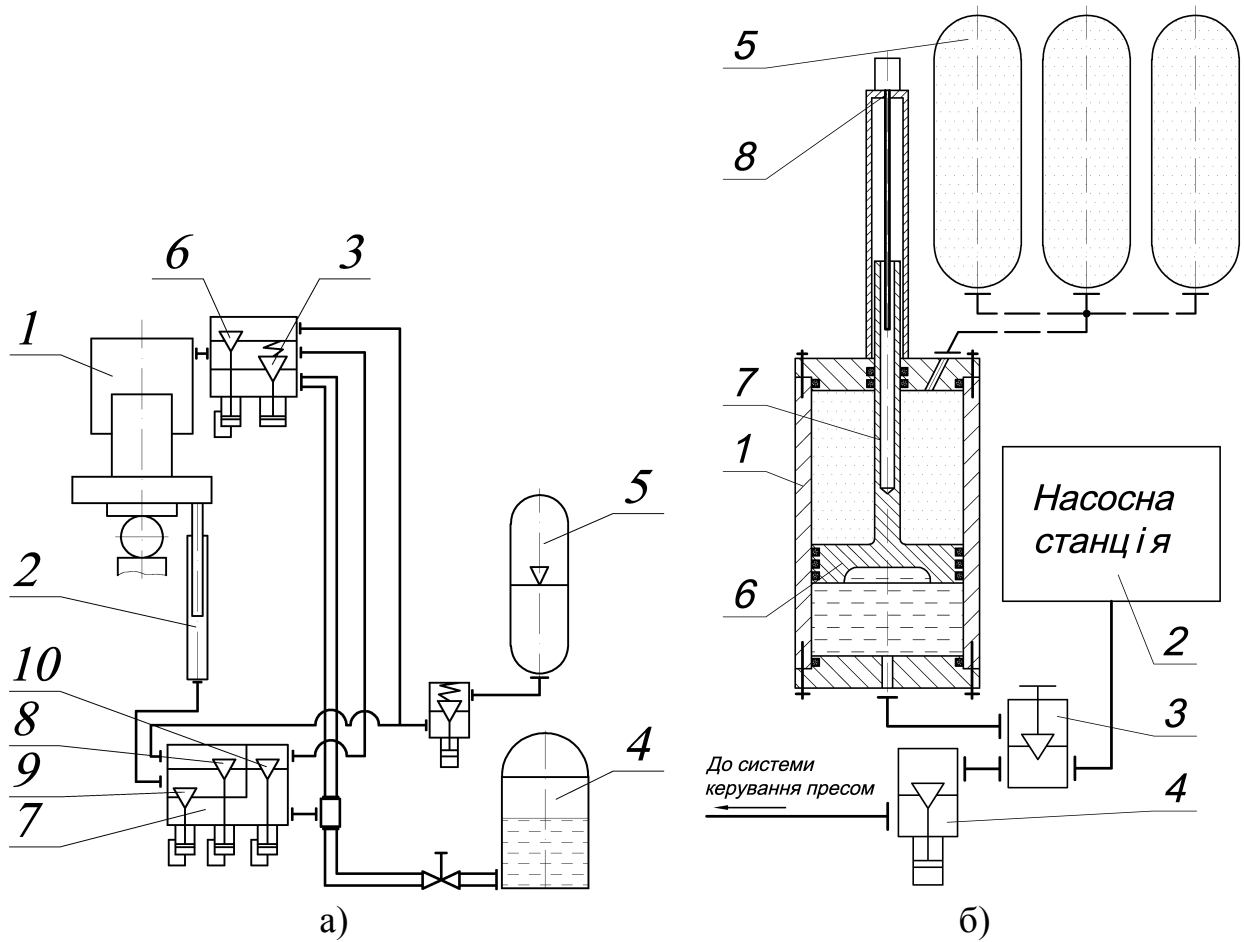


Рисунок 7.10 – Схема системи керування пресом (а) с НАС (б) [307]

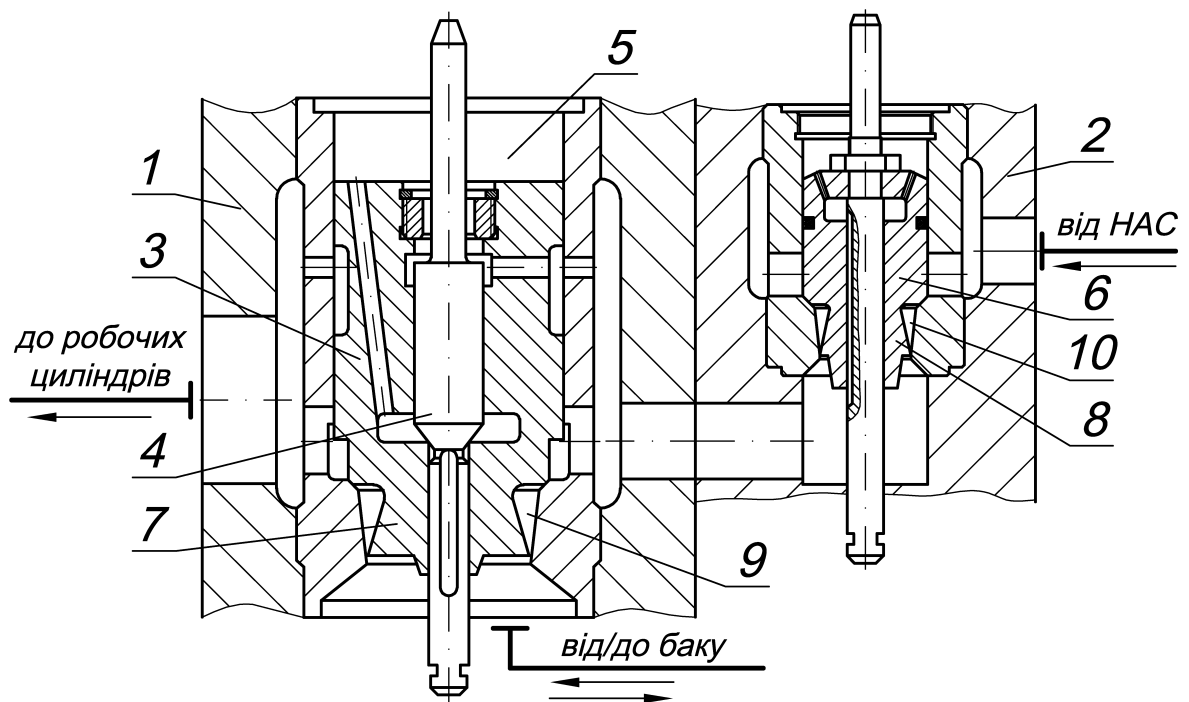


Рисунок 7.11 – Блок клапана наповнення [309]

Акумулятор 5 і бак 4 встановлюють біля преса (див. рис. 7.10, а), а дросельний регулювальний клапан 6 з індивідуальним сервоприводом поміщають в блок клапана наповнення 3 (наприклад, як це показано на рисунку 7.11), розташований на пресі біля робочого циліндра 1. Клапан 6 з'єднують з акумулятором 5 магістраллю з мінімальним гідравлічним опором. Головний клапанний розподільник 7 вміщує напірний 8 і зливний 9 клапани керування зворотними циліндрами 2 і розвантажувальний зливний клапан 10 робочого циліндра 1.

Клапани 8, 9 і 10 також керуються індивідуальними сервоприводами.

На робочому ході гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі заготовки здійснюється закриттям дросельного регулювального клапана 6. Завдяки мініимальному гідравлічному опору магістралі «акумулятор – прес» забезпечується високе значення коефіцієнта α .

Робоча рідина високого тиску подається до пресу від індивідуальної НАС (див. рис. 7.10, б). Акумулятор 1 виконаний поршневым з поділом гідравлічного та пневматичного середовищ, сполучається з балонами 5, а також через запірний вентиль 3 і клапан-автомат 4 – з насосною станцією 2 і пресом.

Поршень 6 акумулятора виконаний з напрямним хвостовиком 7 і оснащений датчиком 8 лінійних переміщень, встановлення якого повинно виключити його контакт з робочими середовищами. Для герметизації внутрішніх порожнин акумулятора 1 необхідним є застосування ущільнювальних пристроїв з низьким коефіцієнтом тертя. При роботі преса здійснюється постійний контроль рівня рідини в акумуляторі 1 датчиком 8, відповідно до показань якого змінюється продуктивність насосів станції 2. Таким чином, маючи інформацію про поточну величину маневрового об'єму, перешкоджають спорожненню акумулятора 1 і підтримують необхідний темп кування (штамбування) [310]. При цьому до складу НАС може входити не один, а декілька акумуляторів 1 з поділом середовищ – під час спорожнення одного з балонів його поршень зупиняється в крайньому нижньому положенні, а живлення преса рідиною високого тиску здійснюється від інших балонів [311].

Крім того, при роботі преса з використанням одного акумулятора 1 АСК, орієнтуючись на показання датчика 8, змінює продуктивність насосів з тим, щоб акумулятор 1 не спорожнявся та підтримувався необхідний темп кування.

Така конструкція НАС (див. рис. 7.10, б) зменшує громіздкість приводу та різко скорочує маневрений об'єм акумулятора. Розділення повітряного та рідинного середовищ призводить до зниження насичування робочої рідини повітрям, що, в свою чергу, призводить до зниження кавітаційного зношення елементів гідросистеми, спрощення конструкції насосно-акумуляторної станції та підвищення її безпеки. Оснащення акумулятора датчиком лінійних переміщень, встановленим поза контактом з робочими середовищами, дає змогу усунути складну та низько надійну система контролю рівня рідини в акумуляторі.

Блоки клапанів наповнення 3 (див. рис. 7.10) створюються з метою підвищення компактності систем керування та досягнення високих значень коефіцієнта α . При цьому в них можуть поєднуватися НЗК і дросельні регулювальні клапани різних конструктивних виконань.

На рисунку 7.11 представлена схема блоку клапана наповнення [309], в якому НЗК 1 виконаний розвантажувально-зливним із вбудованим всередині плунжера 3 розвантажувальним клапаном 4. Дросельний регулювальний клапан 2 має розвантажену конструкцію [306], встановлений в окремому корпусі та сполучається за допомогою каналів з надклапанною порожниною 5 клапана 1. Плунжери 3 і 6 клапанів забезпечені дроселюючими елементами у вигляді конічних ostrішків 7 і 8 відповідно. Дроселюючі канали 9 і 10 також виконані конічними. Клапани 1 і 2 керуються індивідуальними сервоприводами, мають засоби контролю висоти підйому, програмно взаємопов'язані в рамках єдиної АСК преса. Клапан 1, крім виконання функції наповнення, також може бути задіяним і при декомпресії робочих циліндрів після закінчення робочого ходу завдяки наявності дроселюючого елемента 7. При цьому в процесі підйому розвантажувального клапана 4 відбувається відсікання надклапанної порожнини 5, що істотно знижує зусилля індивідуального сервоприводу.

У разі потужних багатоциліндрових пресів підвищення компактності системи керування та високе значення коефіцієнта α досягаються за рахунок установки дросельних регулювальних клапанів безпосередньо на пресі біля НЗК відповідного ступеня зусиль, як це показано на рисунку 7.12, із забезпеченням слідкувального керування всіма клапанами (рис. 7.13).

Згідно зі схемою системи керування гідравлічним пресом з високими регулювальними властивостями [304, 123] (див. рис. 7.12) біля НЗК 3 кожного ступеня зусиль встановлений клапанний розподільник 5 з дросельними регулювальними клапанами 6 і 7 керування робочими циліндрами 1.

Впускний клапан 6 сполучається з надклапанною порожниною НЗК 3, а зливний клапан 7 – з його підклапанною порожниною. Клапанний розподільник 10 з регулювальними клапанами 8 і 9 керує роботою зворотних циліндрів 2. Акумулятор 11 і НЗБ 4 розташовуються в безпосередній близькості до пресу. Всі клапани системи керування оснащені індивідуальними сервоприводами. При цьому завдяки мінімальному гідравлічному опору магістралі «акумулятор – прес» забезпечується високе значення коефіцієнта α , а отже, і висока чутливість керування рухомою поперечиною преса при відсутності гідроударів.

Для здійснення ходу наближення сервоприводом відкривається зливний клапан 9 зворотних циліндрів 2 та наповнювально-зливні клапани 3. Під дією своєї маси рухома поперечина починає рухатися униз, робоча рідина із бака 4 під дією різниці тисків надходить до робочого циліндра 1.

Робочий хід на першому ступені зусиль починається з того моменту, коли поперечина торкнеться поковки. На робочому ході наповнювально-зливний клапан 3 закривається, сервоприводом відкривається напірний клапан 6 і рідина під тиском надходить із акумулятора 11 до робочого циліндра 1. Гальмування поперечини на заданому розмірі здійснюється закриттям напірного клапана 6. Встановлення напірного клапана 6 керування робочим циліндром 1 біля наповнювально-зливного клапана 3 безпосередньо на пресі біля робочого циліндра 1 та акумулятору 11 біля пресу забезпечує отримання значення коефіцієнта α близького до 0,7...0,9, чим досягаються високі якість та ефективність гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі.

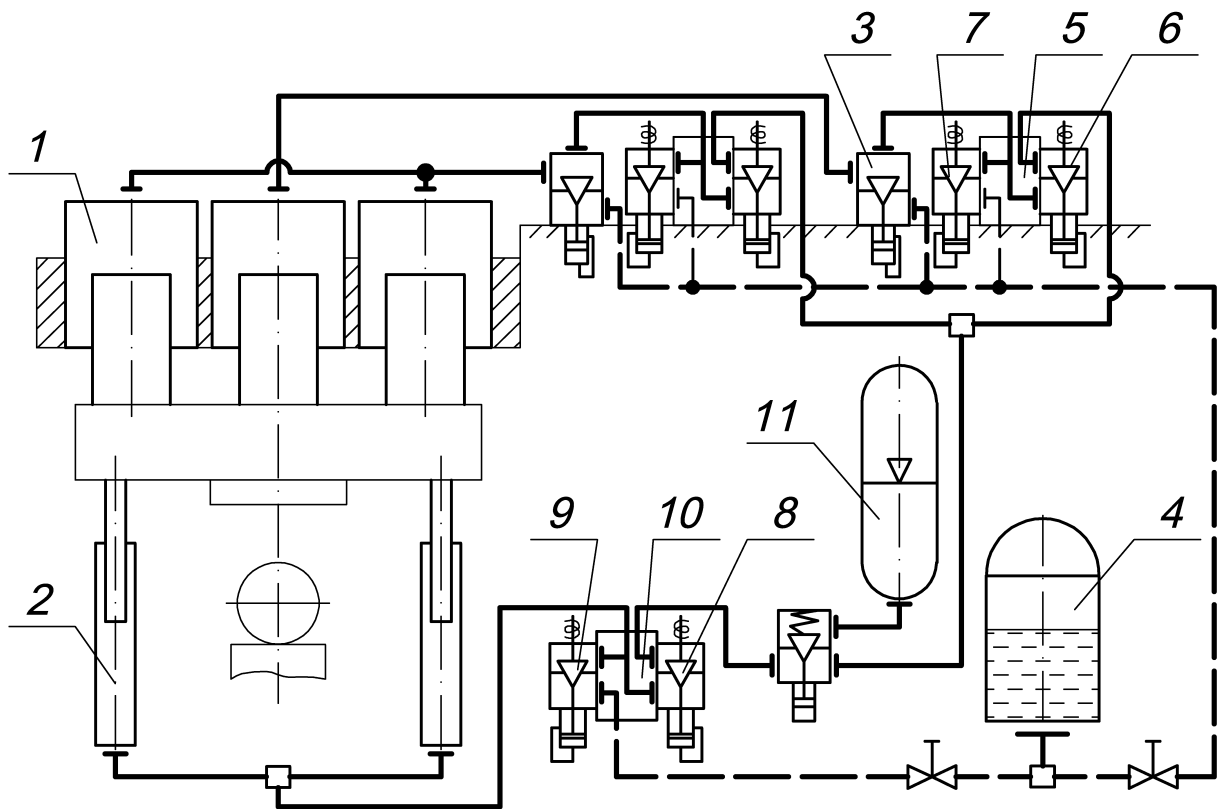


Рисунок 7.12 – Система керування гідравлічним пресом з високими регулювальними властивостями [304]

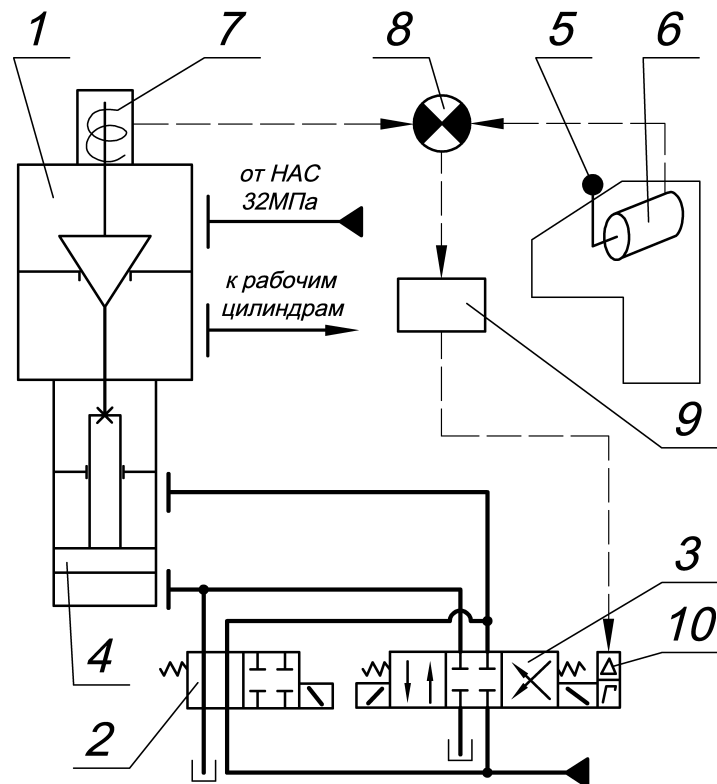


Рисунок 7.13 – Схема слідкувального керування клапанами [306]

При здійсненні робочого ходу на другому чи третьому ступенях зусиль відкриваються відповідні напірні клапани 6 розподільників 5.

Зворотній хід здійснюється відкриттям зливного клапана 7, який забезпечує розвантаження циліндра 1 від тиску. Разом з цим відкривається напірний клапан 8 зворотних циліндрів 2. Рідина під тиском надходить до зворотних циліндрів 2. Після падіння тиску у циліндрі 1 до тиску у баці 4 сервоприводом відкривається наповнювальний-зливний клапан 3 і здійснюється злив рідини до баку 4 під час підйому поперечини вгору.

Схема слідкувального керування клапанами [306] гідравлічного пресу з НАП показана на рисунку 7.13.

У вихідному положенні клапан 1 закритий, його запірні фаски зімкнуті. Допоміжний золотник 2 і керуючий електрогідравлічний розподільник (золотник) 3 знаходяться в нейтральних положеннях. При цьому золотник 2 з'єднує надпоршневу порожнину сервоциліндра 4 з напором, а підпоршневу – зі зливом. Керуючий золотник 3 навпаки – відсікає сервоциліндр 4 і від напору, і від зливу. Завдяки цьому при закритому клапані 1 поршень сервоциліндра 4 з великою силою (замість пружини) притискає плунжер клапана до сідла, забезпечуючи герметичність запірних фасок.

При повороті рукоятки 5 керування пресом між задатчиком 6 на рукоятці і датчиком 7 ходу клапана виникає сигнал неузгодженості, який надходить на пристрій порівняння сигналів 8, а потім через електронний підсилювач 9 на керуючий пристрій 10 слідкувального золотника 4. Золотник рухається вліво і з'єднує підпоршневу порожнину сервоциліндра 4 з напором, а надпоршневу – зі зливом. Одночасно сигнал подається на допоміжний золотник 2, який зміщується вліво та відсікає на своїй лінії напірну й зливну магістралі від сервоциліндра 4. Клапан 1 починає відкриватися. При цьому з датчика 7 ходу клапана надходить сигнал зворотного зв'язку, який віднімається від сигналу завдання. Коли рукоятка 5 зупиниться, підсумковий сигнал стане рівним нулю, золотник 3 повернеться в нейтральне положення, а клапан 1 також зупиниться, піднявшись на задану величину. Аналогічна картина відбувається і при закритті клапана. Таким чином, забезпечується слідкувальне керування клапанами.

Послідовність спрацьовування клапанів керування гідравлічним пресом з НАП програмно задається алгоритмом керування АСК.

Застосування слідкувального керування впливає не тільки на конструкцію регулювальних клапанів і компоновку систем керування, але й на особливості розведення гідроліній уздовж металоконструкції преса [312, 313]. Так, для забезпечення високого значення коефіцієнта α напрямні колони слід виконувати порожніми з можливістю прокладання всередині них напірних трубопроводів, кінці яких через різьбові елементи колон виводяться до фітингів робочих циліндрів, як це показано на рисунках 7.14 і 7.15 [314 – 317].

У разі неможливості встановлення клапанних розподільників на верхній нерухомій поперечині біля робочих циліндрів, розподільники 5 (II ступінь зусиль) і 6 (I ступінь зусиль) розташовують в прямку біля станини преса (див. рис. 7.14). Розподільник 5 має симетричний підвід 4 для забезпечення якісного заповнення бічних робочих циліндрів рідиною високого тиску на робочому ході. Колони 1 виконані порожніми, всередині них прокладені трубопроводи 2 високого тиску робочих циліндрів всіх ступенів зусиль. Окремо всередині однієї з порожнистих колон 1 розміщуються гідролінії 3 керування сервоприводами пристроїв, розташованих на верхній нерухомій поперечині.

Більш прийнятною є система розведення гідроліній, яка представлена на рисунку 7.15, де регулювальні (1 і 2) та розвантажувальні зливні (3 і 4) клапани встановлюються біля робочих циліндрів 6 відповідних ступенів зусиль з утворенням максимально коротких напірних гідроліній «регулювальний клапан – робочий циліндр». Наповнювальні клапани 5, вбудовані в донну частину робочих циліндрів 6, з'єднані з основним трубопроводом 7 низького тиску через поруч розташований колектор 8. До останнього своїми зливними порожнинами примикають розвантажувальні клапани 3 і 4.

Таким чином, досягнення високого значення коефіцієнта α є результатом впровадження комплексу заходів, спрямованих на спрощення конструкцій систем керування шляхом раціонального проектування та взаємного розташування таких базових компонентів [318]:

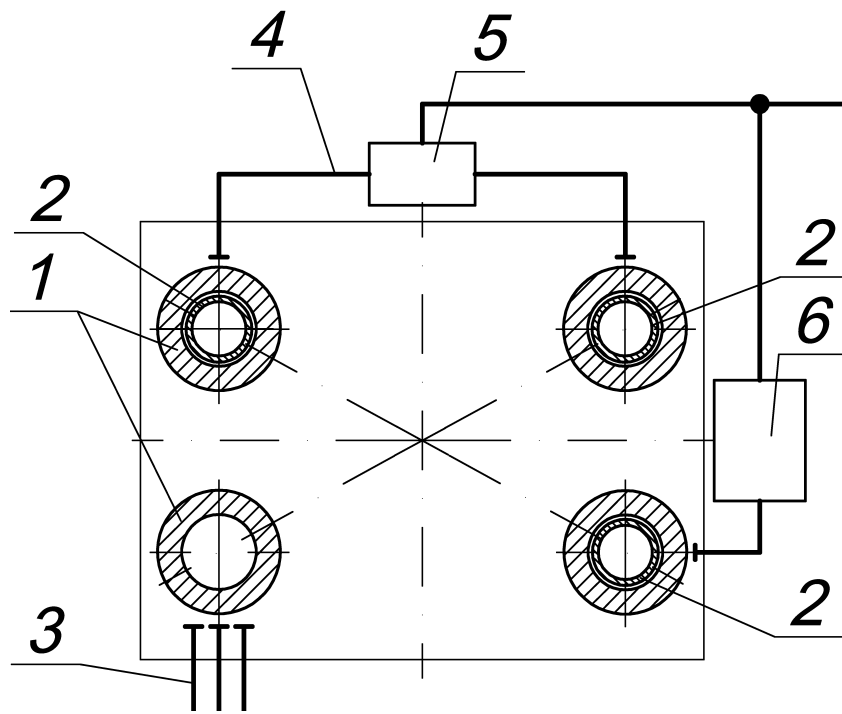


Рисунок 7.14 – Схема гідроліній підводу робочих циліндрів [314]

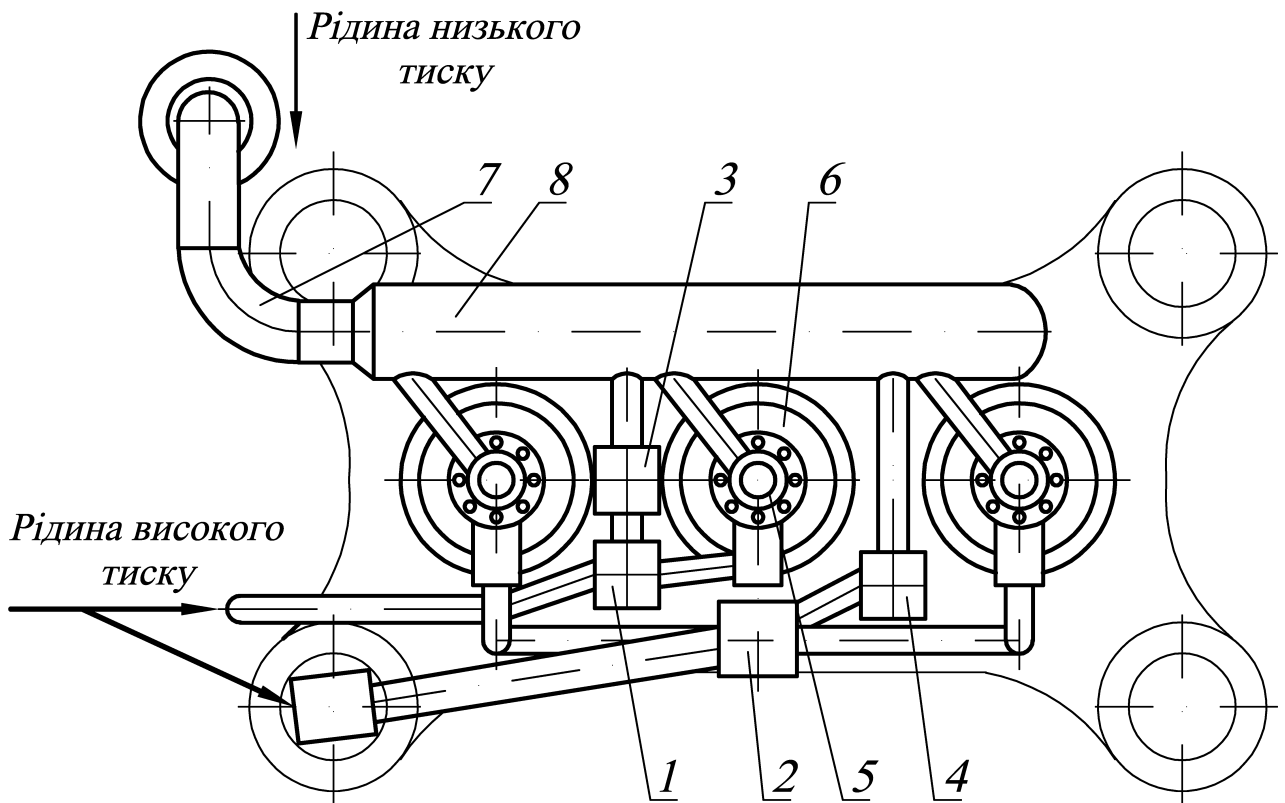


Рисунок 7.15 – Розведення гідроліній робочих циліндрів [315]

- судів високого тиску – акумуляторів і наповнювальних баків;
- дросельних регулювальних і наповнювально-зливних клапанів з індивідуальним слідкувальним керуванням;
- трубопроводів і гідроліній різного призначення.

Кожен зі згаданих компонентів потребує вдосконалення конструкції та принципу дії для забезпечення узгодженої роботи зі сполученими з ними елементами системи керування пресом. При цьому досягнення підвищеної компактності можливо тільки при виключенні з гідросистем пресів зайвих локальних гідроопорів і зменшенні загальної протяжності напірних і зливних гідроліній.

7.3 Розробка заходів із запобігання ударному підвищенню тиску в гідравлічній системі при декомпресії робочих циліндрів від високого тиску по закінченні робочого ходу

При декомпресії робочих циліндрів гідравлічних пресів з НАП для попередження негативного впливу ударного підвищення тиску на елементи гідроприводу, базові деталі машини та її фундамент в гідравлічній системі передбачається установка компенсаторів гідравлічного удару [280].

Компенсатори гідроудару доцільно виконувати у вигляді судів переважно невеликих розмірів з поділом рідинного та газового середовищ. Також компенсатори можуть бути виконані у вигляді запобіжних клапанів, що встановлюються на трубопроводі. У другому випадку їх ефективність досягається тільки в системах з невеликими витратами робочої рідини. При підвищенні витрати габарити запобіжного клапана збільшуються, а з ними і маса його рухомих частин, що негативно позначається на точності спрацьовування клапана та його чутливості до коливань тиску. В якості демпфувальних або елементів, які повертають рухомі частини компенсатора в початкове положення, можуть використовуватися регульовані або нерегульовані пружини кручення. Однак, як показує досвід, наявність пружин робить роботу пристрою нестабільною та з

різкими ударами під час його спрацьовування. При цьому автоколивання пружин в результаті дії ударних хвиль або коливань тиску в системі призводять до посилення ударної хвилі замість її гасіння.

Крім того, бажано в компенсатори гідроударів передбачити можливість дроселювання робочої рідини в їх внутрішній порожнині для підвищення ефективності гасіння коливань тиску.

Основні принципи розрахунку пристроїв запобігання ударному підвищенню тиску в зливній гідролінії при прискореній декомпресії робочих циліндрів викладені в розділі 6 поданої роботи. При цьому в процесі розробки компенсатора гідроударів для кожної конкретної гідросистеми необхідно керуватися вимогою забезпечення їх підвищених надійності, швидкодії, чутливості, ефективності та плавності роботи.

Всім раніше перерахованим вимогам відповідає компенсатор гідравлічного удару [319], представлений на рисунку 7.16.

Корпус 1 компенсатора встановлюється в необхідному місці гідролінії. Робоча рідина через канал 4 заповнює порожнину над клапаном 3, а через канали 6 і 13 – порожнину над плунжером 10. Тиск в цих порожнинах компенсатора вирівнюється з тиском в гідролінії. При цьому поршнева порожнина циліндра 7 взаємодіє з пневматичною порожниною ресивера 8, а канал 2 з'єднаний з гідравлічною порожниною ресивера 8.

При виникненні гідравлічного удару ударне підвищення тиску передається на клапан 3, який, рухаючись вгору, витісняє рідину зі своєї надклапанної порожнини, впливаючи тим самим на плунжер 10 клапана 3. Плунжер 10, витісняючи рідину через канал 13, піднімається вгору всередині стакана 11, перепускаючи робочу рідину з порожнини над клапаном 3 через дроселюючий елемент 12 в зливний канал 2, а із нього – в ресивер 8. Підвищений тиск в гідролінії падає та вирівнюється з номінальним робочим. Клапан 3 зусиллям пневматичного циліндра 7, переданим через шток 9, притискається до своєї ущільнювальної фаски. Клапан 3 також закривається під дією тиску рідини, що надходить через канал 13.

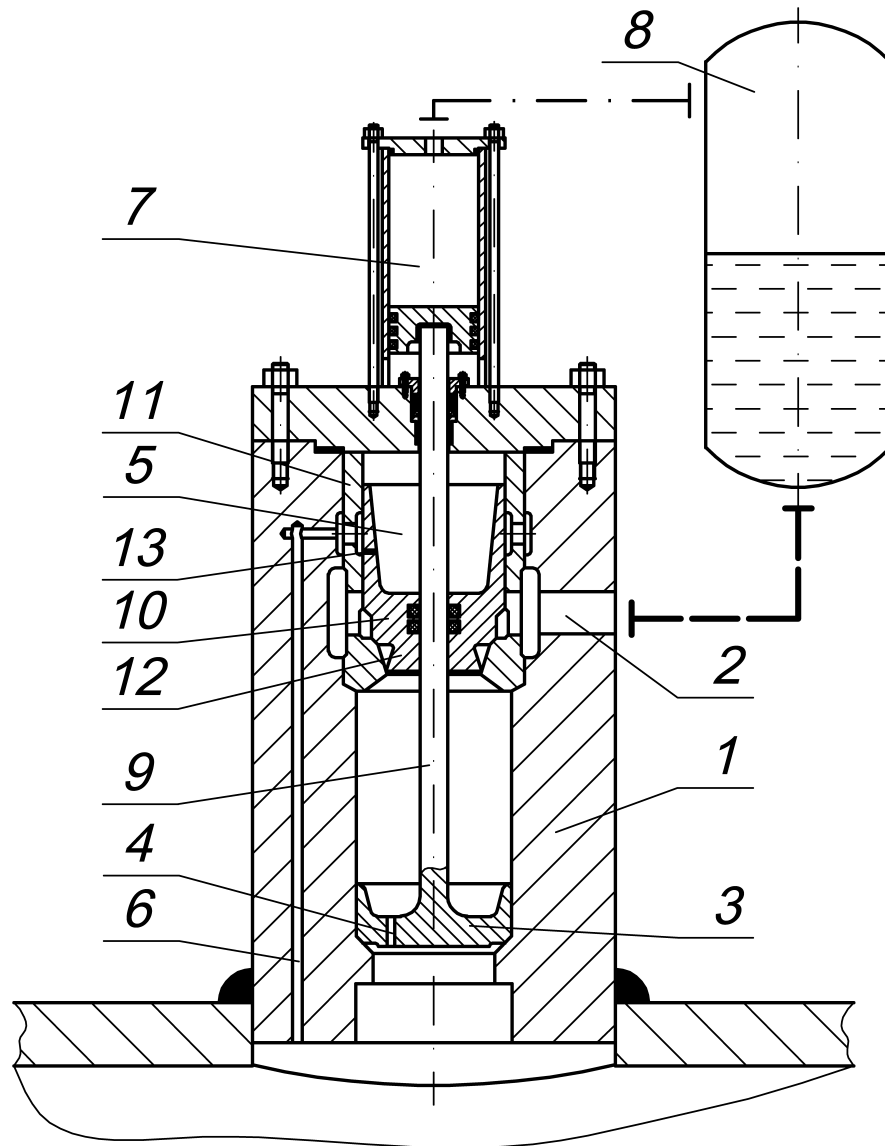


Рисунок 7.16 – Компенсатор гідравлічних ударів з вбудованим в робочу порожнину дросельним клапаном [319]

Таким чином, поглинання енергії ударних хвиль здійснюється шляхом дроселювання робочої рідини клапаном 5, встановленим в робочій порожнині компенсатора гідроударів. Оснащення плунжера 10 клапана 5 дроселюючим елементом у вигляді конічного острішку 12 забезпечує ефективне дроселювання робочої рідини всередині компенсатора, а значить і ефективне поглинання енергії ударної хвилі, а також робить конструкцію компенсатора динамічно більш стійкою при підвищеній швидкодії. Використання пневматичного циліндра 7, що взаємодіє з пневматичною порожниною ресивера 8, дозволяє виключити з конструкції пристрою такий ненадійний елемент, як пружину, та зробити роботу компенсатора плавною й безшумною.

7.4 Пристрої та рекомендації для швидкого та безударного гальмування рухомої поперечини у верхньому положенні

При слідкувальному керуванні з'являється можливість здійснювати плавне та безударне гальмування рухомої поперечини преса у верхньому положенні. Дослідження показують, що найбільш ефективним є використання гальмувальних пристроїв, встановлених на виході з силових циліндрів [188, 320]. Відповідно до цього гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні доцільно здійснювати одним з таких способів:

- плавним прикриттям НЗК [309];
- використанням вузлів тертя, встановлених на виході із зворотних циліндрів і програмно пов'язаних з їх клапанним розподільником [321, 322];
- комбінацією обох способів.

Перший спосіб неважко здійснити за допомогою НЗК [161], який керується сервоприводом (див. рис. 7.2) і має в своїй конструкції дроселюючий елемент (наприклад, як у клапана наповнення, показаного на рисунку 7.11). При цьому наявність дроселюючого елемента в клапані є обов'язковою з показником конструктивної характеристики n не менше 1,0.

НЗК, представлений на рисунку 7.1, не застосовують для такого способу гальмування в силу його релейної конструктивної характеристики. Навіть при плавному закритті сервоприводом коливальні й гідроударні явища в момент змикання його запірних фасок неминучі.

Для успішної реалізації першого способу гальмування рухомих мас гідравлічного преса з НАП систему робочих циліндрів доцільно виконувати відповідно до конструкції, зображеної на рисунку 7.17 [324].

Тут бічні циліндри 3 і 4 мають по дві порожнини – робочу 5 і зворотну 6. Сумарна активна площа робочих порожнин бічних циліндрів 3 і 4 менше активної площі центрального циліндра 2. Всі три циліндра спираються фланцями на верхню нерухому поперечину 1. Для гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні закривають НЗК бічних циліндрів (3 і 4) і відсікають подачу тиску в зворотні порожнини 6 закриттям впускного клапана їх розподільника.

Слід також зазначити, що розглянута конструкція (див. рис. 7.17) дозволяє усунути зворотні циліндри гідравлічного преса без внесення змін до системи керування, а з ними усувається і вплив гарячої заготовки на гідравлічні елементи металоконструкції преса. При цьому перерозподіл ступенів зусиль відбувається наступним чином:

I ступінь – робочі порожнини 5 бічних циліндрів 3 і 4;

II ступінь – центральний циліндр 2;

III ступінь – центральний циліндр 2 і робочі порожнини 5 бічних циліндрів 3 і 4.

Зосередження II ступені зусиль на центральному циліндрі 2 дозволяє запобігти перекосу рухомої поперечини та створити умови для швидкого й безударного її гальмування в верхньому положенні по закінченні зворотного ходу гідравлічного преса с НАП.

Для реалізації другого способу гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні необхідно використання спеціальних пристроїв змінного тертя, які встановлюються на виході із зворотних циліндрів [294] (рис. 7.18).

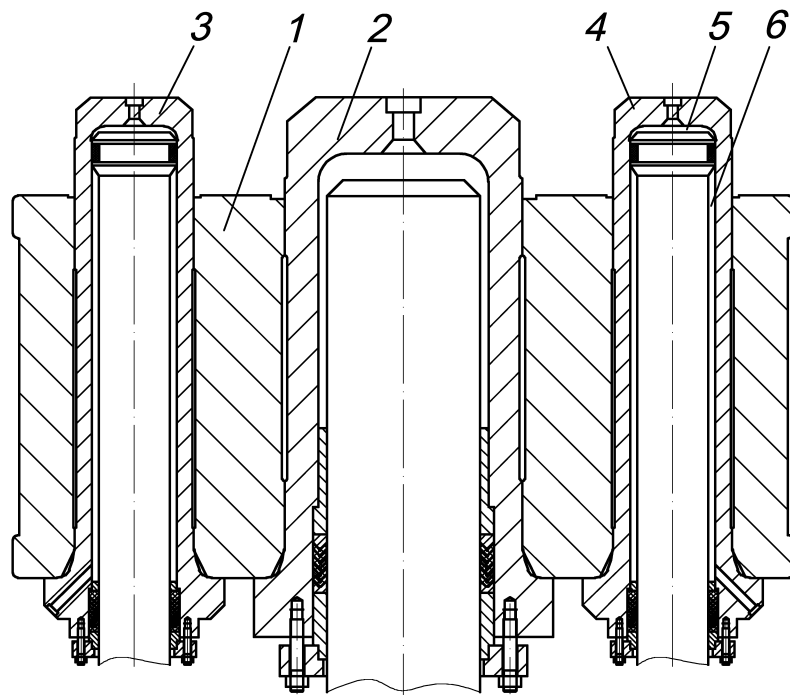


Рисунок 7.17 – Система робочих циліндрів зі зворотними порожнинами [324]

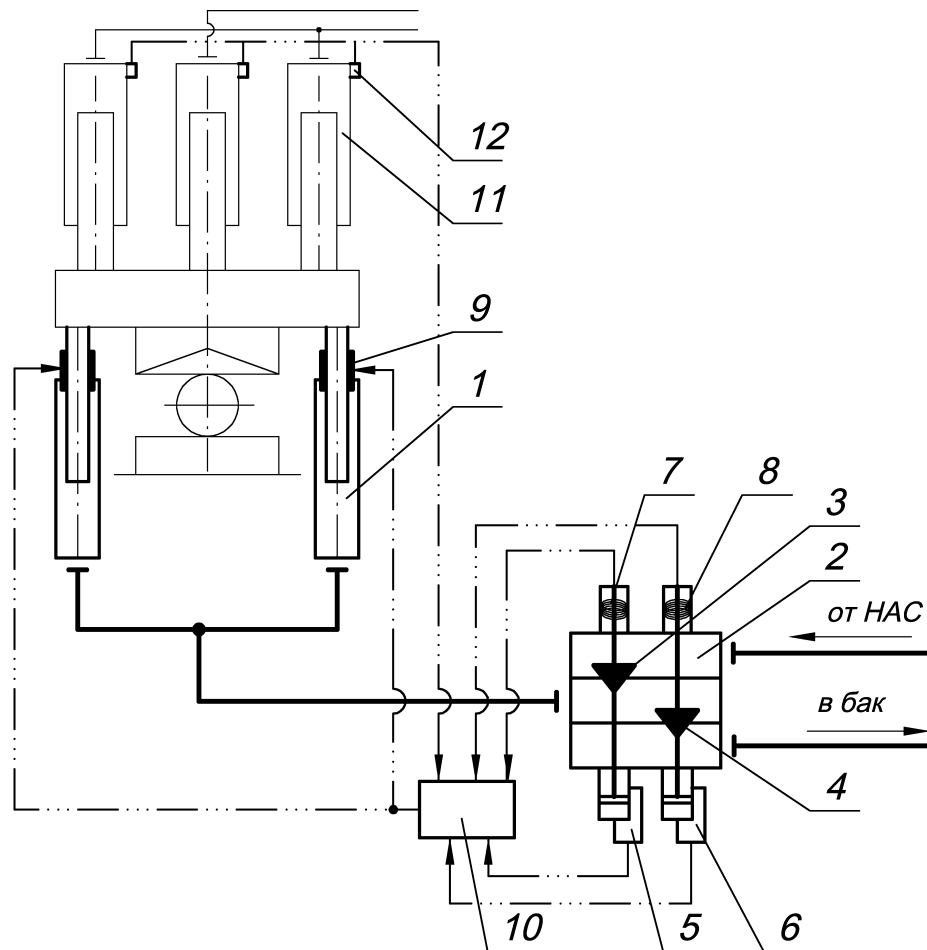


Рисунок 7.18 – Система керування зворотними циліндрами [325]

Найбільш задовільні режими гальмування будуть створені вузлами тертя на базі пружних елементів [323] з гідравлічним керуванням, програмно пов'язаних з клапанним розподільником зворотних циліндрів.

На рисунку 7.18 наведено систему керування зворотними циліндрами [325, 326], в якій використанням вузлів тертя 9, встановлених на виході із зворотних циліндрів 1 і програмно пов'язаних з їх клапанним розподільником 2, реалізується другий спосіб гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні. Клапани (3 і 4) розподільника 2 оснащені засобами регулювання (сервоциліндри 5 і 6) і контролю (датчики переміщень 7 і 8), які програмно пов'язані з вузлами змінного тертя 9 і датчиками тиску 12 робочих циліндрів 11 через пристрій керування 10.

Для гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні сервоциліндром 5 закривають напірний клапан 3. Одночасно з цим в залежності від показань датчика 7 пристроєм програмного контролю 10 впливають на вузол 9, збільшуючи в ньому тертя. Таким чином, гарантується швидке гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні без коливань і гідроударів.

Розглянута система (див. рис. 7.18) також ефективна при роботі на ході наближення для обмеження швидкості опускання рухомої поперечини преса шляхом взаємозв'язку пристроїв клапанного розподільника 2, вузлів тертя 9 і датчиків тиску 12 через пристрій програмного контролю 10.

Гідравлічні пристрої змінного тертя (рис. 7.19, а) можуть встановлюватися всередині корпусу 1 зворотного циліндра у вигляді регульованих елементів 3 ущільнювального вузла плунжера 2 або зовні корпусу 1 у вигляді окремих гальмівних пристроїв 4, виконаних на базі пружних елементів.

Регульовані ущільнення (див. рис. 7.19, б), що вбудовуються всередину корпусу зворотного циліндра, представляють собою набір кілець 1 і 2, проточка між якими за допомогою каналу 3 з'єднана з регульованим тиском [327]. Регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини відбувається шляхом зміни тиску в проточці 3 – чим він вище, тим вище ступінь деформації ущільнень вузла тертя та вище опір руху плунжера зворотного циліндра.

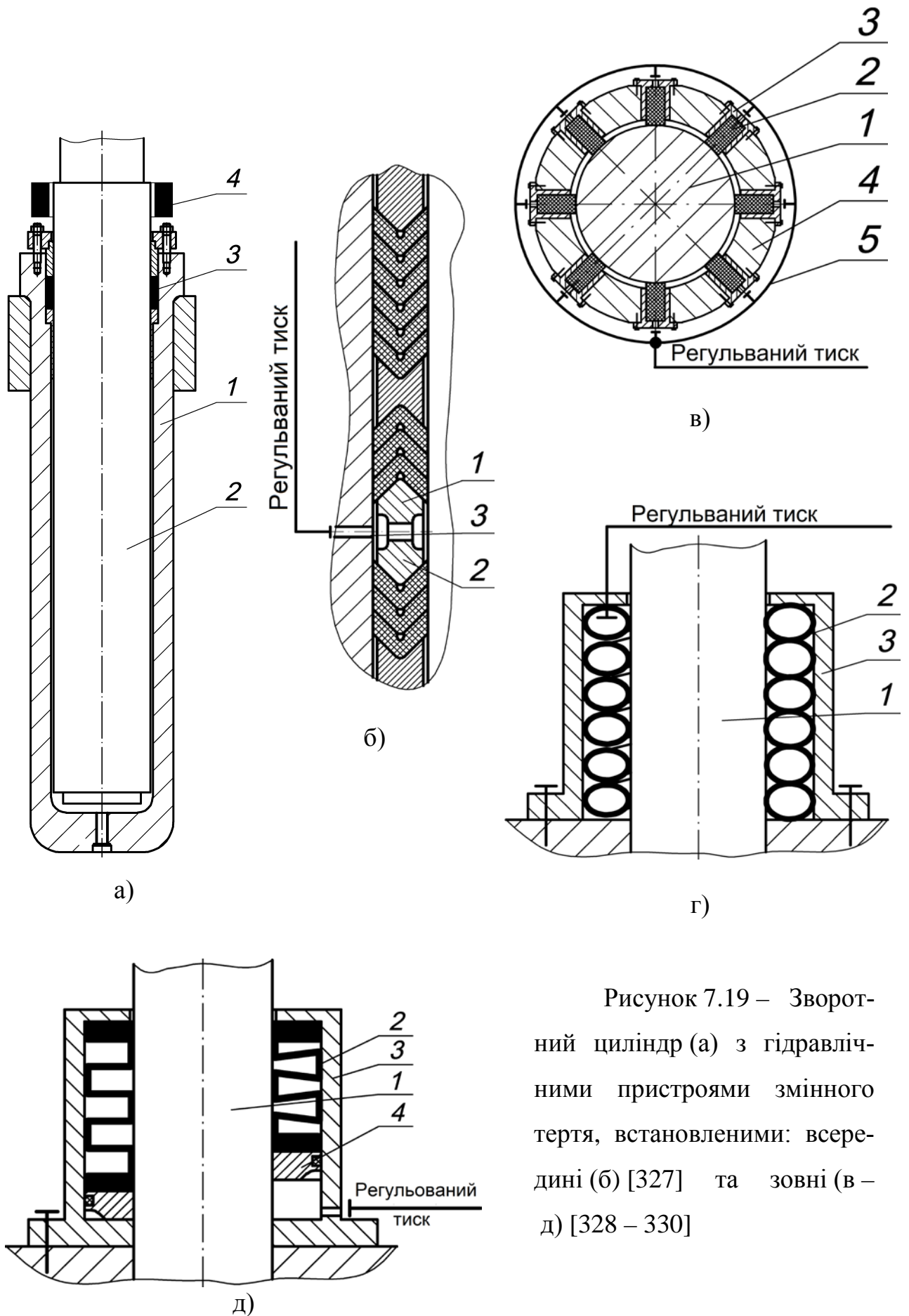


Рисунок 7.19 – Зворотний циліндр (а) з гідравлічними пристроями змінного тертя, встановленими: всередині (б) [327] та зовні (в – д) [328 – 330]

На рисунку 7.19 (в) показано пристрій змінного тертя у вигляді пружних вставок 2, встановлених в корпусах 3 сепаратора 4 [328]. Швидкість переміщення плунжера 1 регулюється шляхом зміни тиску системою 5 всередині корпусів 3, внаслідок чого вставки 2 деформуються та притискаються до плунжеру 1. При цьому зношення вставок 2 не впливає на роботу всього пристрою. При подачі тиску, навіть мінімального, всередину корпусів 3 вставки 2 будуть притиснутими до плунжеру 1. Цей пристрій має високу ремонтпридатність – корпус 3 легко виймається із сепаратора 4, а вставка 2 випресовується із введенням пуансона в отвір підведення робочої рідини в корпусі 3.

Пристрій змінного тертя (див. рис. 7.19, г) у вигляді пружної порожнистої трубки 2, укладеної в корпусі 3, змінює швидкість рухомої поперечини в залежності від ступеня деформації трубки 2 і її охоплення плунжера 1 [329]. Деформування трубки 2 відбувається під дією регульованого тиску, що подається в її внутрішню порожнину.

На рисунку 7.19 (д) показано пристрій змінного тертя, який відрізняється наявністю гофрованої вставки 2, встановленої в корпусі 3 з поршнем 4 [330].

При цьому корпус 3 встановлений зовні зворотного циліндра, а між вставкою 2 і плунжером 1 є невеликий зазор. Регульований тиск надходить в порожнину під поршнем 4, переміщаючи його та деформуючи гофровану вставку 2. Ступенем її деформації визначається величина площі охоплення вставкою 2 плунжера 1, а значить і зусилля тертя на поверхні їх контакту.

Ремонтпридатність останніх двох пристроїв буде високою за умови, що стійкість порожнистої трубки та гофрованої вставки не менше стійкості манжет вузла ущільнення плунжера зворотного циліндра.

Всі розглянуті пристрої змінного тертя (див. рис. 7.19, б – г) відрізняються значною компактністю – їх габарити повністю визначаються механічними та фізичними властивостями матеріалу пружних фрикційних елементів, а також параметрами та діапазоном регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини. Підведення робочої рідини регульованого тиску доцільно здійснювати за допомогою гнучких шлангів.

У разі великих і потужних пресів використання пристроїв змінного тертя (див. рис. 7.19, б – г) не рекомендується на ході наближення рухомої поперечини до поковки внаслідок підвищеного зношення пружних елементів і направляючих колон. У цьому випадку ці пристрої будуть найбільш ефективні при гальмуванні рухомої поперечини в верхньому положенні після закриття регулювального клапана для плавної зупинки рухомих мас.

7.5 Рекомендації із загального компоновання та підвищення компактності систем керування гідравлічними пресами

Гідравлічні преси виділяються в особливий клас машин обробки тиском завдяки своїй унікальній здатності поєднувати універсальні й спеціальні функціональні можливості, ефективно експлуатуючи ресурси гідравлічного приводу. Незважаючи на величезну різноманітність конструкцій, у сучасних виробників простежується загальна тенденція створення конструкцій гідравлічних пресів і систем їх керування підвищеної компактності. Це продиктовано не тільки прагненням успішно поєднувати закони ергономіки, технічного дизайну й естетики, створюючи оригінальні промислові зразки, а й досить раціонально з точки зору ефективності їх експлуатації.

У випадку гідравлічних пресів компактність передбачає:

- суттєве зменшення втрат номінальних параметрів енергоносія системи керування – рідини високого тиску;
- зниження перегріву робочої рідини та збільшення терміну її служби за рахунок зменшення інтенсивності окислювальних, сегрегаційних, а також процесів старіння й інших структурних змін;
- зменшення металоємності конструкції самого гідравлічного преса та розгалуженості розведень його трубопроводів і арматури;
- полегшення обслуговування та підвищення зручності експлуатації.

Розглянуті раніше переважні особливості гідравлічних пресів з НАП є, перш за все, результатом виключення з гідросистем пресів зайвих локальних гідроопорів (дроселів, засувок, поворотів і ін.) та зменшення загальної протяжності напірних і зливних магістралей [313].

На базі проведених в даній роботі досліджень і розробленої методики інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП пропонуються рекомендації з загального компоновання та підвищення компактності систем керування [312]. Вони передбачають розробку заходів щодо створення компактних гідросистем керування пресами на базі впровадження в ковальсько-пресове виробництво принципово нових технічних рішень, спрямованих на вдосконалення конструкції та принципу дії наступних основних компонентів систем керування гідравлічними пресами з НАП, що працюють на базі індивідуальних сервоприводів.

1) Сосуди, що знаходяться під тиском.

Акумулятори, ресивери, баки та інші сосуди, що перебувають під високим і низьким тиском, мають бути розташовані як можна ближче до робочих циліндрів гідравлічного преса, що створює умови для:

- підвищення коефіцієнта якості гідросистеми, збільшуючи частку регулювальних клапанів в загальному гідравлічному опорі відповідних магістралей і покращуючи якість керування гідравлічним пресом;
- зниження гідроударних і коливальних явищ в трубопроводах;
- усунення рідинного голодування робочих циліндрів і розриву струменя робочої рідини при їх заповненні на ходах наближення і робочому;
- зменшення втрат рідини високого тиску при деформації заготовки, підвищення ефективності реалізації технологічного процесу та к. к. д. насосно-акумуляторного приводу;
- економії об'єму робочої рідини високого та низького тиску, в тому числі і при перемиканні з ходу наближення на робочий;
- забезпечення прискореної декомпресії робочих циліндрів після закінчення деформування заготовки та скорочення часу зворотного ходу.

В цьому разі наближення судів, що знаходяться під тиском, до пресу не повинно суперечити вимогам охорони праці та техніки безпеки при експлуатації обладнання з гідравлічним приводом, а також порушувати прийнятну організацію технологічного процесу в межах автоматизованого кувального комплексу. Також необхідно передбачити для зазначених судів надійні системи – контролю та регулювання рівня робочої рідини, аварійну та запобіжно-переливну – з оснащенням їх швидкодіючою електронною контрольно-вимірювальною апаратурою.

Крім цього, з більшою відповідальністю необхідно підійти до вибору типу самого суду, особливо акумулятора, віддаючи перевагу конструкціям з поділом газового та рідинного середовищ, що відрізняються підвищеною безпекою та високими експлуатаційними властивостями.

2) Трубопроводи та гідролінії.

Розведення трубопроводів по цеху та протяжність окремих гідроліній істотно скорочуються внаслідок раніше розглянутого наближення судів високого тиску до робочих циліндрів преса. При цьому для підвищення компактності гідросистеми відмовляються від громіздких і ненадійних фланцевих підключень, замінюючи їх штуцерами, які вварюють в базове тіло, наприклад, блок клапанного розподільника, а трубопроводи приварюються до штуцерів. При необхідності демонтажу розподільника або трубопроводів вони акуратно відрізаються. Завдяки цьому виключаються протікання робочої рідини і розмивання трубних з'єднань в розведеннях трубопроводів систем керування.

Одночасно з цим спостерігається тенденція вбудовування гідроліній в елементи станини преса, не приводячи до втрати її міцності. Конструктивно це може бути реалізовано наступними основними способами [314 – 317]:

- напрямні колони преса виконують порожнистими з можливістю прокладання всередині них напірних трубопроводів, кінці яких через різьбові елементи колон виводяться до фітінгів робочих циліндрів;

- колони поєднують в собі функції напрямних елементів і магістралей шляхом підведення робочої рідини безпосередньо через осьові отвори всередині колон.

3) Регулювальна апаратура з індивідуальним сервоприводом.

Для досягнення максимальної компактності гідросистеми регулювальну апаратуру – клапани з сервоприводами керування – вбудовують в донну частину силових циліндрів або розміщують в безпосередній близькості до них для забезпечення підвищених швидкісних характеристик приводу та значень коефіцієнта якості гідросистеми, зосереджуючи основний опір відповідних гідроліній на дросельному регулювальному клапані.

Найчастіше доцільно клапани різного функціонального призначення об'єднувати в окремі блоки керування силовими циліндрами [304] з можливістю їх монтажу в безпосередній близькості до виконавчих органів преса, наприклад, мати у своєму розпорядженні клапанні розподільники на верхній нерухомій поперечині гідравлічного преса. У ряді випадків бажаним є перетворення наповнювально-зливного клапана в розвантажувально-зливний, який здійснює функції наповнення, зливу та декомпресії робочих циліндрів після робочого ходу. При цьому можлива різна комбінація клапанів в межах конкретного блоку в залежності від особливостей конструкції системи керування та технологічного призначення конкретного преса. Будь-яка з отриманих конструкцій буде мати високу компактність завдяки створенню єдиних блоків наповнення, зливу, розвантаження, гальмування та керування в складі клапанів двох типів – розвантажувально-зливного та дросельно-регулювального.

Однак при компонованні в одному блоці клапанів різного функціонального призначення слід прагнути до спрощення їх конструкції, віддаючи перевагу клапанам розвантаженого типу, коли тиск над клапаном відповідає тиску під клапаном [305, 306, 309]. Це передбачає відмову від застосування розвантажувального клапана, що вносить неоднозначність у визначення реального положення плунжера основного клапана в межах ходу розвантаження і призводить до виникнення його крутильних коливань [121, 270].

Для підвищення ефективності експлуатації індивідуального сервоприводу в системах керування гідравлічними пресами з НАП необхідним є перехід на клапанні розподільники блочного типу з навісним монтажем регулювальних клапанів [122]. Під кожним з них встановлюють індивідуальний сервопривод, що допускає зручність доступу та установки засобів керування й контролю відповідних параметрів системи керування – датчиків лінійного переміщення, перетворювачів тиску, вимикачів і ін.

Використання індивідуального сервоприводу клапанів, з одного боку, підвищує гнучкість керування, знижує рівень гідроударів, підвищує продуктивність і точність виконання технологічних процесів. З іншого боку – суттєво підвищуються вимоги до культури виробництва та кваліфікації обслуговуючого персоналу. Особливо необхідно сказати про підвищені вимоги до очищення мастила, що є робочою рідиною сервоприводів керування клапанами. В сучасних системах керування використовуються компактні високочутливі підсилювачі типу сопло-заслінка, що вимагають очищення масла до 3...5 мікрон. При появі забруднень великого розміру вони виходять з ладу. Тому в системах керування гідравлічними пресами необхідно передбачити спеціальне обладнання та розробити заходи щодо підготовки, очищення та регенерації мастил.

При проектуванні гідравлічних систем з індивідуальним слідкувальним керуванням відмовляються від громіздких групових насосно-акумуляторних станцій і віддають перевагу індивідуальному насосно-акумуляторному приводу, в якому балони акумуляторів максимально наближені до машин для зниження гідравлічних втрат в магістралях і нагріву робочої рідини. Для забезпечення безударної роботи та високої чутливості керування машинами магістралі підведення рідини високого тиску від акумулятора розвантажують від зайвих гідравлічних опорів, а клапани керування мають високі регулювальні властивості та підвищену стійкість проти кавітаційної ерозії, як це зазначалося раніше.

Слід також приділяти велику увагу питанню приготування водної емульсії – основної робочої рідини гідравлічного преса з НАП – з тим, щоб підвищи-

ти її змашувальну здатність і подовжити термін служби, підвищуючи надійність фільтрації та охолодження в межах системи керування.

Компактність систем керування є результатом впровадження комплексу заходів, спрямованих на спрощення їх конструкцій шляхом раціоналізації взаємного розташування базових компонентів – судів високого тиску, трубопроводів і гідроліній, дросельних регулювальних і наповнювально-зливних клапанів, регулювальної апаратури з індивідуальним сервоприводом. При цьому кожен із згаданих компонентів потребує удосконалення конструкції та принципу дії для забезпечення їх узгодженої роботи з іншими елементами металоконструкції гідравлічного преса з НАП.

Розглянуті заходи та запропоновані в даному розділі принципово нові технічні рішення дозволяють створювати компактні гідросистеми керування пресами різного технологічного призначення, гарантуючи стабільність забезпечення заданих робочих характеристик та точність реалізації процесів обробки матеріалів тиском. При цьому з підвищенням компактності збільшується і коефіцієнт щільності потужності гідроприводу за рахунок істотного зменшення його маси, а, отже, і ефективність роботи гідравлічного преса з НАП.

7.6 Створення корпусів робочих циліндрів раціональної конструкції

Проведені в дисертаційній роботі дослідження показали, що для забезпечення ефективної роботи системи керування необхідним є вбудовування НЗК вертикальної конструкції в донну частину робочого циліндра з виконанням в ній проточки під клапан і отвори для підведення рідини високого тиску. Відповідна методика розрахунку і проектування робочого циліндра (рис. 7.20) зазначеної конструкції викладена в розділі 6 цієї роботи, де встановлено, що найбільш напруженими є внутрішні волокна донної частини 2 в області галтелі 4 і найбільшого діаметра проточки 3 під установку НЗК.

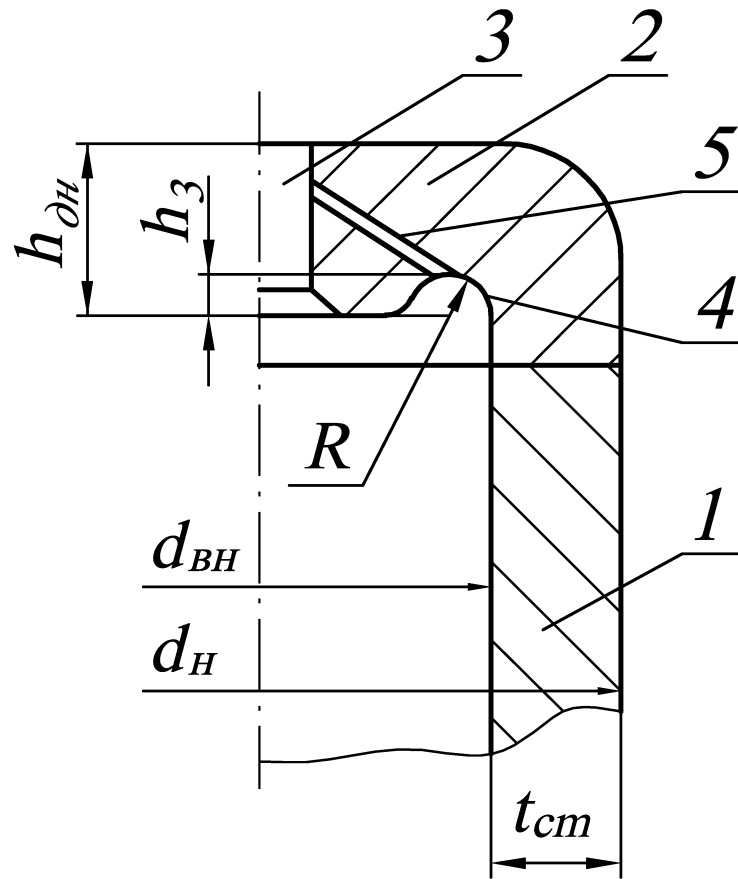


Рисунок 7.20 – Корпус рабочего цилиндра [333]

При цьому величина радіусу R заокруглення галтелі 4 залежить від внутрішнього $d_{ен}$ діаметра циліндричної частини 1, а заглиблення h_3 галтелі 4 в донну частину 2 визначається товщиною стінки h_3 циліндричної частини 1.

Створення корпусу робочого циліндра раціональної конструкції передбачає гарантування необхідного співвідношення відповідних конструктивних параметрів, особливо донної частини з урахуванням проточки під НЗК і отвору для підведення рідини високого тиску, а також необхідний запас міцності при заданих умовах експлуатації.

Проектування корпусу робочого циліндра (див. рис. 7.20) гідравлічного преса можна звести до наступної послідовності дій [331 – 333].

1) Задаючись значеннями номінального зусилля преса P_n і тиску робочої рідини високого тиску p_a , визначають активну площу та діаметр плунжера робочого циліндра за формулами

$$F_{нл} = \frac{P_n + R_{mp}}{p_a}; \quad (7.4)$$

$$D_{нл} = \sqrt{\frac{F_{нл}}{0,785}}. \quad (7.5)$$

Величина сили тертя R_{mp} розраховується за формулою (2.5) відповідно до методики, викладеної в розділі 2 цієї роботи.

Отримане значення $D_{нл}$ узгоджують з даними ущільнювальних елементів і в разі необхідності коригують.

2) Для визначення внутрішнього діаметра $d_{ен}$ циліндричної частини 1 остаточний розмір $D_{нл}$ збільшують на 15...30 мм, забезпечуючи гарантований зазор між плунжером і циліндричною частиною 1 корпусу циліндра.

3) Розраховують зовнішній діаметр корпусу за формулою

$$d_n = d_{ен} \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3}p_a}}. \quad (7.6)$$

4) Визначають величину товщини стінки t_{cm} за формулою (6.17).

5) Висоту днища $h_{\text{дн}}$ розраховують за формулою (6.18), задавшись значенням коефіцієнта φ ослаблення днища (див. рис. 6.13, а).

Отримане співвідношення $h_{\text{дн}}/t_{\text{см}}$ повинно відповідати даним графіка (див. рис. 6.13, б) для заданого номінального зусилля P_n преса.

б) Бурт робочого циліндра проектують традиційним способом, керуючись спеціалізованою літературою [252]. З огляду на можливості кріплення робочого циліндра до верхньої нерухокої поперечини за допомогою пропущених через неї шпильок, які вкручуються безпосередньо в бурт, пружне подовження робочого циліндра на кожному робочому ході ніяк не впливає на механізм кріплення. Таким чином, корпус робочого циліндра залишається притягнутим своїм буртом до виточення у верхній нерухокій поперечині [249]. В цьому випадку бурт не відчуває динамічних навантажень, а його висота $h_{\text{б}}$ становить

$$h_{\text{б}} = (1,1 \dots 1,2) \cdot t_{\text{см}}. \quad (7.7)$$

7) В залежності від номінального зусилля P_n гідравлічного преса по кривим (див. рис. 6.10, б) визначають найбільший діаметр центральної проточки під НЗК і діаметр отвору для підведення рідини високого тиску.

8) Здійснюють профілювання внутрішніх і зовнішніх поверхонь корпусу робочого циліндра.

Сполучення відповідних внутрішніх і зовнішніх поверхонь виконують з утворенням виточок, галтелей, вибірок і інших конструктивних елементів профілювання, що сприяють зменшенню коефіцієнтів концентрації напружень і місцевих напружень в перехідних зонах, а також полегшують монтаж робочих циліндрів гідравлічних пресів, забезпечуючи необхідне взаємне положення сполучених вузлів і зручність їх обслуговування.

При профілюванні донної частини корпусу робочого циліндра (див. рис. 7.20) необхідно передбачити наступне:

- виконання радіусу R заокруглення галтелі 4 величиною менше $0,2d_{\text{вн}}$ призводить до появи в ній яскраво виражених зон концентрації напружень;

- заглиблення h_3 галтелі 4 в донну частину більш ніж на $0,4t_{cm}$ призводить до виникнення додаткових радіальних сил, що викликають появу пластичних деформацій та підсилюють розвиток тріщин від втомленості.

В процесі роботи гідравлічного преса для попередження накопичення в порожнині галтелі 4 повітря, в донній частині (див. рис. 7.20) доцільно виконувати канал 5, що з'єднує отвір 3 з найбільш глибоким місцем галтелі 4. При цьому конструктивно необхідно забезпечити відсутність можливості перетікання рідини високого тиску з порожнини робочого циліндра в систему низького тиску, тобто канал 5 повинен бути розташований нижче запірної фаски НЗК.

Якісна робота вузла робочого циліндра неможлива без правильного сполучення його корпусу з плунжером. Тому, та частина плунжера, яка постійно знаходиться в робочому циліндрі, також профілюється відповідно до внутрішньої порожнини донної частини з утворенням зазору між ними при досягненні рухомою поперечиною преса крайнього верхнього положення. Це дозволяє при кожному ході преса в достатній мірі вибирати об'єм галтелі, не допускаючи утворення порожнин скупчення повітря, а також економити рідину високого та низького тиску на кожному ході.

При цьому величина мінімального зазору z_{\min} між найбільш глибокою точкою галтелі та найвищою точкою плунжера визначається з умови відсутності перетискання робочої рідини в зоні галтелі. Дана умова може бути виражена наступною нерівністю [332]

$$z_{\min} \geq \frac{R^2}{4 \cdot (d_{BH} - R)}. \quad (7.8)$$

9. Сконструйований корпус робочого циліндра піддають скінчено-елементному моделюванню для оцінки його НДС. При необхідності в конструкцію корпусу вносять корективи.

7.7 Алгоритм ефективного керування гідравлічними пресами з НАП на базі індивідуального сервоприводу в межах автоматизованих технологічних комплексів

Система керування гідравлічним пресом з НАП на базі індивідуального сервоприводу являє собою багатофункціональний комплекс, в якому здійснюється прийом, обробка вхідної інформації та видача впливів, які керують роботою всіх пристроїв і механізмів преса.

Сучасний рівень ковальсько-пресового виробництва дозволяє створювати високотехнологічні автоматизовані комплекси на базі гідравлічних пресів різних зусиль, які працюють від насосно-акумуляторним приводу. Процес обробки тиском в таких комплексах відбувається в технологічному взаємозв'язку з нагрівальним, термічним і підйомно-транспортним устаткуванням під керуванням автоматизованих систем (АСК) [236].

Реалізацію закладених в АСК алгоритмів виконує виконавча складова автоматизованого комплексу – раціонально спроектована гідравлічна система керування пресом, яка в умовах сучасного виробництва повинна забезпечувати:

- гнучке та точне керування обладнанням протягом усіх етапів машинного циклу;
- виконання робочого ходу із заданою швидкістю деформування та необхідним робочим зусиллям відповідно до закладених в АСК параметрів технологічного процесу;
- максимальну швидкохідність преса при відсутності гідравлічних ударів в системі керування;
- економне використання робочої рідини високого і низького тиску;
- малі зусилля на органах керування обладнанням при ергономічно спроектованому пульті керування;
- швидке перемикання режимів роботи та ступенів зусиль;
- автоматизацію керування при повторюваних робочих ходах;
- зручну та зрозумілу індикацію основних параметрів преса;

- високу надійність роботи всіх основних вузлів тощо.

При реалізації технологічного процесу режими роботи гідравлічного преса повинні бути повністю узгоджені з режимами роботи інших пристроїв і механізмів, безпосередньо задіяних в процесі. Внаслідок того, що саме гідравлічний прес здійснює деформування заготовки, то його режими роботи приймаються за базові. Для їх забезпечення індивідуальні сервоприводи повинні надавати заданий АСК вплив на органи керування пресом – дросельні регулювальні і наповнювально-зливні клапани.

Керуючись отриманими в даній роботі результатами досліджень, ефективно керування гідравлічними пресами з НАП на базі індивідуального сервоприводу в межах автоматизованих технологічних комплексів досягається при наявності таких елементів, як:

- врівноважувальних циліндрів, постійно пов'язаних з акумулятором;
- датчиків переміщення та швидкості руху рухомої поперечини;
- датчиків контролю положення клапанів;
- датчиків тиску робочої рідини в основних напірних і зливних гідролініях робочих і зворотних циліндрів;
- контрольно-вимірювальної апаратури.

В АСК закладаються математичні моделі всіх етапів машинного циклу гідравлічного преса з НАП для прогнозування відповідних динамічних параметрів перехідних процесів, особливо при реверсі рухомих мас, і здійснення безперервного контролю та керування поточними параметрами машини в межах конкретного етапу машинного циклу.

Алгоритм ефективного керування гідравлічними пресами з НАП розроблений за результатами проведених в роботі досліджень і передбачає виконання наступних основних етапів.

1) Вихідне положення:

- НЗК I і II ступенів зусиль відкриті;
- впускні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль закриті;

- зливні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль відкриті;
- впускний і зливний клапани зворотних циліндрів закриті.

2) Хід наближення рухомої поперечини до поковки.

2.1) Відкривають зливний клапан зворотних циліндрів – за час відкриття клапана рухома поперечина повинна розігнатися до усталеної швидкості при відсутності рідинного голодування робочих циліндрів, яке контролюється відповідними датчиками тиску.

2.2) Зливний клапан зворотних циліндрів повністю відкритий – рухома поперечина плавно опускається вниз з максимальною швидкістю.

2.3) Закривають зливний клапан зворотних циліндрів – за час закриття клапана рухома поперечина гальмується перед зіткненням з поковкою, шлях гальмування розраховується АСК.

2.4) Закривають НЗК і зливні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль, відкривають зливний клапан зворотних циліндрів.

3) Робочий хід.

Технологічна операція «Осадження»

3.1) Відкривають впускні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль – за час відкриття клапанів рухома поперечина повинна розігнатися до максимальної усталеної швидкості.

3.2) Впускні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль повністю відкриті – йде деформування заготовки з максимальною швидкістю.

3.3) Закривають впускні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль – до моменту закриття клапанів рухома поперечина повинна повністю зупинитися на заданому розмірі поковки.

3.4) Закривають зливний клапан зворотних циліндрів.

Технологічна операція «Кування»

3.1) Відкривають впускний клапан робочих циліндрів II ступені зусиль – за час відкриття клапана рухома поперечина повинна розігнатися до максимальної усталеної швидкості.

3.2) Впускний клапан робочих циліндрів II ступені зусиль повністю відкритий – йде деформування заготовки з максимальною швидкістю.

3.3) Закривають впускний клапан робочих циліндрів II ступені зусиль – до моменту закриття клапана рухома поперечина повинна повністю зупинитися на заданому розмірі поковки.

3.4) Закривають зливний клапан зворотних циліндрів.

Технологічна операція «Шліхтування»

3.1) Закривають зливний клапан зворотних циліндрів.

3.2) Відкривають впускний клапан зворотних циліндрів і підвищують в них тиск до рівня статичного.

3.3) Закривають впускний клапан зворотних циліндрів.

3.4) Відкривають впускний клапан робочих циліндрів I ступені зусиль і відразу ж закривають його – висота відкриття клапана і час його спрацьовування визначають необхідну величину обтискання (прогладжування).

3.5) Дії, описані в п. 3.4 неодноразово повторюють до досягнення необхідних розмірів поковки.

4) Декомпресія робочих циліндрів.

4.1) Відкривають зливні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль і впускний клапан зворотних циліндрів – відбувається дроселювання робочої рідини високого тиску з робочих циліндрів з одночасним підвищенням тиску в зворотних циліндрах, рухома поперечина піднімається вгору на величину прогину рухомого столу преса.

4.2) Відкривають НЗК I і II ступенів зусиль при досягненні рівня тиску рідини в робочих циліндрах 3,0...2,5 МПа – рухома поперечина розганяється до максимальної усталеної на ході вгору швидкості.

5) Зворотний хід.

5.1) Впускний клапан зворотних циліндрів повністю відкритий – рухома поперечина рухається вгору з усталеною швидкістю, витісняючи рідину з робочих циліндрів на злив у НЗБ.

5.2) Закривають НЗК I і II ступенів зусиль.

5.3) Закривають зливні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль – відбувається гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні.

5.4) Закривають впускний клапан зворотних циліндрів.

5.5) Відкривають НЗК і зливні клапани робочих циліндрів I і II ступенів зусиль – прес готовий для здійснення наступного машинного циклу.

Реалізація даного алгоритму може здійснюється як в автоматичному, так і в режимі ручної обробки. Величини ходів розгону та гальмування рухомої поперечини, а також час спрацьовування дросельних регулювальних клапанів і НЗК визначаються відповідно до методики, викладеної в розділі 6 роботи. Там же наведені графіки та аналітичні залежності для розрахунку конструктивних параметрів органів керування (клапанів) і елементів гідроприводу преса. Всі зазначені дані закладаються в АСК і на їх базі здійснюється розрахунок динамічних параметрів переміщення рухомої поперечини з використанням розроблених в дисертаційній роботі математичних моделей. Перед виконанням команд алгоритму АСК перевіряється готовність системи керування до включення клапана-автомата. При цьому для забезпечення необхідного рівня безпеки роботи преса необхідно включати клапан-автомат тільки після повної перевірки системою діагностики готовності органів керування та індивідуальних сервоприводів. У разі, якщо в процесі виконання розробленого алгоритму відбудеться збій хоч в одному з елементів системи керування, клапан-автомат автоматично вимкнеться, тобто відбудеться відсікання гідравлічного преса від джерела рідини високого тиску – насосно-акумуляторної станції.

7.8 Комплекс заходів зі створення станин гідравлічних пресів підвищеної жорсткості та запобігання відхиленню направляючих колон від геометричної осі

Станини гідравлічних пресів з НАП являють собою єдину жорстку раму, утворену з'єднаними за допомогою напрямних колон верхньою та нижньою не-

рухомими поперечинами [334]. Потреба у створенні більш потужних гідравлічних пресів викликає збільшення габаритів їх елементів, особливо нижніх нерухомих поперечин, які також є і робочими столами. У цих випадках габарити цих поперечин нерідко перевищують розміри, встановлені стандартами та правилами перевезення вантажів наземним і водним транспортом, що значно ускладнює процес створення потужних гідравлічних пресів. У зв'язку з цим фактом можна виділити наступні основні тенденції конструювання станин гідравлічних пресів колонного типу.

1) Великогабаритні вузли станин виконуються складеними для здійснення їх транспортування на монтаж.

2) Після монтажу зібрана конструкція повинна забезпечувати необхідне жорстке сполучення складових вузлів з іншими елементами преса та підвищену жорсткість станини в цілому для мінімізації зазорів. Це викликано необхідністю попередити розкриття стиків при експлуатації преса, особливо в умовах ексцентричного навантаження [335], яке, як правило, викликає значне розгойдування металоконструкції преса.

3) Під час монтажу спосіб затягування напрямних колон станини преса повинен забезпечувати її тривалу та надійну експлуатацію. Послідовність монтажних робіт при цьому пропонується наступна [190, 336]:

- кріплять колони в поперечинах і виставляють розмір між ними;
- виконують попередню затяжку напрямних колон – східчасто навантажують прес шляхом натискання бойка на бойок без заготовки від мінімального зусилля до максимального робочого із затягуванням пружно розтягнутих колон після кожного навантаження преса до вибірки зазору з подальшими багаторазовими переміщеннями рухомої поперечини уздовж колон;
- додатково затягують гайки при частотному навантаженні преса в пульсуючому режимі від максимального робочого зусилля до гранично припустимого з одночасним остаточним затягуванням гайок до повної вибірки зазору.

Застосування плоских бойків і їх натискання один на одній дозволяє уникнути ексцентриситету під час навантаження та зробити конструкцію преса

більш жорсткою. При цьому немає необхідності виконувати в кожній колоні центральних отворів для розміщення в них електронагрівачів, що забезпечують термічне затягування гайок. Внаслідок цього процес монтажу спрощується та здійснюється зі зниженням трудомісткості й термінів.

Станину гідравлічного преса слід оснащувати засобами регулювання взаємного розташування складових елементів, які забезпечують необхідне з'єднання вузлів преса при складанні [337, 338]. До таких засобів можна віднести дистанційні та ексцентричні втулки, проставки й кільця, набори прокладок, пари «гвинт – гайка» і ін. Наприклад, відстань між верхньою та нижньою нерухомими поперечинами може утворюватися висотою порожніх проставок, що охоплюють напрямні колони та встановлених поверх них. У нижній нерухомій поперечині розміщуються ексцентричні втулки, які взаємодіють з поперечною та порожніми проставками. Відповідні геометричні осі при монтажі станини виставляють шляхом повороту ексцентричних втулок. Після остаточного затягування напрямних колон порожнисті проставки знаходяться в напруженому стислому стані, що попереджає розкриття стиків і підвищує жорсткість станини під час експлуатації преса. Іншим прикладом може бути використання фіксуючих втулок, пов'язаних з направляючими колонами кінчної посадкою [339]. В цьому випадку складові елементи станин стають більш технологічними, а її конструкція значно спрощується, забезпечуючи можливість виконання швидкого та ефективного монтажу. Розглянемо таку станину докладніше (рис. 7.21).

Порожні втулки 5 встановлені в наскрізних отворах поперечин 1 і 2. Вказані отвори виконані безступінчастими. Втулки 5 є фіксуючими, оснащуються засобами фіксації та з'єднуються з напрямними колонами 3 за допомогою кінчних посадок 6. Між кожної втулкою 5 і гайкою 4 встановлюється дистанційне кільце 7. При монтажі станини встановлюють втулки 5 в отвори поперечин 1 і 2 з натягом, заводять колони 3 в отвори втулок 5, вставляють дистанційні кільця 7 і з'єднують гайки 4 (як правило, їх виконують роз'ємними з упорним різьбленням) з різьбовими кінцями напрямних колон 3. Здійснюють стягування поперечин 1 і 2 гайками 4.

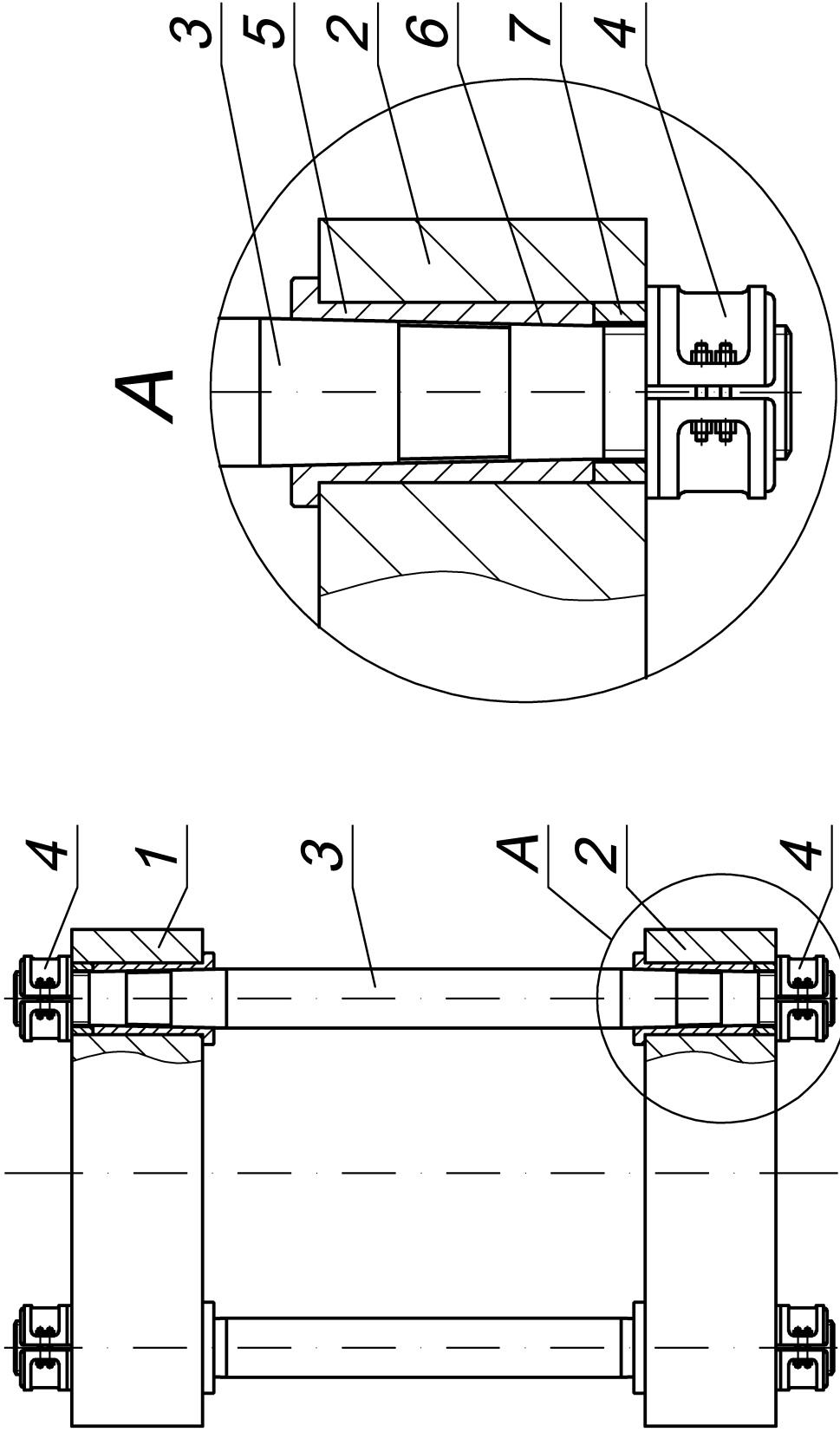


Рисунок 7.21 – Станина гідравлічного преса колоною конструкції шведської монтажу [339]

З'єднання з натягом втулок 5 і отворів в поперечинах 1 і 2 при монтажі станини здійснюється за такою методикою [340], яка ілюструється схемою складання, показаною на рисунку 7.22.

В об'єктах запресовування (див. рис. 7.22, а) – порожнистій втулці 1 і нерухомій поперечині 2 – виконують західний конус і елементи для виходу повітря (в разі запресовування порожнистої втулки 1 в глухий отвір), очищають контактні поверхні втулки 1 і поперечини 2 від задирок і забруднень. Позиціонують втулку 1 в отворі поперечини 2 і сполучають їх шляхом натискання траверси 3 гідравлічного преса на втулку 1 до отримання необхідного взаємного розташування об'єктів запресовування.

Робочий рух траверси 3 преса визначається вимірювальним перетворювачем (див. рис. 7.22, б), блоки датчиків 4 якого встановлюються в чотирьох точках по периметру контактної площі порожнистої втулки 1 з траверсою 3 в двох взаємно перпендикулярних напрямках. При цьому попередньо втулку 1 орієнтують відносно отвору поперечини 2 без високої точності позиціонування, а при прикладенні зусилля пресування на контактній поверхні втулки 1 і траверси 3 в чотирьох точках виникають напруги, пропорційні сигналам блоків датчиків 4. Сигнали (див. рис. 7.22, в) обробляються аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП) і набувають цифрові значення, що надходять потім в блок обчислення, чисельні результати з якого спрямовуються в АСК преса, де автоматично здійснюється вирівнювання траверси 3 до тих пір, поки не будуть досягнуті однакові значення показань зусиль на всіх блоках датчиків 4.

За допомогою постійного контролю зусилля запресовування, в залежності від якого здійснюється:

- вирівнювання траверси 3 гідравлічного преса;
- забезпечуються рівномірність запресовування та висока якість з'єднання з натягом втулок 5 і отворів в поперечинах 1 і 2 при монтажі станини гідравлічного преса колонного типу.

Слід зазначити, що якість монтажних робіт станин може бути істотно покращена використанням платформ для монтажу, які розміщують на підлозі цеху біля місця під монтаж обладнання [341].

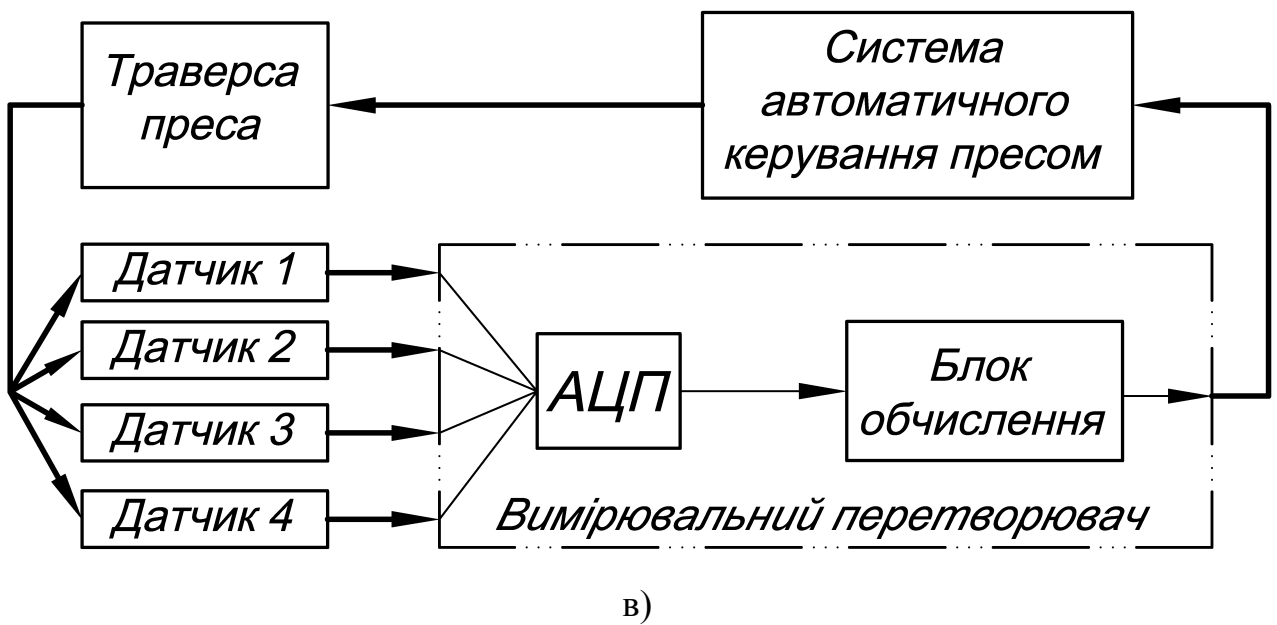
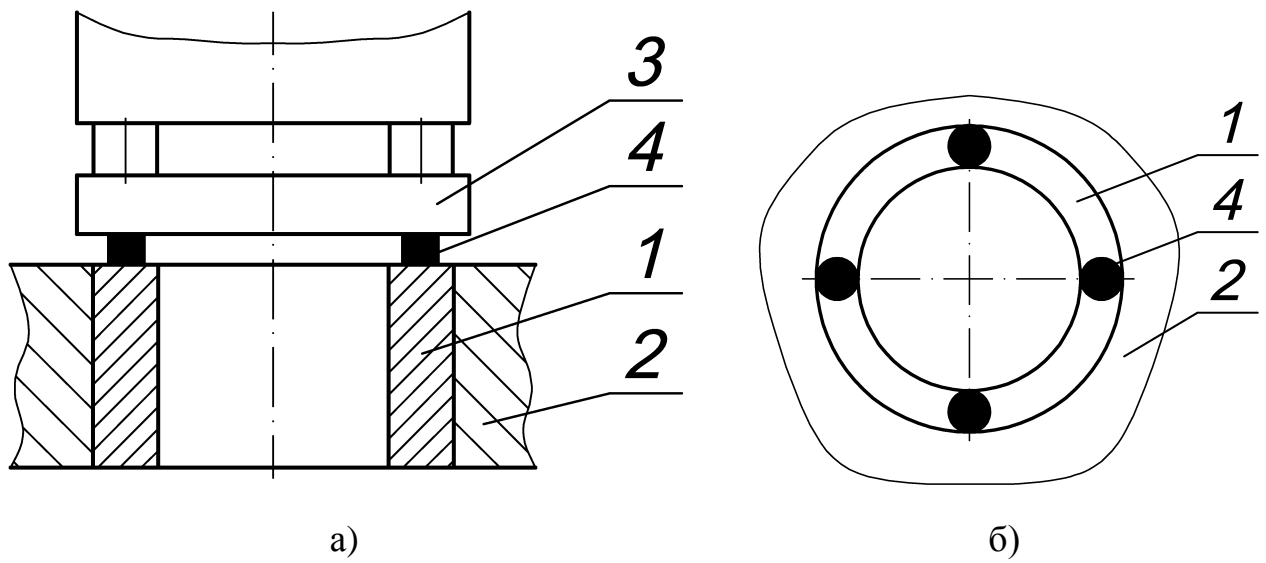


Рисунок 7.22 – Схема складання з'єднань з натягом (а) з блоками датчиків (б) і системою керування (в) процесом запресування [340]

На платформах встановлюють і налаштовують контрольно-вимірвальні прилади і засоби збирання, розміщують об'єкти збирання. В якості таких платформ можуть застосовуватися спеціальні майданчики для монтажу із захистом від зовнішніх впливів [342 – 344]. Перевага їх використання в порівнянні з традиційним збиранням обладнання безпосередньо на підлозі цеху полягає в усуненні впливу на якість складальних і монтажних робіт зовнішніх чинників – вібрацій і коливань, що йдуть від працюючого поруч з монтажною площею обладнання; пилу і бруду, що з'являються в результаті реалізації в цеху технологічних процесів; властивостей самої підлоги цеху (нерівності, ухил) тощо.

У загальному випадку технологічне призначення та умови транспортування замовнику визначають конструктивне виконання кожної конкретної станини преса, а, значить, і технологію її монтажу. Однак існують загальні рекомендації проектування станин гідравлічних пресів колонного типу [334]. До основних з них можна віднести наступні:

- досягнення простоти конструкції шляхом використання якомога меншої кількості складових елементів і вузлів;
- підвищення технологічності та зниження трудомісткості виготовлення складових елементів;
- спрощення монтажу та контролю його якості;
- відсутність після монтажу та під час експлуатації преса на стикових поверхнях станини напружень, здатних викликати швидкий зношення і руйнування елементів конструкції;
- досягнення високих жорсткості та стійкості конструкції, запобігаючих виникненню пластичних деформацій, здатних викликати порушення паралельності й перпендикулярності осей відповідних елементів;
- відсутність технічних і технологічних труднощів для виготовлення елементів станини відомими прийомами металообробки.

Комплексна реалізація розглянутих технічних рішень і заходів спрямована на створення надійних і довговічних станин гідравлічних пресів колонного типу та забезпечення їх швидкого й ефективного монтажу.

Крім того працездатність конструкцій станин гідравлічних пресів з НАП в основному залежить від жорсткості та надійності роботи колон, які служать для з'єднання верхньої і нижньої нерухомих поперечин в єдину жорстку раму, а також виконують функцію напрямних для рухомої поперечини [335]. Тому необхідність тривалої й надійної експлуатації пресів визначає актуальність розробки та впровадження технічних рішень, спрямованих на вдосконалення систем автоматичного контролю процесу експлуатації цих машин для попередження руйнування базових деталей, до яких відносяться й напрямні колони.

Розробка заходів постійного автоматичного контролю та попередження наближення роботи преса до аварійного межі є вирішальним фактором забезпечення його надійної та безвідмовної роботи за умови правильної експлуатації даного обладнання. В процесі експлуатації гідравлічних пресів максимально припустимий ексцентриситет e прикладення технологічного навантаження визначається, виходячи з умови міцності колон 4, розрахункове значення якого (максимально припустимого) перевищувати не можна (рис. 7.23).

Однак при ексцентричному прикладенні навантаження, навіть в межах допустимих значень ексцентриситету, відбувається відхилення Δl колон і верхньої нерухомої поперечини 1 від вертикальної геометричної осі преса. Пружна деформація колон 4 з гайками 5 і 6 під впливом моменту, що вигинає, призводить до перекосу рухомої поперечини 3 і інструменту на кут α , знижуючи тим самим точність виготовлення заготовки та викликаючи появу небезпечного напруження в колонах. Тому, важливим є розробка системи діагностики відхилення колон від їх геометричної осі [337].

Для запобігання аварійних ситуацій преси оснащують безконтактними датчиками переміщення рухомої поперечини. При стиканні робочого інструмента з заготовкою тиск в робочих циліндрах збільшується, а колони при наявності ексцентриситету деформуються, викликаючи перекокс рухомої поперечини.

Щоб цей процес не перейшов межі режиму аварійності, датчик переміщення за допомогою відповідних елементів АСК перетворює отриманий сигнал і постійно порівнює поточну величину відхилення колон від геометричної осі з

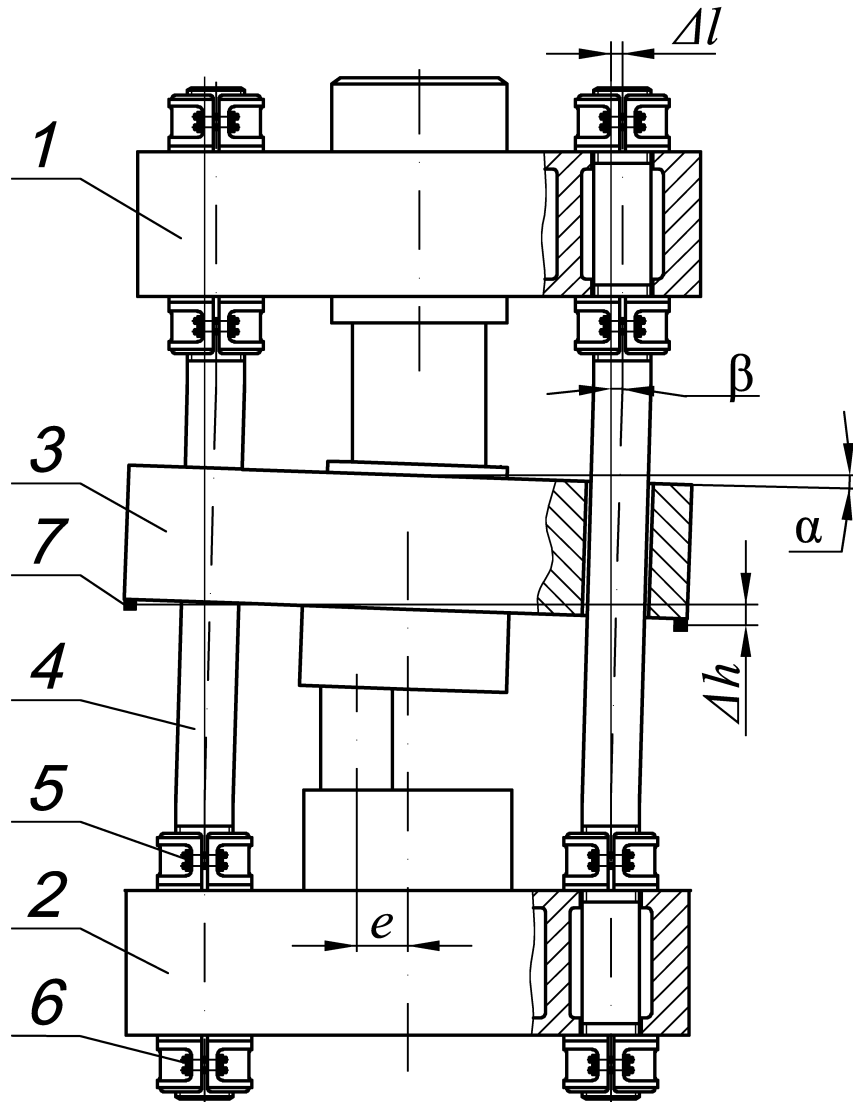


Рисунок 7.23 – Деформація конструкції преса при ексцентричному прикладенні технологічного навантаження

розрахунковою критичною, попередньо внесеною в програму обробки сигналу. При перевищенні поточним значенням відхилення критичного АСК забезпечує відкриття відповідних зливних клапанів в головному клапанному розподільнику, що забезпечує падіння тиску в робочих циліндрах і зменшення небезпечних напружень в колонах [345].

Відхилення колон від геометричної осі (див. рис. 7.23) необхідно вимірювати безконтактними датчиками 7 переміщення, встановленими безпосередньо на одній з діагоналей рухомої поперечини 3 ближче до її краю і вимірюючими поточні значення відстаней між рухомою 3 і нижньою нерухомою 2 поперечинами [346, 347]. При цьому кут β відхилення направляючих колон від геометричної осі визначається з залежністю

$$\beta = \arcsin \frac{\Delta h}{L}, \quad (7.9)$$

де Δh – різниця показань діагонально встановлених датчиків;

L – відстань від центру рухомою поперечини до датчика, виміряна вздовж її діагоналі.

Поточне значення ексцентриситету прикладення технологічного зусилля запишеться у вигляді

$$e = L \sqrt{1 - \frac{\Delta h^2}{L^2}}. \quad (7.10)$$

Параметри, що входять до виразів (7.9) і (7.10), визначаються в залежності від конструктивних особливостей конкретного гідравлічного преса та заносяться в програму обробки сигналу АСК. При такому розташуванні датчиків безпосередньо на рухомій поперечини виключається непряме вимірювання та вплив вібрацій, що підвищує точність вимірювань, а також надійність і довговічність роботи гідравлічного преса.

Слід зазначити, що крім цього конструкція рухомої поперечини та її напрямних під колони повинні бути такими, щоб під час перекосів рухомої поперечини внаслідок ексцентриситету прикладення технологічного навантаження забезпечувалася необхідна жорсткість металоконструкції преса. Надійна робота

системи автоматичного контролю відхилення напрямних колон гідравлічного преса від геометричної осі визначається комплексним вирішуванням:

- завдань автоматизації, пов'язаних, головним чином, з правильним вибором елементів АСК, місць установки та взаємного розташування відповідних датчиків і способів їх застосування;
- забезпеченням якості монтажу, як основної умови створення надійної металеві основи для точного розміщення засобів автоматизації;
- створенням міцних базових деталей раціональної конструкції.

Безвідмовна робота надійної АСК дозволяє значно продовжити термін служби гідравлічних пресів з НАП.

Тому в загальному випадку виготовлення та подальша експлуатація металоконструкції пресу зводиться до виконання наступних заходів.

1) При проектуванні металоконструкції преса визначають максимально допустимий ексцентриситет прикладення технологічного зусилля із умови міцності базових елементів при ексцентричному прикладенні максимального робочого навантаження.

2) Під час виготовлення металоконструкції преса встановлюють і позиціонують відносно один одного та сполучають до отримання необхідного взаємного розташування базові елементи.

3) Підключають засоби контролю до виконавчих органів базових елементів металоконструкції гідравлічного пресу та вимірюють поточні значення основних показників їх роботи.

4) Системою автоматичного керування здійснюють безперервне діагностування технічного стану металоконструкції.

5) Проводять випробування і тестування металоконструкції відповідно до графіків технологічного навантаження та аналізують вихідні дані діагностування. За результатами їх аналізу уточнюють норми точності реалізації технологічного процесу, визначають ступінь фізичного зношення металоконструкції та перерозподіляють робоче навантаження між її базовими елементами до досягнення їх рівномірності.

Недоліки та невідповідності, виявлені під час випробувань і тестувань, можуть мати більш глобальні наслідки та потребувати уточнення результатів проектування і виготовлення, додаткового аналізу вихідних даних діагностування, уточнення вимог до готової продукції та розробки технологічних процесів обробки тиском. Вартість металокопструкції складає не менше 75-80% усієї машини. Тому подовження терміну її служби має важливе значення для економії витрат на експлуатацію та ремонт. Таким чином забезпечується зменшення ступеня фізичного зношення металокопструкції, подовження терміну її експлуатації та чіткого визначення параметрів рівномірності з підвищенням навантажувальної здатності. Як результат цього – підвищується надійність, довговічність та ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП.

7.9 Використання інноваційних технологій при створенні та модернізації гідравлічних пресів з НАП

Сучасний рівень розвитку ковальсько-пресового виробництва передбачає впровадження новітніх розробок при створенні та модернізації гідропресового устаткування [84, 85, 253]. У дисертаційній роботі розроблено комплекс інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій і режимів роботи гідравлічних пресів з НАП на базі індивідуального сервоприводу. Всі представлені розробки запатентовані в Україні.

Згідно з висновком ТОВ «НВП «Укртехексперт» (див. Додаток Д) розглянутий комплекс технічних рішень відрізняється практичною цінністю, відповідає сучасним вимогам виробництва, а самі технічні рішення мають підвищені експлуатаційні характеристики, ефективні та надійні в роботі, компактні, ергономічні, адаптуються під різні вимоги й конструктивні особливості конкретного гідравлічного обладнання. Зокрема:

- дросельні регулювальні клапани керування пресами у відповідності до патентів України 79289, 69050, 65642, 32123, 31398 забезпечують підвищені

точнісні та швидкісні режими виконання технологічних операцій на гідравлічних пресах;

- вбудовані клапани наповнення відповідно до патентів України 79284, 79283, 79282, 70738, 31434, 32574 підвищують продуктивність гідравлічних пресів за рахунок суттєвого скорочення часу холостого та зворотного ходів;
- гідравлічні системи керування пресами з індивідуальним сервоприводом клапанів відповідно патентам України 91505, 91504, 79840, 79295, 79294, 79281, 69056, 65320, 64956, 61408, 59319, 59250, 59247, 58132, 37639 мають високі ефективність і надійність роботи.

Використання інноваційних технологій при модернізації діючого гідропресового устаткування дозволяє розширити його технічні та технологічні можливості, підвищити ефективність, надійність і довговічність експлуатації. Так впровадження на ПАТ «НКМЗ» (див. Додаток Д) розроблених в дисертації швидкодіючих режимів роботи систем керування дозволили зменшити час машинного циклу кувальних пресів з НАП, підвищуючи продуктивність процесів кування на 18-20% і зменшуючи витрати енергоносіїв на 16-19%. За рахунок цього собівартість виготовлення поковок знизилася на 16-20%.

Впровадження комплексу інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій і режимів роботи гідравлічних пресів з НАП на базі індивідуального сервоприводу можливо тільки з використанням розробленого в дисертації методу інженерного аналізу (розділб), що дозволяє раціонально спроектувати елементи гідроприводу та обґрунтувати доцільність прийнятих при проектуванні технічних рішень.

У загальному випадку модернізація діючих гідравлічних пресів з НАП на базі інноваційних технологій зводиться до виконання наступних етапів.

1) Зношені елементи металоконструкції преса замінюють новими, що відповідають більш високим сучасним технічним вимогам.

2) У несучу конструкцію машини закладають більш тривалий термін експлуатації в порівнянні з деталями та вузлами гідроприводу.

3) Передбачають в конструкції преса додаткові резервні елементи для подальшого впровадження нових технічних рішень в процесі роботи машини без

її істотного переоснащення. Резервні елементи виконують у вигляді додаткових майданчиків під майбутній монтаж додаткових засобів, які розширюють технічні та технологічні можливості преса і складових його вузлів. Також можуть передбачатися додаткові місця для монтажу портативних і пристроїв накладного типу, а також кронштейни й інші елементи для кріплення базових поверхонь під нові пристрої.

4) Забезпечують можливість збереження міцності базових деталей машини та їх відновлення після тривалої експлуатації.

5) Оцінюють потенційну можливість, період і напрямок модернізації на перспективу з урахуванням тенденцій розвитку галузі гідропресобудування. Це дозволить використовувати інноваційні технології для ефективного розширення можливостей діючого обладнання.

Закладанням в несучу конструкцію машини більш тривалого терміну експлуатації в порівнянні з деталями та вузлами гідроприводу, а також забезпеченням можливості збереження міцності базових деталей і їх відновлення після тривалої експлуатації, досягається наступне:

- істотно знижується ступінь фізичного зношення преса;
- зменшуються витрати на ремонт і подальшу експлуатацію;
- скорочується час, відведений на проектувальні роботи;
- скорочується машинний час виготовлення нових деталей і вузлів;
- скорочується термін виконання робіт з модернізації обладнання.

Слід зазначити, що використання інноваційних технологій є безперервним процесом, так як подальша експлуатація впроваджених технічних рішень з часом потребує їх наступного удосконалення з подальшим отриманням прав на більш досконалі технічні рішення. Також з часом можуть бути виявлені нові властивості експлуатованих об'єктів або розширена сфера їх використання.

Ефективність впровадження інноваційних технологій при створенні й модернізації гідравлічних пресів з НАП передбачає постійний моніторинг результатів впровадження нових технічних рішень, а також завбачення підприємством плану перспективного розвитку галузі гідропресобудування для формування в ній власних тенденцій.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено комплекс інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій і режимів роботи гідравлічних пресів з НАП на базі індивідуального сервоприводу, а саме пристрої та рекомендації:

- ефективного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску: вузли НЗК зі схемами слідкувального керування, що забезпечують роботу клапанів в слідкувальному режимі; наповнювально-зливні системи з використанням НЗБ, що виключають можливість зниження тиску в баці, а також компенсують це падіння для гарантованого усунення рідинного голодування робочих циліндрів на ході наближення рухомої поперечини до поковки; системи керування зворотними циліндрами, взаємопов'язаними в межах АСК з робочими циліндрами; системи контролю та керування поточним тиском рідини низького тиску в робочих циліндрах на ході наближення;

- підвищення коефіцієнта якості гідросистем керування пресами: регулювальні клапани розвантаженої конструкції з високими регулювальними властивостями та підвищеною стійкістю проти кавітаційної ерозії для гнучкого й точного керування положенням і швидкістю рухомої поперечини гідравлічного преса на всіх етапах машинного циклу; блоки клапанів, що мають комбінацію різних функцій; системи керування на базі індивідуальних насосно-акумуляторних станцій та супутні їм заходи щодо забезпечення високого коефіцієнта якості гідросистеми; нові схеми компонування та раціонального розведення гідроліній високого та низького тиску;

- запобігання ударного підвищення тиску в гідравлічній системі при реалізації декомпресії робочих циліндрів високої інтенсивності після закінчення робочого ходу гідравлічного преса;

- швидкого та безударного гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні на базі елементів з індивідуальним сервоприводом для узгодженої в рамках єдиної АСК роботи систем високого та низького тисків, зворотних і робочих циліндрів;

- загального компоювання та підвищення компактності систем керування гідравлічними пресами, що дозволяють успішно поєднувати закони ергономіки, технічного дизайну й естетики, створюючи оригінальні промислові зразки, а також дозволяють підвищити ефективність їх експлуатації;

- створення корпусу робочого циліндра раціональної конструкції, що передбачає гарантування необхідного співвідношення її конструктивних параметрів, особливо донної частини з урахуванням проточки під НЗК і отвору для підведення рідини високого тиску, а також необхідний запас міцності при заданих умовах експлуатації;

- створення станин гідравлічних пресів підвищеної жорсткості та попередження відхилення напрямних колон від геометричної осі, що дозволяє підвищити точність реалізації технологічних процесів.

2. Розроблено алгоритм ефективного керування гідравлічними пресами з НАП на базі індивідуального сервоприводу в межах автоматизованих технологічних комплексів, що забезпечує реалізацію швидких і безударних режимів роботи протягом усього машинного циклу.

3. Впровадженням розробленого комплексу технічних рішень у виробництво на ПАТ «НКМЗ» встановлено, що нові швидкодіючі режими роботи систем керування дозволили зменшити час машинного циклу кувальних пресів з НАП, підвищуючи продуктивність процесів кування на 18–20% і зменшуючи витрати енергоносіїв на 16–19%. За рахунок цього собівартість виготовлення поковок знизилася на 16–20%. За результатами експертної оцінки ТОВ «НВП «Укртехексперт» розроблений комплекс технічних рішень відрізняється практичною цінністю, відповідає сучасним вимогам виробництва, має підвищені експлуатаційні характеристики, ефективний і надійний в роботі, а технічні рішення рекомендовані для використання у виробництві.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розв'язана важлива науково-технічна проблема підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на основі розвитку наукових основ їх проектування та розробки нових пристроїв і практичних рекомендацій для реалізації у виробництві, що забезпечує підвищення ступеня наукової обґрунтованості технічних рішень, які приймаються при створенні нових і модернізації діючих гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом.

1. Аналіз сучасного стану науки й техніки в галузі гідропресобудування показав, що ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП широкого діапазону зусиль може бути значно збільшена шляхом раціонального проектування їх приводів і правильного підбору регулювальних пристроїв. Встановлено, що з появою індивідуального сервоприводу та усуненням з конструкції регулювальних клапанів розвантажувальної частини виникає необхідність створення систем керування гідравлічними пресами з НАП, в яких можливості індивідуального сервоприводу використовувалися б в найбільшій мірі.

2. Новий розроблений метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів гідравлічних пресів з НАП, в основу якого покладено врахування показників перехідних процесів на різних ділянках гідроприводу, дозволяє знизити трудомісткість визначення відповідних параметрів на всіх етапах машинного циклу, а також підвищити точність отриманих результатів.

3. Встановлено, що на динаміку переміщення рухомої поперечини преса на ході наближення суттєво впливає система зворотних і врівноважувальних циліндрів. Дослідженнями встановлено, що раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення реалізуються при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 та коефіцієнті якості гідросистеми не менше 0,8. Незалежно від параметрів системи зворотних циліндрів при відсутності врівноважувальних циліндрів виникає рі-

динне голодування робочих циліндрів, а також гідрударні явища різних інтенсивностей при розгоні та гальмуванні рухомої поперечини на ході наближення до поковки неминучі. На етапі розгону мінімальний час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів складає 0,15 с, величина падіння тиску в робочих циліндрах скорочується вдвічі, а час розгону зменшується на 25%. На етапі гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою час закриття клапана складає не менше 0,1 с, впродовж якого відбувається зниження швидкості опускання рухомої поперечини на 60%. При цьому тривалість ходу наближення скорочується на 50%, значення прискорень в 2–2,5 рази нижче гранично припустимих, а шлях розгону та гальмування скорочується вдвічі.

4. Експериментальними дослідженнями робочого ходу гідравлічних пресів з НАП в реальних виробничих умовах при реалізації технологічних процесів «Осадження» та «Кування» встановлено взаємозв'язок одночасно протікаючих процесів декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів, заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску із акумулятора та випрямлення стола преса. Швидкість перебігу цих процесів, які знаходяться в безпосередньому взаємозв'язку, визначає динаміку гідравлічного преса з НАП.

5. Аналіз розробленої математичної моделі, яка характеризує переміщення рухомої поперечини з одночасною зміною активного зусилля преса з урахуванням інтенсивностей декомпресії робочих циліндрів і нагнітання високого тиску в зворотні циліндри, параметрів гідролінії «акумулятор – врівноважувальні циліндри», інтенсивності знеміцнення металу поковки й випрямлення стола преса, показує, що:

- декомпресія робочих циліндрів з інтенсивністю, що випереджає процеси знеміцнення металу поковки та випрямлення стола преса, досягається встановленням зливного клапана відповідного ступеню зусиль біля робочих циліндрів зі здійсненням їх декомпресії безпосередньо в наповнювально-зливну гідролінію;

- раціональні зі швидкодії режими здійснення декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу реалізуються при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 та коефіцієнті якості гідросистеми не менше 0,8;

- одночасне відкриття клапанів зливних робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів забезпечує відсутність інерційних вибігів рухомої поперечини під дією поковки, що знеміцнюється, та прискорює роз'єднання інструменту з гарячою заготовкою.

Процес декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу скорочується в середньому у 2,0...2,5 рази, а при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів інтенсивність декомпресії підвищується на 75%, значення прискорень у 2–2,5 рази нижче гранично припустимих, а тривалість робочого ходу з подальшою декомпресією скорочується на 25%.

6. Виявлено, що при гальмуванні рухомої поперечини у верхньому положенні закриттям впускного клапана зворотних циліндрів неминуче має місце вибіг, який супроводжується тривалими коливаннями й гідроударами в системах робочих і зворотних циліндрів, що суттєво знижує продуктивність преса та ускладнює його роботу в режимі автоматичних ходів. Числовим аналізом математичної моделі затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході встановлено, що при наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів період коливань збільшується на 75% зі зменшенням амплітуди як мінімум у 2 рази. При цьому повне затухання коливань настає на 0,25...0,5 с раніше, ніж у випадку відсутності системи врівноважувальних циліндрів.

7. Числовим аналізом математичної моделі встановлено, що виключення гідроударних й коливальних явищ, а також підвищення продуктивності преса можна досягти шляхом гальмування рухомої поперечини у відповідності до такого алгоритму:

- при підході рухомої поперечини до верхнього положення закривають НЗК всіх ступенів зусиль;
- закривають зливний клапан робочих циліндрів, встановлений у безпосередній близькості до них, з показником виду конструктивної характеристики не нижче 1,0, коефіцієнтом якості гідросистеми не менше 0,8 та мінімальним часом закриття 0,2 с при умові наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів;
- після зупинки рухомої поперечини у верхньому положенні закривають впускний клапан зворотних циліндрів.

Час гальмування скорочується більш, ніж на 80%, а вибіг рухомої поперечини у верхньому положенні відсутній.

8. Новий розроблений в роботі метод інженерного аналізу принципово відрізняється від раніш відомих тим, що послідовність проектування й розрахунку гідравлічних пресів з НАП відповідає послідовності здійснення етапів машинного циклу. Це дозволяє ще на етапі проектування гідравлічних пресів з НАП встановити взаємозв'язок систем високого та низького тисків, а також гідроліній робочих, зворотних і врівноважувальних циліндрів, забезпечуючи підвищення швидкісних параметрів машин, що розглядаються, та ефективності їх роботи на протязі всього машинного циклу.

9. Вперше введено в теорію інженерного аналізу та науково обґрунтовано «фактор вагомості клапана» K_{ES} , який поєднує в собі параметри насосно-аккумуляторного приводу преса, конструктивну та швидкісну характеристики регулювального клапана, а також коефіцієнт якості системи керування у прив'язці до номінального зусилля преса, та дозволяє підбирати параметри регулювальних клапанів під необхідні вимоги швидкодії та точності гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі, а також досягати точного перерозподілу гідравлічного опору між регулювальним клапаном і компонентами магістралі «аккумулятор – прес».

10. Розроблено комплекс інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з НАП на базі

індивідуального сервоприводу. Згідно висновку ТОВ «НПП «Укртехексперт» даний комплекс технічних рішень відрізняється практичною цінністю, відповідає сучасним вимогам виробництва, має підвищені експлуатаційні характеристики, ефективний та надійний в роботі, всі пристрої компактні та ергономічні, адаптуються під різні вимоги та конструктивні особливості приводів гідравлічних пресів в широкому діапазоні номінальних зусиль. Нові швидкодіючі режими роботи систем керування дозволили зменшити час машинного циклу ковальських пресів з НАП, підвищити продуктивність кування на 18–20% та зменшити витрату енергоносіїв на 16–19%. За рахунок цього собівартість виготовлення поковок знизилася на 16–20%. Результати дисертації у вигляді нових удосконалених конструкцій гідравлічних пресів з НАП, режимів роботи їх систем керування, створених на основі розроблених математичних моделей всіх етапів машинного циклу, а також практичних рекомендацій та комплексу інноваційних розробок впроваджені на ПрАТ «НКМЗ», ПАТ «Енергомаш-спецсталь» та в навчальний процес ДДМА.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Tirpak J. North American Forging is Advanced Manufacturing / J. Tirpak, J. Walters // Forge Magazine. – 2015. – №8. – P. 56 –63.
2. Forging technology : Plants and processes for enhanced quality and efficiency. – SMS Group, 2015. – №3. – 24 p. – Режим доступа: <http://www.sms-meer.com>.
3. SCHULER : The entire world of forging at a glance. – Schuler Pressen, 2015. – 6 p. – Режим доступа: <http://www.schulergroup.com>.
4. Bulletin : Siempelkamp Magazine. – SIMPELKAMP, 2015. – №2. – 58 p. – Режим доступа: <http://www.siempelkamp.com>.
5. Cechura M. Development of new and innovations of existing construction solutions of forming machines : research report / M. Cechura, J. Smolik // CK-SVT-WP11, CVTS. – Pilsen, 2012. – 231 p.
6. Cechura M. Analysis of forming machines and further proposals for decreasing of energy consumption : research report / M. Cechura, J. Housa // V-11-037, VSCVTT. – Prague, 2011. – 210 p.
7. Behrens B.-A. Machinery influence on the production accuracy of precision-forged parts / B.-A. Behrens, D. Odening // Metallurgical and mining industry. – 2011. – Vol. 3. – No. 7. – P. 48 –52.
8. Тюрин В.А. Современное состояние мировой ковочной индустрии / В.А. Тюрин, В.В. Овечкин // КШП. ОМД. –2009. – №7. – С. 46 –48.
9. The open-die forging industry associated with the German Steel Institute VDEh / M. Franzke, S. Sheikhi, R. Rech, G. Hirt and other // Proceedings of the 17-th International forge masters meeting (IFM 2008), Santander, Spain, 3 –7 November. – 2008. – P. 12 –20.
10. Артес А.Э. Проблемы развития отечественного кузнечно-штамповочного производства / А.Э. Артес, Е.Н. Сосенушкин // Новые решения в современных технологиях. – 2011. – №45. – С. 66 –76.
11. Коротков В.А. Реновационные работы в прессовом производстве / В.А. Коротков, И.Д. Михайлов // КШП. ОМД. – 2011. – №8. – С. 39 –42.

12. Красовский Г.В. Управление конкурентоспособностью проектируемого технологического оборудования / Г.В. Красовский, В.В. Корнеев, Е.Н. Сосё-нушкин // КШП. ОМД. – 2010. – №6. – С. 17–21.
13. Sheikhi S. Latest developments in the field of open-die forging in Germany / S. Sheikhi // Stahl und Eisen. – 2009. – Vol. 129. – No. 4. – P. 33-39.
14. Ланской Е.Н. Тенденции развития кузнечно-прессового оборудования / Е.Н. Ланской // Вестник МГТУ «Станкин» – 2008. – №1. – С. 27–33.
15. Корнилова А.В. Современное состояние предприятий отечественного кузнечно-прессового машиностроения / А.В. Корнилова // КШП. ОМД. – 2006. – №6. – С. 17–24.
16. Afshar M.H. Water hammer simulation by implicit method of characteristic / M.H. Afshar, M. Rohani // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2005. – Vol. 85. – P. 851–859.
17. Мовшович А.Я. Некоторые вопросы развития высоких технологий в машиностроении / А.Я. Мовшович // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2005. – №1 (13). – С. 43–47.
18. Роганов М.Л. Состояние рынка кузнечно-прессового оборудования на Украине / М.Л. Роганов // Мир техники и технологий. – 2005. – №1 (38). – С. 22–23.
19. Тюрин В.А. Современная ковочная индустрия мира / В.А. Тюрин // КШП. ОМД. – 2004. – №12. – С. 37–41.
20. Зимин Ю.А. Стратегия развития и совершенствования мощного кузнечно-прессового оборудования / Ю.А. Зимин // КШП. ОМД. – 2002. – №2. – С. 14–18.
21. Роганов Л.Л. Внедрение новых кузнечно-прессовых машин в промышленность / Л.Л. Роганов // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : зб. наук. праць. – Краматорськ : ДДМА, 2002. – С. 178–182.
22. Barnett K. Research initiatives for the forging industry / K. Barnett // Journal of Materials Processing Technology. – 2000. – Vol. 98. – P. 162–164.

23. Cechura M. Convectional versus multiple operating press / M. Cechura, Z. Chval // Kovarenstvi. – Brno, 2013. – Vol. 17. – P. 67 –70.
24. Kubec V. Two-columns versus of four-columns hydraulic press / V. Kubec, K. Raz // Kovarenstvi. – Brno, 2013. – Vol. 17. – P. 86 –92.
25. Billur E. Chapter 12: Hydraulic Presses / E. Billur // Sheet Metal Forming Fundamentals. – ASM International, 2012. – Vol. 21. – P. 181 –201.
26. Ruger H. Servopumpe hebt Pressenhydraulik in eine höhere Effizienzklasse / H. Ruger // MM Maschinenmarkt. – 2012. – Vol. 26. – P. 44 –48.
27. Mechanical servo press technology for metal forming / K. Osakada, K. Mori, T. Altan, P. Groche // Manufacturing technology. – Elsevier, 2011. – Vol. 60/2. – P. 650 –674.
28. Matsumoto R. Development of forging processes of magnesium alloys on servo press / R. Matsumoto // Steel research international. – 2010. – Vol. 81-9. – P. 1233 –1236.
29. Luginger F. Energieeffiziente Produktion mit hydraulischen Pressen / F. Luginger // Proceedings of the International Conference “New Developments in Sheet Metal Forming”. – Fellbach, 2008. – P. 203 –214.
30. Baldassi M. Open die forging presses with manipulators / M. Baldassi // Forging. – 2003. – Vol. 14. – No. 5. – P. 16-18.
31. Lohse H. Simulation-based investigation of the energy efficiency of hydraulic deep drawing presses / H. Lohse, W. Jurgen // Hidravlicna Stiskalnica. – 2013. – Vol. 19. – P. 116 –124.
32. Analysis of the energy efficiency of hydraulic deep drawing presses / H. Lohse, J. Weber, D. Klug, T. Klusmeier and other // Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference. – Dresden, 2012. – Vol. 3. – P. 33 –44.
33. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов и др. – М. : Машиностроение, 2005. – Т.IV-4: Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства / Ю. А. Бочаров, И. В. Матвеевко и др. ; Под общ. ред. Ю. А. Бочарова, И. В. Матвеевко. – 926с.

34. Ковалев А.П. Математические модели для массовой оценки рыночной стоимости кузнечно-прессовых машин / А.П. Ковалев, Е.В. Курова // КШП. ОМД. –2003. – №8. – С. 34–41.
35. Bulletin : Siempelkamp Magazine. – SIMPELKAMP, 2015. – №1. – 64 p. – Режим доступа: <http://www.siempelkamp.com>.
36. Bulletin : Siempelkamp Magazine. – SIMPELKAMP, 2014. – №1. – 92 p. – Режим доступа: <http://www.siempelkamp.com>.
37. Bulletin : Siempelkamp Magazine. – SIMPELKAMP, 2012. – №1. – 60 p. – Режим доступа: <http://www.siempelkamp.com>.
38. SIMPELKAMP : Metal forming presses – SIMPELKAMP, 2012. – №5. – 16 p. – Режим доступа: <http://www.siempelkamp.com>.
39. Bulletin : Siempelkamp Magazine. – SIMPELKAMP, 2009. – №2. – 60 p. – Режим доступа: <http://www.siempelkamp.com>.
40. Bulletin : Siempelkamp Magazine. – SIMPELKAMP, 2005. – №2. – 48 p. – Режим доступа: <http://www.siempelkamp.com>.
41. SMS Group : Newsletter. – SMS Group, 2014. – №1. – 130 p. – Режим доступа: <http://www.sms-meer.com>.
42. Open-die forging plants : Tailor-made solutions. – SMS Group, 2012. – №8. – 20 p. – Режим доступа: <http://www.sms-meer.com>.
43. WERUKO RANKE : Гидравлические прессы. – WERUKO RANKE, 2012. – 20 с. – Режим доступа: <http://www.wepuko.de>.
44. WERUKO RANKE : Newsletter. Presses & Press drives – WERUKO RANKE, 2008. – №4. – 3 p. – Режим доступа: <http://www.wepuko.com>.
45. SCHULER : Forging with servodirect technology. – Schuler Pressen, 2013. – 8 p. – Режим доступа: <http://www.schulergroup.com>.
46. LASCO Umformtechnik : Hydraulic presses. – LASCO, 2012. – 16 p. – Режим доступа: <http://www.lasco.com>.
47. LASCO Umformtechnik : Presses and Production Lines. – LASCO, 2012. – 25 p. – Режим доступа: <http://www.lasco.com>.
48. Петров А. Машины для обработки металлов давлением фирмы «LASCO» / А. Петров // КШП. ОМД. –2009. – №5. – С. 40–43.

49. Danieli open-die forging press // Metallurgical plant and technology. – 2013. – Vol. 36. – P. 8–9.
50. 100-MN push-down open-die forging press // Danieli News. – DANIELI, 2009. – №4. – P. 64. – Режим доступа: <http://www.danieli.com>.
51. FICER : Forging. – FICER, 2010. – 32 p. – Режим доступа: <http://www.ficergroup.com>.
52. Rasmussen S.F. Tonnage monitoring for hydraulic forging presses / S.F. Rasmussen // Forge : The International Journal of Forging Business & Technology. – 2010. – Vol. 7. – P. 17–19.
53. ZDAS : Устройства для свободнойковки – интегрированные ковочные комплексы, ковочные прессы, ковочные манипуляторы. – ZDAS, 2012. – 22 с. – Режим доступа: <http://www.zdas.cz>.
54. Технологические возможности Новокраматорского машиностроительного завода (НКМЗ) : Каталог. – Краматорск : НКМЗ, 2011. – 52 с. – Режим доступа: <http://www.nkmz.com>.
55. Кузнечно-прессовое оборудование : Каталог. – Краматорск : НКМЗ, 2014. – 26 с. – Режим доступа: <http://www.nkmz.com>.
56. Деревянко Я.Н. ОАО «Завод ДНЕПРОПРЕСС» – создание и модернизация прессового оборудования / Я.Н. Деревянко // Мир техники и технологий. – 2005. – №5 (42). – С. 19.
57. Перспективы развития ОАО «Завод ДНЕПРОПРЕСС» на основе инновационных проектов / Г.Н. Кононенко, Я.Н. Деревянко, А.В. Ластенко, В.В. Перегуда // Економічний вісник Донбасу. – 2008. – №2. – С. 146–153.
58. HBE PRESS : Hydraulically powered machinery for forging & forming. – HBE PRESS, 2012. – 28 p. – Режим доступа: <http://www.hbepress.com>.
59. Brooks R. Rebranding Links Open-Die Forgers as FINKL Steel / R. Brooks // Forging Magazine. – 2015. – №4. – P. 23–26.
60. ТУНІ : Taiyuan heavy industry Co., LTD. Heavy forging Subco. – ТУНІ, 2010. – 20 p. – Режим доступа: <http://www.tyhi.com.cn>.

61. Ковалев А.П. Влияние функционального устаревания кузнечно-прессовых машин на их рыночную стоимость / А.П. Ковалев, В.В. Игонин // КШП. ОМД. – 2011. – №6. – С. 43 –47.
62. Модернизация гидравлических прессов с увеличением сил рабочих цилиндров / Д.А. Кулагин, Д.Г. Марков, А.П. Моисеев, И.А. Сурков и др. // КШП. ОМД. – 2008. – №1. – С. 40 –43.
63. Ковалев А.П. Обеспечение внешней сбалансированности парка оборудования в процессе его развития / А.П. Ковалев, И.Н. Жур // КШП. ОМД. – 2007. – №2. – С. 40 –45.
64. Ковалев А.П. Определение износа при массовой оценке кузнечно-прессовых машин / А.П. Ковалев, О.В. Тевелева, О.К. Шинкевич // КШП. ОМД. – 2007. – №8. – С. 40 –47.
65. Тевелева О.В. Метод рейтинговой оценки для выбора направления поиска производственных резервов / О.В. Тевелева // КШП. ОМД. – 2006. – №9. – С. 36 –40.
66. Пасечник Н.В. Обновление тяжелых машин в посткризисный период на основе инновационных проектов / Н.В. Пасечник, И.А. Сурков // МИР: Модернизация Инновации Развитие. – 2011. – апрель – июнь. – С. 39 –42.
67. Корнилова А.В. Методика определения долговечности и остаточного ресурса базовых деталей кузнечно-прессовых машин / А.В. Корнилова // КШП. ОМД. – 2005. – №5. – С. 11 –16.
68. Корниенко А.А. Выбор варианта развития парка технологического оборудования / А.А. Корниенко // КШП. ОМД. – 2005. – №9. – С. 46 –49.
69. Гришин В.А. Капитальный ремонт и модернизация гидравлических вытяжных прессов / В.А. Гришин // КШП. ОМД. – 2005. – №10. – С. 32 –33.
70. DANGO&DIENENTHAL : Технологияковки и работы с заготовками. Свободная ковка. – DANGO&DIENENTHAL, 2011. – 12 с. – Режим доступа: <http://www.dango-dienenthal.de>.
71. Safe hydraulics for hydroforming presses : Drive & Control profile. – REXROTH Bosch Group, 2013. – 6 р. – Режим доступа: <http://www.boschrexroth.com>.

72. Шемелин В.К. Повышение эффективности эксплуатации гидравлических прессов на основе совершенствования систем управления и контроля / В.К. Шемелин // КШП. ОмД. – 2011. – №7. – С. 19–24.

73. Шемелин В.К. Модернизация системы управления электроавтоматикой гидравлического пресса для испытания труб / В.К. Шемелин // КШП. ОмД. – 2010. – №6. – С. 45–48.

74. Pluta J. Hydraulic press with LS system for modelling of plastic working operations / J. Pluta // Acta Montanistica Slovaca. – 2008. – Vol. 13. – P. 152–157.

75. Ando H. Forging using servo press / H. Ando // Press working. – 2009. – Vol. 47/12. – P. 27–31.

76. Zhongwei L. Research on simulation of giant forging hydraulic press decoupling control for synchronous control system / L. Zhongwei, D. Yingjian, L. Xinliang // Research journal of applied sciences, engineering and technology. – 2013. – Vol. 6 (4). – P. 568–574.

77. Measuring & Control systems in industrial die forging processes / Z. Gronostajski, M. Hawryluk, M. Kaszuba, P. Sadowski and other // Maintenance and Reliability. – 2011. – Vol. 3. – P. 62–69.

78. Yang J.D. Giant Die Forging Press Machine Main Circuit Electromechanical Hydraulic Servo Control System Modeling and Simulation / J.D. Yang, X. Chen // Advanced Materials Research. – 2011. – Vol. 317–319. – P. 655–660.

79. Ситниченко В.М. Оценка конкурентоспособности отечественной машиностроительной продукции / В.М. Ситниченко, Ю.Г. Паленный // Мир техники и технологий. – 2008. – №11 (84). – С. 8–10.

80. Дядя С.И. К вопросу о повышении конкурентоспособности продукции машиностроения / С.И. Дядя // Мир техники и технологий. – 2005. – №4 (41). – С. 56–57.

81. Роганов Л.Л. Новые разработки устройств и механизмов для исследования и общемашиностроительного применения / Л.Л. Роганов // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №2 (27). – С. 157–162.

82. HYDRAULICO : Press technology. Automated production lines. Servises. – HYDRAULICO, 2006. – 16 p. – Режим доступа: <http://www.hydraulic.com>.

83. Шпыгарь С.А. Модернизация тяжелых гидравлических прессов / С.А. Шпыгарь // Тяжелое машиностроение. – 2011. – №5. – С. 12 –16.

84. Корчак О.С. Ефективне застосування нових інноваційних технологій для оновлення парку обладнання підприємств важкого машинобудування / О.С. Корчак, В.С. Кривунь // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – Вип. №36,– С. 161 – 164.

85. Корчак О.С. Ефективне застосування нових інноваційних технологій для оновлення парку обладнання підприємств важкого машинобудування / О.С. Корчак, В.С. Кривунь // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XIII міжнар. наук.-техніч. конф., Краматорськ, 2–4 червня 2015 р. / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2015. – С. 52.

86. Пат. 24891 України, МПК G06 F17/00, G06 Q50/00. Система створення інноваційного продукту на базі науково-технічних розробок та підвищення інтелектуального потенціалу підприємства/ Г.М. Скудар, В.А. Панков, В.О. Білозерцев та ін. (Україна) ; заявник та патентовласник Новокраматорський машинобудівний завод. – № u200610097 ; заявл. 21.09.2006 ; опубл. 25.07.2007, Бюл. № 11.

87. Бочаров Ю.А. Кузнечно-прессовое оборудование : учебник. – М. : МГИП, 2008. – 697 с.

88. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник для вузов / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 560 с.

89. Свистунов В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник. – М. : Академия, 2008. – 480 с.

90. Cold and hot forging : fundamentals and applications / Taylan Altan, Gracious Ngaile, Gangshu Shen. – ASM International, 2004. – 334 p.

91. Кузнечно-прессовое оборудование Уралмашзавода / М.А. Карасев, И.В. Баранов, Ф.С. Блик и др. – Екатеринбург.: Уральский центр ПР и рекламы, 2004. – 480 с.
92. Study on fast forging process characteristics of 20 MN forging press / Y. Jing, K. Xiangdong, G. Yingjie, H. Long and other // Proceedings of the 7-th International symposium on Fluid power, Toyama, 15–18 September. – 2008. – P. 267–270.
93. Design and Analysis of the Low-Speed Hydraulic Control System of 3,15 MN Forging Press / Y.B. Li, M.H. Huang, Q. Pan, M. Chen // Advanced Materials Research. – 2013. – Vol. 690–693. – P. 2210–2217.
94. Нестеров С.Н. Гидроприводы в кузнечно-прессовых машинах ОАО «ГИДРОПРЕСС» / С.Н. Нестеров // Гидравлика и пневматика. – 2005. – №20. – С. 38–39.
95. Иванов Г.М. Основные направления развития современного гидропривода / Г.М. Иванов, В.К. Свешников // Оборудование и инструмент для профессионалов : металлообработка. – 2013. – №4. – С. 14–20.
96. Spellman Frank R. Fundamentals for the Water and Wastewater Maintenance Operator Series: Piping and Valves / Frank R. Spellman, Joanne Drinan. – Lancaster, Pennsylvania, U.S.A. : TECHNOMIC Publishing Company, Inc., 2001. – 184 p.
97. Weaver G. Profile of the international valve industry : market prospects to 2009. – Oxford : Elsevier Advanced Technology, 2004. – 263 p.
98. Baumann Hans D. Control valve primer : a user's guide. – The Instrumentation, Systems and Automation Society (ISA), 2009. – 171 p.
99. Li G. Dynamic load analysis of forging manipulator during the whole forging stroke / G. Li, W.J. Sun, D.S. Liu // Proceedings of the 3rd International conference on mechanical engineering and mechanics. – 2009. – P. 1616–1621.
100. Performance optimization of forging manipulator during the whole forging stroke / D.S. Liu, G. Li, X.L. Guo, Y.G. Shang and other // Proceedings of the International conference Intelligent Robotics and Applications. – 2010. – P. 305–316.

101. Endou J. Innovation of press working by servo press / J. Endou // Journal of the Japan society for technology of plasticity. – 2008. – Vol. 49/565. – P. 100 – 104.
102. Enomae S. Features of Konatsu servo press / S. Enomae, H. Kanada // Press working. – 2008. – Vol. 46/10. – P. 42 –46.
103. Osakada K. Application of servo presses to metal forming processes / K. Osakada // Steel research international. – 2010. – Vol. 81/9. – P. 9 –16.
104. Nakano T. Press machine trends and servo press forming examples/ T. Nakano // Steel research international. – 2010. – Vol. 81/9. – P. 682 –685.
105. Sakaguchi M. Servo press support from trial to mass production / M. Sakaguchi // Press working. – 2009. – Vol. 47/12. – P. 42 –47.
106. Osborn A. Servo press technology : drive design and performance / A. Osborn, S. Paul // Metal forming magazine. – 2008. – Vol. 8. – P. 18 –23.
107. Matsumo S. Evolutionally-advanced high speed servo tandem press line / S. Matsumo // Journal of the Japan society for technology of plasticity. – 2011. – Vol. 52/600. – P. 168 –170.
108. Billur E. Servo-driven presses for AHSS stamping / E. Billur, T. Altan // Stamping Journal. – 2012. – №11–12. – P. 12 –13.
109. Kuvin B.F. Hydraulic presses : Smooth operators / B.F. Kuvin // Metal Forming. – 2002. – Vol. 3. – P. 22 –31.
110. Mann S. PSH Press drive servo hybrid : Servo pump drive system for hydraulic presses / S. Mann, W. Kuttruf // Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference. – Aachen, 2010. – Vol. 4. – P. 189 –200.
111. Large hydraulic cylinders : Customized solutions. – REXROTH Bosch Group, 2012. – 24 p. – Режим доступа: <http://www.boschrexroth.com>.
112. Intelligent hydraulics in new dimensions : Industrial hydraulics from Rexroth. – REXROTH Bosch Group, 2011. – 28 p. – Режим доступа: <http://www.boschrexroth.com>.
113. Hydraulic components for industrial applications. Part 2: On/off valves. Isolator, directional, pressure and flow valves. – REXROTH Bosch Group, 2003. – 1118 p.

114. Hydraulic components for industrial applications. Part 3: Proportional, high-response and servo-valves. Directional, pressure and flow valves. – REXROTH Bosch Group, 2003. – 1248 p.

115. Hydraulic components for industrial applications. Part 4: Electronics and electro-hydraulic systems. – REXROTH Bosch Group, 2003. – 752 p.

116. Hydraulic components for industrial applications. Part 6: Hydraulic cylinders. – REXROTH Bosch Group, 2003. – 528 p.

117. Пат. 37183 України, МПК В30 В15/16. Система керування гідравлічним кувальним пресом / М. М. Попов, М. О. Михайлов, М. І. Шевченко, Г. Ю. Смородинський та ін. (Україна) ; заявник та патентовласник Новокраматорський машинобудівний завод. – № u200804817 ; заявл. 14.04.2008 ; опубл. 25.11.2008, Бюл. № 22.

118. Пат. 12613 України, МПК В30 В15/16. Система керування гідравлічним багатопциліндровим пресом / О. І. Волошин, В. М. Граматний, Г. Ю. Смородинський, Ю. М. Трембач та ін. (Україна) ; заявник та патентовласник Новокраматорський машинобудівний завод. – № a200508137 ; заявл. 18.08.2005 ; опубл. 30.01.2006, Бюл. № 2.

119. Пат. 82380 України, МПК В30 В15/16. Система керування гідравлічним трициліндровим пресом / В. О. Невідомський, В. М. Граматний, Г. Ю. Смородинський (Україна) ; заявник та патентовласник Новокраматорський машинобудівний завод. – № a200601505 ; заявл. 14.02.2006 ; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7.

120. Пат. 44635 України, МПК В30 В15/04. Гідравлічний кувальний прес / О. І. Волошин, В. М. Граматний, М. О. Михайлов (Україна) ; заявник та патентовласник Новокраматорський машинобудівний завод. – № u200904152 ; заявл. 27.04.2009 ; опубл. 12.10.2009, Бюл. № 19.

121. Шинкаренко О.М. Современные тенденции совершенствования систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №5. – С. 18 –23.

122. Корчак Е.С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления в тяжелом машиностроении и металлургии /

Е.С. Корчак // Азовмаш –2013 : III междунар. науч. –технич. конф., Мариуполь, 25 мая –1 июня 2013 г. – Мариуполь : Азовмаш, 2013. – С. 18 –19.

123. Корчак Е.С. Создание эффективных систем управления ковочными гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии : Материалы VI междунар. науч.-технич. конф., Харьков, 19-21 ноября 2014 г. – Харьков : ХПИ, 2014. – С. 17-18.

124. Гойдо М.Е. Технические решения для улучшения характеристик работы гидравлических прессов / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2015. – №4. – С. 25 –32.

125. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов / М.Е. Гойдо. – М. : Машиностроение, 2009. – 304 с.

126. Бережной В.Л. Предпроектные данные технологии, инструмента и оборудования для модернизации прессового производства / В.Л. Бережной // КШП. ОМД. – 2002. – №4. – С. 46 –47.

127. Гойдо М.Е. К вопросу проектирования запорно-регулирующих клапанов гидроприводов прессов / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов // Приводная техника. – 2007. – №2. – С. 26 –31.

128. Бодров В.В. Запорно-регулирующие клапаны для гидроприводов прессов / В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, М.Е. Гойдо // Гидравлика. Пневматика. Приводы. – 2010. – №2. – С. 24 –25.

129. Гойдо М.Е. Запорно-регулирующие клапаны гидроприводов прессов / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов // КШП. ОМД. – 2007. – №3. – С. 26 –32.

130. Казакова А. Промышленные масла – классификация по ISO / А. Казакова // Мир техники и технологий. – 2008. – №2 (75). – С. 16 –20.

131. An investigation of highly pressurized transient fluid flow in pipelines / Z. Ouchiha, J. C. Loraud, A. Ghezal, M. Kessal and other // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2012. – Vol. 92. – P. 106 –114.

132. Dempster W. Two phase discharge flow prediction in safety valves / W. Dempster, W. Elmayyah // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2013. – Vol. 110. – P. 61 –65.

133. Shu J.-J. Modeling vaporous cavitation on fluid transients / J.-J. Shu // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2003. – Vol. 80. – P. 187 –195.

134. Шинкаренко О.М. Кавитационные характеристики регулирующих клапанов гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко // Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении: сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2002. – С. 489 –492.

135. Васильев А.П. Расчет ударного повышения давления и поля температур в вязкой жидкости при схлопывании кавитационного пузырька / А.П. Васильев // Известия вузов. Машиностроение. – 2001. – №2–3. – С. 53 –61.

136. Арзуманов Э.С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления / Э.С. Арзуманов. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с.

137. Арзуманов Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях / Э.С. Арзуманов. – М. : Энергия, 1978. – 304 с.

138. Рудницкий С.В. Кавитация – враг или союзник / С.В. Рудницкий // Энергосбережение. – 2009. – № 4. – С. 22 –24.

139. Тарасенко Т.В. Розрахунок критичних параметрів кавітаційного витікання через дросельні пристрої / Т.В. Тарасенко, М.М. Глазков, В.Г. Ланецький // Промислова гідраліка і пневматика. – 2012. – №1. – С. 27 – 30.

140. Дудзінський Ю. Вплив порогу кавітації в рідині на інтенсивність звуколюмінісценції / Ю. Дудзінський, В. Вітков //Машинознавство. – 2010. – №6. – С. 28 –31.

141. Шинкаренко О.М. Повышение кавитационной стойкости дроссельных регулирующих клапанов управления гидравлическими прессами / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2008. – №8. – С. 26 –29.

142. Huang H. Prediction of slant ductile fracture using damage plasticity theory / H. Huang, L. Xue // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier, 2009. – Vol. 86. – P. 319–328.

143. Ren W. Notch size effects on high cycle fatigue limit stress of Udimet 720 / W. Ren, T. Nicholas // *Materials Science and Engineering*. – 2003. – Vol. 57. – P. 141–152.

144. Altamura A. Reliability assessment of hydraulic cylinders considering service loads and flaw distribution / A. Altamura, S. Beretta // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier, 2012. – Vol. 98. – P. 76–78.

145. Шинкаренко О.М. Кавитационный износ регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД*. – 2012. – №10. – С. 36–40.

146. Шинкаренко О.М. Динамическая устойчивость дроссельных регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД*. – 2013. – №2. – С. 30–35.

147. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов : Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

148. Снижение колебаний давления в наполнительно-сливном трубопроводе гидросистемы ковочного пресса / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, М.А. Алексеев // *КШП. ОМД*. – 2005. – №4. – С. 30–36.

149. Корчак Е.С. Совершенствование наполнительно-сливных систем гидравлических прессов / Е.С. Корчак // *Заготовительные производства в машиностроении*. – М. : Машиностроение, 2009. – №10. – С. 18–21.

150. Корчак Е.С. Развитие конструкций наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / Е.С. Корчак // *Заготовительные производства в машиностроении*. – М. : Машиностроение, 2010. – №8. – С. 17–20.

151. Vullo V. *Circular Cylinders and Pressure Vessels : Stress Analysis and Design*. – Switzerland: Springer International Publishing, 2014. – 409 p.

152. Mair G.W. Concept of interactive determination of safe service life for composite cylinders by destructive tests parallel to operation / G.W. Mair, F. Scherer, E. Duffner // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier, 2014. – Vol. 120 –121. – P. 36 –46.

153. Gao X.-L. Elasto-plastic analysis of an internally pressurized thick-walled cylinder using a strain gradient plasticity theory / X.-L. Gao // *International Journal of Solids and Structures*. – 2003. – Vol. 40. – P. 6445 –6455.

154. Sqaczek S. Load capacity of a thick-walled cylinder with a radial hole / S. Sqaczek, J. Rys, A.P. Zielinski // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier, 2010. – Vol. 87. – P. 433 –439.

155. Роганов Л.Л. Базовые детали гидравлических прессов. Расчет и проектирование : учеб. пособие / Л.Л. Роганов. – Краматорск : ДГМА, 2008. – 72 с.

156. Пат. 15743 України, МПК В30 В15/16. Пристрій живлення робочого гідроциліндра преса / М. І. Шевченко, Г. Ю. Смородинський, Ю. М. Трембач (Україна) ; заявник та патентовласник Новокраматорський машинобудівний завод. – № u200600400 ; заявл. 16.01.2006 ; опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7.

157. Пат. 11067 України, МПК В30 В15/00. Клапан наповнення для гідролічних пресів / М. І. Шевченко, Г. Ю. Смородинський, Ю. М. Трембач, О. Л. Забабурин (Україна) ; заявник та патентовласник Новокраматорський машинобудівний завод. – № u200504548 ; заявл. 16.05.2005 ; опубл. 15.12.2005, Бюл. № 12.

158. An analytical formula for elastic–plastic instability of large oil storage tanks / L. Yang, Z. Chen, G. Cao, C. Yu and other // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier, 2013. – Vol. 101. – P. 72 –80.

159. Свешников В.К. Гидрооборудование : Международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура : Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость / В.К. Свешников. – ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2002. – 508 с.

160. Свешников В.К. Гидрооборудование : Международный справочник. Книга 3. Вспомогательные элементы гидропривода : Номенклатура, параметры,

размеры, взаимозаменяемость / В.К. Свешников. – ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2003. – 445 с.

161. Корчак О.С. Створення нового способу гальмування рухливих мас гідравлічного преса на зворотному ході / О.С. Корчак // Машинознавство. – Львів, 2008. – №2 (128). – С.40–43.

162. Гойдо М.Е. Влияние уравнивающих гидроцилиндров на работу гидравлического ковочного преса / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2008. – №12. – С. 27–31.

163. Белов А.Ф. Объемная штамповка на гидравлических пресах / А.Ф. Белов, Б.В. Розанов, В.П. Линц. – М. : Машиностроение, 1986. – 256 с.

164. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б.Ф. Гликман. – М. : Наука, 1986. – 368 с.

165. Механика жидкости и газа. Избранное / Под общ. ред. А.Н. Крайко, А.Б. Ватажин, Г.А. Любимов. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 752 с.

166. Сеницкий В.М. Исследование динамики быстроходных гидравлических пресов / В.М. Сеницкий // Кузнечно-штамповочное производство. – 1995. – №8. – С. 22–25.

167. Сеницкий В.М. Волновые процессы в трубопроводах пресов, оснащенных компенсатором гидроударов / В.М. Сеницкий // Кузнечно-штамповочное производство. – 1995. – №9. – С. 22–24.

168. Іскович-Лотоцький Р.Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій : монографія / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 291 с.

169. Іскович-Лотоцький Р.Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин : монографія / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, М.Р. Архипчук – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – 171 с.

170. Іскович-Лотоцький Р. Д. Використання гідроімпульсного приводу в обладнанні переробних виробництв : монографія / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, О.В. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 116 с.

171. Лауфер М.Я. Избранные задачи математической физики: сб. статей. – Северодвинск: Северодвинское отделение Ломоносовского фонда, 2005. – 142 с.

172. Durfee W. Fluid power system dynamics / W. Durffee, Z. Sun. – Department of mechanical engineering, University of Minnesota, 2009. – 52 p.

173. Васильев К.И. Усовершенствование приводов гидравлических прессов на основе моделирования переходных процессов с использованием нелинейных математических моделей : автореф. дис. на соискание степени д-ра техн. наук : спец. 05.03.05 «Процессы и машины обработки давлением», 05.02.03 «Системы приводов» / К.И. Васильев ; СТАНКИН. – Москва, 1988. – 40 с.

174. Попов Н.И. Исследование и разработка систем наполнения гидравлических цилиндров тяжелых прессов : автореф. дис. на соискание степени к-та техн. наук : спец. 05.03.05 «Процессы и машины обработки давлением» / Н.И. Попов ; ДГМА. – Краматорск, 1988. – 16 с.

175. 60 лет научно-конструкторской и производственной деятельности ВНИИМЕТМАШ / сост. В.Г. Дрозд, А.И. Майоров, Б.А. Сивак ; Под общ. ред. Н.В. Пасечника. – М. : Наука, 2005. – 509 с.

176. Егоров А.И. Уравнения Риккати. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 320 с.

177. Ковка слитков на прессах / Л.Н. Соколов, В.Н. Золотухин, В.Н. Ефимов и др. – К. : Техніка, 1984. – 127 с.

178. Шинкаренко О.М. Исследование динамики гидравлических прессов в условиях автоматизированнойковки : автореф. дис. на соискание степени к-та техн. наук : спец. 05.03.05 «Процессы и машины обработки давлением» / О.М. Шинкаренко ; ДГМА. – Краматорск, 1981. – 16 с.

179. Шинкаренко О.М. Построение математической модели сопротивления поковки деформированию при наличии разупрочнения / О.М. Шинкаренко // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : зб. наук. праць. – Краматорськ : ДДМА, 2003. – С. 484–486.

180. Шинкаренко О.М. Создание динамической расчетной модели рабочего хода пресса с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2012. – №2 (27). – С. 124 –131.

181. Корчак Е.С. Исследование взаимосвязи декомпрессии рабочих цилиндров ковочных гидравлических прессов и разупрочнения металла поковки по окончании рабочего хода / Е.С. Корчак, О.М. Шинкаренко // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – №2 (41). – С. 312 –316.

182. Корчак О.С. Удосконалення режимів роботи ковальських пресів з насосно-аккумуляторним приводом при розвантаженні та зворотному ході : автореф. дис. на здобуття ступеня к-та техн. наук : спец. 05.03.05 «Процеси та машини обробки тиском» / О.С. Корчак ; ДДМА. – Краматорськ, 2007. – 20 с.

183. Корчак Е.С. Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2008. – №10. – С. 67 –70.

184. Корчак Е.С. Математическое моделирование процессов, происходящих в рабочих цилиндрах гидравлического пресса при их декомпрессии / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2010. – №5 (21). – С. 152 –158.

185. Корчак Е.С. Разработка способа ускоренной разгрузки рабочих цилиндров гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2010. – №3 (24). – С. 162 –166.

186. Корчак Е.С. Теоретическое исследование возвратного хода ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета – Алчевск : ДонГТУ, 2008. – Вып. 26. – С. 189 –196.

187. Корчак Е.С. Математическая модель торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Математическое моделирование и краевые задачи : Ч. 1: Математические модели механики, прочности и надежности элементов конструкций. Труды пятой Всероссийской научной конференции с международным участием, Самара, 29 –30 мая 2008 г. – Самара: СамГТУ, 2008. – С.158 –161.

188. Шинкаренко О.М. Управление процессом торможения подвижной поперечины ковочного гидравлического пресса / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2008. – №1 (19). – С. 368 –373.

189. Корчак Е.С. Анализ математической модели торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2009. – №2 (19). – С. 153 –159.

190. Корчак О.С. Удосконалення процесу монтажу гідравлічних пресів / О.С. Корчак // Машинознавство. – Львів, 2008. – №12 (138). – С.45 –47.

191. Chval Z. Effect of heat load on a forging press / Z. Chval // Procedia Engineering. – Elsevier, 2014. – Vol. 69. – P. 897 –901.

192. Гойдо М.Е. Гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управлением : учебник. – Челябинск. : ЮУрГУ, 2000. – 140 с.

193. Управление остановкой подвижной траверсы пресса в заданном положении / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, А.А. Батурин // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2012. – №6. – С. 22 –26.

194. Управление подвижной траверсой ковочного пресса в автоматическом режиме работы / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, П.Б. Серебряков // КШП. ОМД. – 2012. – №6. – С. 14 –19.

195. Шемелин В.К. Применение метода циклограмм для анализа производительности гидравлических прессов с модернизированной системой управления / В.К. Шемелин // КШП. ОМД. – 2012. – №8. – С. 41 –43.

196. Высокотемпературное упрочнение и разупрочнение металлов и сплавов: Справочник / В.Н. Ефимов, Л.Н. Соколов, В.В. Савицкий, М.Л. Жадкевич. – Киев : Наукова думка, 1992. – 104 с.

197. Марков О.Е. Ресурсосберегающие технологические процессыковки крупных валов и плит : монография / О.Е. Марков, И.С. Алиев. –Краматорск : ДГМА, 2012. – 324 с.

198. Ефимов В.Н. Интенсификация и повышение эффективности процессов горячей обработки давлением металлов и сплавов на основе учета термического разупрочнения : автореф. дис. на соискание степени д-ра техн. наук : спец. 05.03.05 «Процессы и машины обработки давлением» / В.Н. Ефимов. ; ДГМА. – Краматорск, 1986. – 36 с.

199. Исследование упрочнения–разупрочнения сталей при циклическом деформировании / В.Н. Ефимов, Л.Н. Соколов, А.М. Либин, И.С. Зельцер // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 1986. – №11. – С. 77 –82.

200. Клименко П.Л. Упрочнение стали и цветных металлов при холодной и горячей деформации / П.Л. Клименко. – Днепропетровск : Пороги, 2011. – 187 с.

201. Соколов Л.Н. Упрочнение – разупрочнение при ковке / Л.Н. Соколов // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2002. – С. 183 –187.

202. Jorge Jr. A.M. Effect of competing hardening and softening mechanisms on the flow stress curve modeling of ultra-low carbon steel at high temperatures / A.M. Jr. Jorge, W. Regone, O. Balancin // Journal of Materials Processing Technology. – 2003. – Vol. 142. – P. 415 –421.

203. Jorge Jr. A.M. Prediction of steel flow stresses under hot working conditions / A.M. Jr. Jorge, O. Balancin // Materials Research. – 2005. – Vol. 8. – P. 309 – 315.

204. Zhang Z. Anisothermal cyclic plasticity modelling of martensitic steels / Z. Zhang, D. Delagnes, G. Bernhart // International Journal of Fatigue. – 2002. – Vol. 24. – P. 635 –648.

205. Sehitoglu H. Stress-strain response experiments and modelling / H. Sehitoglu, T.J. Smith, H.J. Maier // Thermo-mechanical fatigue behavior of materials. – 2000. – Vol. 3. – P. 55 –67.

206. Шинкаренко О.М. Влияние разупрочнения металла поковок на точность ковки / О.М. Шинкаренко // Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 1998. – №4. – С. 316 –317.

207. Сопротивление ковки деформированию при автоматизированной протяжке на гидравлических прессах / Л.Н. Соколов, Н.М. Золотухин, О.М. Шинкаренко, В.Н. Ефимов // КШП. ОМД. – 1980. – №1. – С. 10 –11.

208. Соколов Л.Н. Влияние разупрочнения металла на точность размеров заготовок, получаемых ковкой / Л.Н. Соколов, В.Н. Ефимов, С.Т. Сергеев // КШП. ОМД. – 1983. – №2. – С. 7 –9.

209. Соколов Л.Н. Определение сопротивления деформации сталей в области ковочных температур / Л.Н. Соколов, Я.М. Охрименко, В.Н. Ефимов // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 1984. – №3. – С. 57 –60.

210. Соколов Л.Н. О влиянии скорости деформации на усилие при ковке слитков / Л.Н. Соколов // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2003. – С. 275 –279.

211. Марков О.Е. Установление аналитической связи между напряжениями и скоростями деформаций для моделирования процессов горячего деформирования / О.М. Марков // КШП. ОМД. – 2012. – №7. – С. 32 –37.

212. Горелик С.С. Рекристаллизация металлов и сплавов / С.С. Горелик, С.В. Добаткин, Л.М. Капуткина. – М. : МИСИС, 2005. – 432 с.

213. Ишлинский А.Ю. Математическая теория пластичности / А.Ю. Ишлинский, Д.Д. Ивлев. – М. : Физматлит, 2003. – 701 с.

214. Коновалов А.В. Вязкопластическая модель сопротивления металла высокотемпературной деформации / А.В. Коновалов // Металлы. – 2005. – №5. – С. 94 –98.

215. Фирсова Т.И. Методика оценки параметров упрочнения–разупрочнения реологически сложных металлов по пластометрическим кривым / Т.И. Фирсова // *Обработка материалов давлением : сб. науч. тр.* – Краматорск : ДГМА, 2012. – №1 (30). – С. 65 –68.

216. Кресс А. Практика применения прессов с сервоприводом фирмы Schuler / А. Кресс // *Заготовительные производства в машиностроении.* – 2016. – №3. – С. 25 –30.

217. Кулагин Д.А. Определение реальной силы мощных гидравлических прессов с учетом механических и гидравлических потерь/ Д.А. Кулагин, И.А. Сурков, И.В. Тимохин // *КШП. ОМД.* – 2010. – №7. – С. 35 –36.

218. Гойдо М.Е. Снижение потерь энергии при работе насосно-аккумуляторного гидропривода / М.Е. Гойдо // *Справочник. Инженерный журнал.* – М. : Машиностроение, 2010. – №10 (163). – С. 45 –49.

219. Islam E. Online monitoring of hot die forging process using acoustic emission / E. Islam, B. Bernd-Arno // *Journal of Acoustic Emission.* – 2008. – Vol. 26. – P. 208 –218.

220. Neugebauer R. Process monitoring and closed loop controlled process / R. Neugebauer, H. Braunlich, H. Scheffler // *Archives of Civil and Mechanical Engineering.* – 2009. – Vol. 9. – P. 105 –126.

221. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко; під ред. проф. П.М. Андренка. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – 308 с.

222. Шинкаренко О.М. Особенности перевода крупных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторного на прямой насосный привод / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД.* – 2008. – №7. – С. 31 –33.

223. Колот О.В. Наукові основи підвищення ефективності системи приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик : автореф. дис. на здобуття ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.02.03 «Системи приводів» / О.В. Колот ; НТУ «ХПІ». – Харків, 2005. – 30 с.

224. Роганов Л.Л. Удосконалення гідравлічних пресів : монографія / Л.Л. Роганов, М.Л. Роганов. – Краматорськ, ДДМА, 2011. – Ч. 1. – 144 с.

225. Андренко П.М. Технічне діагностування гідравлічних приводів : навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв, М.С. Свинаренко. – Харків : Видавничий центр НТУ “ХП”, 2016. – 172 с.

226. Семичев Ю.С. О своевременности работ по предупреждению аварий мощных гидравлических прессов, вызванных «внезапным» разрушением базовых деталей / Ю.С. Семичев, И.А. Сурков // КШП. ОМД. – 2012. – №10. – С. 29 –36.

227. Батарин Р.В. Метод анализа коэрцитивной силы при технической диагностике силовых деталей кузнечно-прессового оборудования / Р.В. Батарин // КШП. ОМД. – 2015. – №5. – С. 32 –39.

228. Корнилова А.В. Разработка методов обеспечения долговечности силовых деталей кузнечно-прессовых машин и инструмента : автореф. дис. на соискание степени д-ра техн. наук : спец. 05.03.05 «Технологии и машины обработки давлением» / А.В. Корнилова ; СТАНКИН. – Москва, 2009. – 40 с.

229. Шинкаренко О.М. Методология исследования параметров гидравлического кузнечно-прессового оборудования / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2013. – №10. – С. 27 –32.

230. Городецкий К.И. Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода / К.И. Городецкий, Л.Н. Крумбольдт, Н.А. Щельцын. – М. : МАМИ, 1994. – 139 с.

231. Vardoulakis I. An example of double forces taken from structural analysis / I. Vardoulakis, A.E. Giannakopoulos // International Journal of Solids and Structures. – 2006. – Vol. 43. – P. 4047 –4062.

232. Панавко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Панавко. – Л. : Политехника, 1990. – 271с.

233. Орыняк И.В. Расчет собственных и вынужденных колебаний трубопроводной системы. Сообщение 2. Динамическая жесткостьгиба трубы / И.В. Орыняк, С.А. Радченко, А.С. Батура //Проблемы прочности. – 2007. – № 2. – С. 52 –71.

234. Корчак Е.С. Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2011. – №2. – С. 32 –34.

235. Korchak E.S. Inverse Pass of Hydraulic Presses and Pressure Unloading of Working Cylinders / E.S. Korchak // Russian Engineering Research. – 2011. – Vol. 31, №2. – P. 113 –115. Springer article's personal DOI 10.3103/S1068798X11020110.

(Scopus) <http://link.springer.com/article/10.3103%2FS1068798X11020110>

236. Корчак Е.С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления автоматизированными ковочными комплексами / Е.С. Корчак // Станочный парк. – Санкт-Петербург, 2012. – №7 (95). – С. 24 –25.

237. Hydraulic components for industrial applications. Part 5: Control plates, hydraulic power units and accessories. – REXROTH Bosch Group, 2005. – 1136 p.

238. Micropulse linear transducer : BTL 5–T1. – BALLUFF, 2004. – 21 p. – Режим доступа: <http://www.balluff.de>.

239. Микроимпульсный измеритель пути : BTL. – BALLUFF, 2004. – 17 p. – Режим доступа: <http://www.balluff.de>.

240. Индуктивные сенсоры : BES. – BALLUFF, 2004. – P. 28 –32. – Режим доступа: <http://www.balluff.de>.

241. Теорія планування експерименту : навч. посібник / В.П. Нечаєв, Т.М. Берідзе, В.В. Кононенко, Н.В. Рябушенко та ін. – М.–К. : Кондор, 2005 – 232 с.

242. Обработка экспериментальных данных : учеб. пособие / Б.Д. Агапьев, В.Н. Белов, Ф.П. Кесаманлы, В.В. Козловский и др. – С. – Петербург : СПбГТУ, 2001. – 325 с.

243. Горелова Г.В. Теория вероятностей и математическая статистика в примерах и задачах с применением Excel / Г.В. Горелова. – М. : Феникс, 2005. – 476 с.

244. Korchak E.S. Methodic of fast low-pressure system foundation for forging presses with pump-accumulator drive / E.S. Korchak // XVI International scientific conference “New technologies and achievements in metallurgy and material engineering and production engineering”, 28–29 May, 2015, Czestochowa, Poland – Collective monograph edited by Henruk Radomiak and Jaroslaw Boruca. – Czestochowa, 2015. – Serial monograph № 48. – P. 178 –181.

245. Корчак Е.С. Анализ динамической модели хода приближения ковочных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак, Н.А. Клочкова // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №1 (30). – С. 250 –255.

246. Корчак Е.С. Расчет параметров системы низкого давления мощного ковочного гидравлического пресса / Е.С. Корчак, Н.А. Клочкова // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №3 (32). – С. 200 –203.

247. Korchak E.S. Decompression Dynamics of High-Pressure Hydraulic Cylinders / E.S. Korchak // Russian Engineering Research. – 2012. – Vol. 32, №9 – 10. – P. 623 –626. Springer article's personal DOI: 10.3103/S1068798X12070143. (Scopus) <http://link.springer.com/article/10.3103%2FS1068798X12070143>

248. Корчак Е.С. Аналитическое описание динамики декомпрессии гидравлических цилиндров высокого давления / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2012. – №7. – С. 6 –9.

249. Шинкаренко О.М. Ковочно-штамповочное оборудование. Гидравлические прессы : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2012. – 152 с.

250. Корчак О.С. Основні розрахунки при проектуванні ковальсько-пресових цехів машинобудівних підприємств : навчальний посібник. – Краматорськ : ДДМА, 2014. – 80 с. (Гриф МОН №1/11–14496 від 10.09.2014 р.)

251. Шинкаренко О.М. Совершенствование гидравлических приводов прессов : монография / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 152 с.

252. Шинкаренко О.М. Расчет и проектирование приводов и базовых узлов гидравлических прессов : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2013. – 105 с.

253. Кривунь В.С. Интелектуальна власність. Практикум: навчальний посібник / В.С. Кривунь, О.С. Корчак. – Краматорськ : ДДМА, 2012. – 232 с. (Гриф МОНМСУ №1/11 – 7650 від 25.04.2013 р.)

254. Корчак Е.С. Разработка системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2011. – №7. – С. 26–28.

255. Корчак О.С. Створення швидкодіючих систем низького тиску для гідрравлічних пресів/ О.С. Корчак // Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти : матеріали VI міжнар. наук.-техніч. конф., 14–18 грудня 2015 р. – Київ : КПІ, 2015. – С. 16–18.

256. Korchak E.S. System of accelerated filling of hydraulic press power cylinders with low-pressure hydraulic fluid / E.S. Korchak // Proceedings of the 11th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2011, 15–18 September 2011, Sokobanja, Serbia. – Vol. 2. – P. 1133–1136.

257. Корчак Е.С. Расчет параметров системы низкого давления мощного ковочного гидравлического пресса / Е.С. Корчак, В.Д. Ковалев, Д.В. Дейнека // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2013. – №4 (37). – С. 195–198.

258. Шинкаренко О.М. Совершенствование режимов работы гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом на холостом ходе / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №2 (27). – С. 190–194.

259. Пат. 79295 України, МПК В30В15/00. Спосіб запобігання рідинному голодуванню робочих циліндрів гідрравлічного преса на ході наближення / Корчак О.С., Клочкова Н.А.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201205281; заявл. 27.04.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

260. Пат. 91504 України, МПК В30В15/00. Система низького тиску потужного ковальського гідравлічного преса / Корчак О.С., Дейнека Д.В. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u2014100216; заявл. 13.01.2014; опубл. 10.07.2014, Бюл. №13.

261. Пат. 91505 України, МПК В30В15/00, F16K17/00. Спосіб створення систем низького тиску потужних ковальських гідравлічних пресів з необхідними швидкісними параметрами / Корчак О.С., Дейнека Д.В. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u2014100218; заявл. 13.01.2014; опубл. 10.07.2014, Бюл. №13.

262. Пат. 102251 України, МПК В30В15/00. Спосіб визначення параметрів ходу наближення рухомої поперечини ковальського гідравлічного пресу до поковки / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201503361; заявл. 10.04.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. №20.

263. Корчак Е.С. Современные технологии проектирования корпусов рабочих цилиндров мощных гидравлических прессов / Е.С. Корчак, А.В. Серeda // Автоматизация и современные технологии. – М. : Машиностроение, 2014. – №1. – С. 22 –25.

264. Korchak E.S. Stressed-and-deformed state analysis of bottom part of high-pressure hydraulic cylinder body / E.S. Korchak, A.V. Sereda // Proceedings of the 14th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2014, 18 –21 September 2014, Topola, Serbia. – Vol. 1. – P. 250 –252.

265. Korchak E.S. Designing high-pressure hydraulic cylinder body of rational construction / E.S. Korchak // Proceedings of the 12th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2012, 13 –17 September 2012, Vrnjacka Banja, Serbia. – Vol. 1. – P. 206 –209.

266. Корчак Е.С. Влияние параметров системы уравнивающих цилиндров на динамику хода приближения ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2014. – №1 (38). – С. 222 –225.

267. Корчак О.С. Розробка систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом / О.С. Корчак // Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии : материалы VII міжнар. наук.-техніч. конф., Харків, 18–20 ноября 2015 г. – Харків : ХПИ, 2015. – С. 29–31.

268. Корчак О.С. Розробка систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом / О.С. Корчак // Вісник Національного технічного університету «ХПИ» : зб. наук. пр. Серія: Інноваційні технології та обладнання обробки матеріалів у машинобудуванні та металургії. – Харків : НТУ «ХПИ», 2015. – №47 (1166). – С. 38 –41.

269. Пат. 93951 України, МПК В30В15/00. Спосіб створення системи гідроліній зворотних та врівноважуючих циліндрів ковальських пресів з насосно-акумуляторним приводом / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u2014104322; заявл. 22.04.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. №20.

270. Шинкаренко О.М. Повышение качества управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2012. – №5. – С. 16 –21.

271. Пат. 69050 України, МПК F16K17/00. Спосіб створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201109273; заявл. 25.07.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. №8.

272. Шинкаренко О.М. Выбор параметров дроссельных регулирующих клапанов для систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №8. – С. 37 –41.

273. Пат. 65642 України, МПК F16K17/00, F16K47/00. Спосіб визначення величини критичного перетину дросельно-регулювального клапана гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201106425; заявл. 23.05.2011; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

274. Пат. 105610 України, МПК B30B15/00, F16K17/00. Спосіб проектування швидкодіючих систем керування гідравлічними пресами / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № u201509730; заявл. 07.10.2015; опубл. 25.03.2015, Бюл. №6.

275. Корчак О.С. Створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / О.С. Корчак // Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти : матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції, 30 травня –03 червня 2016 р. – Київ – Херсон : КПП –ХНТУ, 2016. – С. 53–55.

276. Корчак О.С. Фактор вагомості клапана як основа для створення швидкодіючих систем керування гідравлічними пресами / О.С. Корчак // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», Одеса, 21–24 червня 2016 року. – Одеса – Київ, 2016. – С. 76.

277. Корчак О.С. Методика створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / О.С. Корчак // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, ВНАУ, 2015. – №3 (49). – С. 39 –43.

278. Шинкаренко О.М. Проектирование привода передвижного стола гидравлического преса / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2014. – №6. – С. 29 –34.

279. Пат. 98717 України, МПК B21J9/02, B30B15/00. Спосіб здійснення прискореної декомпресії робочих циліндрів потужних ковальських гідравлічних пресів / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201410577; заявл. 26.09.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. №9.

280. Корчак Е.С. Новое в конструировании и расчете компенсаторов гидрорударов / Е.С. Корчак // Справочник. Инженерный журнал. – М. : Машиностроение, 2010. – №10 (163). – С. 18 –21.

281. Пат. 40469 України, МПК F15B13/00. Спосіб запобігання ударному підвищенню тиску в гідравлічній системі / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200813034; заявл. 10.11.2008; опубл. 10.04.2009, Бюл. №7.

282. Шинкаренко О.М. Расчет сервоприводов управления регулируемыми клапанами гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2014. – №7. – С. 42 –46.

283. Корчак Е.С. Совершенствование системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №3 (28). – С. 237 –240.

284. Шинкаренко О.М. Совершенствование эксплуатационных свойств наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2011. – №1. – С. 32 –35.

285. Korchak E.S. Improvement of filling-and-exhausting valves of hydraulic presses / E.S. Korchak // Proceedings of the 9th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2009, 16 –19 September 2009, Vrnjaska Banja, Serbia. – P. 241 –244.

286. Пат. 31434 України, МПК B30B15/00. Наповнювальний вузол для гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200713237; заявл. 28.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

287. Пат. 79284 України, МПК B30B15/00. Наповнювальний вузол для гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201201509; заявл. 13.02.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

288. Пат. 38880 України, МПК B21B15/00. Спосіб керування роботою наповнювальний-сливній системи гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Кор-

чак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200809688; заявл. 24.07.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.

289. Пат. 59107 України, МПК В30В15/16. Спосіб роботи системи наповнення потужного гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201009181; заявл. 21.07.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

290. Пат. 51863 України, МПК В30В15/00. Система наповнення гідравлічного преса / Корчак О.С., Чербаєва Т.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200913105; заявл. 16.12.2009; опубл. 10.08.2010, Бюл. №15.

291. Пат. 52246 України, МПК В21В15/00. Система керування пресом з використанням бака наповнення / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200913099; заявл. 16.12.2009; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16.

292. Пат. 59319 України, МПК В30В15/02. Система наповнення потужного гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012692; заявл. 26.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

293. Пат. 61408 України, МПК В30В15/00. Система наповнення гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №201012694; заявл. 26.10.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. №14.

294. Korchak E.S. Creating reliable control systems of hydraulic presses return cylinders / E.S. Korchak // Proceedings of the 10th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2010, 16–19 September 2010, Donji Milanovac, Serbia. – Vol. 1. – P. 274–277.

295. Пат. 39748 України, МПК В21J09/00. Спосіб регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200811909; заявл. 07.10.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. №5.

296. Пат. 54269 України, МПК В21J09/00. Система керування зворотними циліндрами гідравлічного преса / Корчак О.С., Чербаєва Т.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201000239; заявл. 13.01.2010; опубл. 10.11.2010, Бюл. №21.

297. Пат. 59108 України, МПК В21J9/00. Спосіб регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201009183; заявл. 21.07.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

298. Пат. 59245 України, МПК В21J9/12. Система регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012111; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

299. Пат. 46495 України, МПК В21J09/00. Система керування зворотними циліндрами гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200906789; заявл. 30.06.2009; опубл. 25.12.2009, Бюл. №24.

300. Пат. 59247 України, МПК В21J9/12. Система керування зворотними циліндрами гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012113; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

301. Пат. 79281 України, МПК В30 В15/00. Спосіб керування поточним тиском в робочих циліндрах гідравлічного преса при їх заповненні рідиною низького тиску / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201201480; заявл. 13.02.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

302. Пат. 79840 України, МПК В30 В15/00. Спосіб контролю поточного тиску в робочих циліндрах гідравлічного преса при їх заповненні рідиною низького тиску / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201114937; заявл. 16.12.2011; опубл. 13.05.2013, Бюл. №9.

303. Пат. 79294 України, МПК В30 В15/00. Спосіб керування ходом наближення рухомої поперечини гідравлічного преса до поковки / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201205216; заявл. 27.04.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

304. Пат. 64956 України, МПК В21J09/12. Система керування гідравлічним пресом з насосно-акумуляторним приводом / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104703; заявл. 18.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

305. Пат. 31398 України, МПК F16K17/00, F16K47/00. Розвантажений дросельно-регулюючий клапан / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200712378; заявл. 07.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

306. Пат. 79289 України, МПК F16K17/00, F16K47/02. Розвантажений дросельно-регулюючий клапан / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201204047; заявл. 02.04.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

307. Пат. 37639 України, МПК В21J09/00. Насосно-акумуляторний привод преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200805758; заявл. 05.05.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. №23.

308. Пат. 32172 України, МПК В21J09/12. Система керування гідравлічним пресом з насосно-акумуляторним приводом / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200713800; заявл. 10.12.2007; опубл. 12.05.2008, Бюл. №9.

309. Пат. 69056 України, МПК В21J09/12. Блок керування робочими циліндрами гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201109296; заявл. 25.07.2011; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

310. Пат. 58132 України, МПК В21В15/00. Спосіб керування роботою ковальського гідравлічного преса з приводом від насосно-акумуляторної станції /

Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200906793; заявл. 30.06.2009; опубл. 11.04.2011, Бюл. №9.

311. Пат. 39749 України, МПК В21В15/00. Спосіб живлення гідравлічного преса рідиною високого тиску / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200811910; заявл. 07.10.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. №5.

312. Корчак Е.С. Обоснование необходимости создания систем управления гидравлическими прессами повышенной компактности / Е.С. Корчак, О.А. Ковалева // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – №1 (40). – С. 219–222.

313. Корчак Е.С. Разработка систем управления гидравлическими прессами повышенной компактности / Е.С. Корчак, О.А. Ковалева // Матеріали міжнар. наук.-техніч. конф. «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», Одеса, 22–25 червня 2015 р. – Одеса – Київ, 2015. – С. 77–78.

314. Пат. 94658 України, МПК В30В1/00. Ковальський гідравлічний прес / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201405972; заявл. 02.06.2014; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.

315. Пат. 98722 України, МПК В30В15/00. Система керування робочими циліндрами гідравлічного пресу / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201410923; заявл. 06.10.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. №9.

316. Пат. 94656 України, МПК В30В1/00. Спосіб створення станин ковальських гідравлічних пресів чотириколонної конструкції / Корчак О.С., Ковальова О.О. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201405969 ; заявл. 02.06.2014 ; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.

317. Пат. 94657 України, МПК В30В1/00. Гідравлічний прес з чотириколонною станиною / Корчак О.С., Ковальова О.О. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u2014105971 ; заявл. 02.06.2014 ; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.

318. Korchak E.S. Designing control systems of hot isostatic presses / E.S. Korchak, A.A. Andreev // XVII International scientific conference “New tech-

nologies and achievements in metallurgy, material engineering and production engineering”, 19–20 May, 2016, Czestochowa, Poland – Collective monograph. – Czestochowa, 2016. – Serial monograph № 56. – P. 295 –298.

319. Пат. 41137 України, МПК F16L55/02. Гасник гідравлічного удару / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200813033; заявл. 10.11.2008; опубл. 12.05.2009, Бюл. №9.

320. Корчак Е.С. Математическое моделирование как основа создания системы эффективного торможения подвижной поперечины гидравлического преса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2012. – №1 (26). – С. 192 –197.

321. Пат. 31438 України, МПК B21J09/00. Спосіб гальмування рухливої поперечини гідравлічного преса на зворотному ході / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200713241; заявл. 28.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

322. Пат. 59250 України, МПК B21J09/02. Спосіб регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С., Літош К.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012119; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

323. Korchak E.S. Improvement of hydraulic regulating valves constructions on the basis of elastic elements / E.S. Korchak // Proceedings of the 8th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2009, 14 – 17 September 2008, Uzice, Serbia. – P. 227 –230.

324. Пат. 88583 України, МПК B30B15/00. Гідравлічний кувальний прес / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201310966; заявл. 13.09.2013; опубл. 25.03.2014, Бюл. №6.

325. Пат. 65320 України, МПК B21J9/00. Система регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201008817; заявл. 15.07.2010; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

326. Пат. 51880 України, МПК В21J09/00, F03B15/00. Система керування зворотними циліндрами гідравлічного преса / Корчак О.С., Попович Ю.В. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200913662; заявл. 28.12.2009; опубл. 10.08.2010, Бюл. №15.

327. Пат. 59091 України, МПК В21J09/00. Зворотний циліндр гідравлічного преса / Корчак О.С., Чербаєва Т.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201008813 ; заявл. 15.07.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

328. Пат. 59092 України, МПК В21J09/00. Зворотний циліндр гідравлічного преса / Корчак О.С., Чербаєва Т.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201008814 ; заявл. 15.07.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

329. Пат. 59244 України, МПК В21J09/12. Зворотний циліндр гідравлічного преса / Корчак О.С., Скрипник А.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012110 ; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

330. Пат. 55895 України, МПК В21J09/00. Зворотний циліндр гідравлічного преса / Корчак О.С., Попович Ю.В. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201008215 ; заявл. 01.07.2010; опубл. 27.12.2010, Бюл. №24.

331. Пат. 70738 України, МПК В30В15/00. Спосіб створення корпусу робочого циліндра гідравлічного преса раціональної конструкції / Корчак О.С., Діденко Г.О.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201114211; заявл. 01.12.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. №12.

332. Пат. 79282 України, МПК В30В15/04. Спосіб проектування робочого циліндра гідравлічного преса / Корчак О.С., Діденко Г.О.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201201499; заявл. 13.02.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

333. Пат. 79283 України, МПК В30В15/04. Корпус робочого циліндра гідравлічного преса / Корчак О.С., Діденко Г.О.; заявник та патентовласник Дон-

баська державна машинобудівна академія. – №u201201506; заявл. 13.02.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

334. Корчак Е.С. Обеспечение быстрого и эффективного монтажа станин гидравлических прессов колонного типа / Е.С. Корчак // Сборка в машиностроении и приборостроении. – М.: Машиностроение, 2012. – №12. – С. 10 –12.

335. Корчак Е.С. Совершенствование систем автоматического контроля отклонения направляющих колонн гидравлических прессов от геометрической оси / Е.С. Корчак // Автоматизация и современные технологии. – М. : Машиностроение, 2012. – №2. – С. 7 –9.

336. Пат. 31440 України, МПК В30В15/00. Спосіб монтажу гідравлічного преса / Корчак О.С., Сухіна М.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200713244; заявл. 28.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

337. Корчак Е.С. Повышение эффективности монтажа и эксплуатации направляющих колонн гидравлических прессов / Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2010. – №2. – С. 25 –29.

338. Пат. 61521 України, МПК В30В1/00. Гідравлічний прес / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201014732; заявл. 08.12.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. №14.

339. Пат. 61520 України, МПК В30В1/00. Станина преса колонної конструкції швидкого монтажу / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201014731; заявл. 08.12.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. №14.

340. Пат. 65407 України, МПК В30В15/00. Спосіб збирання з'єднань з натягом при монтажі ковальсько-пресового обладнання / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104407; заявл. 11.04.2011; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

341. Пат. 64921 України, МПК В21В15/00. Спосіб збирання ковальсько-пресового обладнання / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовлас-

ник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104398; заявл. 11.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

342. Пат. 64933 України, МПК F16F15/04, F16F13/00, B30B15/00, B21J13/00. Площадка для монтажу із захистом від зовнішніх впливів / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104517; заявл. 13.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

343. Пат. 64962 України, МПК F16F15/04, F16F13/00, B30B15/00. Площадка для монтажу із захистом від зовнішніх впливів / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104726; заявл. 18.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

344. Пат. 65417 України, МПК F16F15/04, F16F13/00, B30B15/00, B21J13/00. Площадка для монтажу із захистом від зовнішніх впливів / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104519; заявл. 13.04.2011; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

345. Пат. 64960 України, МПК B21B15/00. Спосіб запобігання перенавантаженню направляючих колон гідравлічного преса при їх відхиленні від геометричної осі / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104721; заявл. 18.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

346. Пат. 37323 України, МПК B21B15/00. Спосіб запобігання відхиленню колон гідравлічного преса від геометричної осі / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200807470; заявл. 30.05.2008; опубл. 25.11.2008, Бюл. №22.

347. Пат. 51523 України, МПК B21B15/00. Спосіб визначення величини відхилення колон гідравлічного преса від геометричної осі / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200913092; заявл. 16.12.2009; опубл. 26.07.2010, Бюл. №14.

ДОДАТОК А**Список публікацій здобувачки за темою дисертації**

Наукові праці,

в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Шинкаренко О.М. Совершенствование гидравлических приводов прессов : монография / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 142 с.¹

2. Korchak E.S. Designing control systems of hot isostatic presses / E.S. Korchak, A.A. Andreev // XVII International scientific conference “New technologies and achievements in metallurgy, material engineering and production engineering”, 19–20 May, 2016, Czestochowa, Poland – Collective monograph. – Czestochowa, 2016. – Serial monograph № 56. – P. 295 –298.

3. Korchak E.S. Methodic of fast low-pressure system foundation for forging presses with pump-accumulator drive / E.S. Korchak // XVI International scientific conference “New technologies and achievements in metallurgy and material engineering and production engineering”, 28–29 May, 2015, Czestochowa, Poland – Czestochowa, 2015. – Serial monograph № 48. – P. 178 –181.

4. Корчак О.С. Методика створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / О.С. Корчак // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, ВНАУ, 2015. – №3 (49). – С. 39 –43.

5. Корчак О.С. Розробка систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом / О.С. Корчак // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. Серія: Інноваційні технології та обладнання обробки матеріалів у машинобудуванні та металургії. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – №47 (1166). – С. 38 –41.

6. Корчак Е.С. Исследование взаимосвязи декомпрессии рабочих цилиндров ковочных гидравлических прессов и разупрочнения металла поковки по окончании рабочего хода / Е.С. Корчак, О.М. Шинкаренко // Обработка матери-

¹ Особистий внесок здобувачки у роботах, опублікованих у співавторстві, зазначений у Додатку Б роботи

алов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – №2 (41). – С. 312 – 316.

7. Корчак Е.С. Обоснование необходимости создания систем управления гидравлическими прессами повышенной компактности / Е.С. Корчак, О.А. Ковалева // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – №1 (40). – С. 219 –222.

8. Корчак О.С. Ефективне застосування нових інноваційних технологій для оновлення парку обладнання підприємств важкого машинобудування / О.С. Корчак, В.С. Кривунь // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – Вип. №36. – С. 161 – 164.

9. Корчак Е.С. Влияние параметров системы уравновешивающих цилиндров на динамику хода приближения ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2014. – №1 (38). – С. 222 –225.

10. Корчак Е.С. Современные технологии проектирования корпусов рабочих цилиндров мощных гидравлических прессов / Е.С. Корчак, А.В. Серeda // Автоматизация и современные технологии. – М. : Машиностроение, 2014. – №1. – С. 22 –25.

11. Шинкаренко О.М. Расчет сервоприводов управления регулирующими клапанами гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2014. – №7. – С. 42 –46.

12. Шинкаренко О.М. Проектирование привода передвижного стола гидравлического пресса / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2014. – №6. – С. 29 –34.

13. Шинкаренко О.М. Методология исследования параметров гидравлического кузнечно-прессового оборудования / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2013. – №10. – С. 27 – 32.

14. Шинкаренко О.М. Динамическая устойчивость дроссельных регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2013. – №2. – С. 30 –35.

15. Шинкаренко О.М. Выбор параметров дроссельных регулирующих клапанов для систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №8. – С. 37 –41.

16. Шинкаренко О.М. Кавитационный износ регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №10. – С. 36 –40.

17. Корчак Е.С. Расчет параметров системы низкого давления мощного ковочного гидравлического пресса / Е.С. Корчак, В.Д. Ковалев, Д.В. Дейнека // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2013. – №4 (37). – С. 195 –198.

18. Корчак Е.С. Определение параметров системы низкого давления мощного ковочного гидравлического пресса / Е.С. Корчак, Н.А. Клочкова // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №3 (32). – С. 200 –203.

19. Корчак Е.С. Анализ динамической модели хода приближения ковочных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак, Н.А. Клочкова // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №1 (30). – С. 250 –255.

20. Korchak E.S. Decompression Dynamics of High-Pressure Hydraulic Cylinders / E.S. Korchak // Russian Engineering Research. – 2011. – Vol. 32, №9 –10. – P. 623 –626. (Scopus) DOI: 10.3103/S1068798X12070143.

<http://link.springer.com/article/10.3103%2FS1068798X12070143>

21. Корчак Е.С. Аналитическое описание динамики декомпрессии гидравлических цилиндров высокого давления / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2012. – №7. – С. 6 –9.

22. Корчак Е.С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления автоматизированными ковочными комплексами / Е.С. Корчак // Станочный парк. – Санкт-Петербург, 2012. – №7 (95). – С. 24 –25.

23. Шинкаренко О.М. Повышение качества управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко,

Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2012. – №5. – С. 16–21.

24. Шинкаренко О.М. Современные тенденции совершенствования систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №5. – С. 18–23.

25. Шинкаренко О.М. Особенности перевода крупных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторного на прямой насосный привод / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2008. – №7. – С. 31–33.

26. Корчак Е.С. Математическое моделирование как основа создания системы эффективного торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2012. – №1 (26). – С. 192–197.

27. Шинкаренко О.М. Создание динамической расчетной модели рабочего хода пресса с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2012. – №2 (27). – С. 124–131.

28. Корчак Е.С. Совершенствование систем автоматического контроля отклонения направляющих колонн гидравлических прессов от геометрической оси / Е.С. Корчак // Автоматизация и современные технологии. – М. : Машиностроение, 2012. – №2. – С. 7–9.

29. Корчак Е.С. Обеспечение быстрого и эффективного монтажа станин гидравлических прессов колонного типа / Е.С. Корчак // Сборка в машиностроении и приборостроении. – М.: Машиностроение, 2012. – №12. – С. 10–12.

30. Шинкаренко О.М. Совершенствование режимов работы гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом на холостом ходе / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №2 (27). – С. 190–194.

31. Шинкаренко О.М. Управление процессом торможения подвижной поперечины ковочного гидравлического пресса / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак //

Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2008. – №1 (19). – С. 368–373.

32. Корчак Е.С. Совершенствование системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №3 (28). – С. 237–240.

33. Корчак Е.С. Разработка системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2011. – №7. – С. 26–28.

34. Корчак Е.С. Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2011. – №2. – С. 32–34.

35. Korchak E.S. Inverse Pass of Hydraulic Presses and Pressure Unloading of Working Cylinders / E.S. Korchak // Russian Engineering Research. – 2011. – Vol. 31, №2. – P. 113–115. (Scopus) DOI 10.3103/S1068798X11020110. <http://link.springer.com/article/10.3103%2FS1068798X11020110>

36. Шинкаренко О.М. Совершенствование эксплуатационных свойств наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2011. – №1. – С. 32–35.

37. Корчак Е.С. Новое в конструировании и расчете компенсаторов гидроударов / Е.С. Корчак // Справочник. Инженерный журнал. – М. : Машиностроение, 2010. – №10 (163). – С. 18–21.

38. Корчак Е.С. Повышение эффективности монтажа и эксплуатации направляющих колонн гидравлических прессов / Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2010. – №2. – С. 25–29.

39. Корчак Е.С. Математическое моделирование процессов, происходящих в рабочих цилиндрах гидравлического пресса при их декомпрессии / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университе-

та. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2010. – №5 (21). – С. 152 –158.

40. Корчак Е.С. Разработка способа ускоренной разгрузки рабочих цилиндров гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2010. – №3 (24). – С. 162 –166.

41. Корчак Е.С. Развитие конструкций наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2010. – №8. – С. 17 –20.

42. Корчак Е.С. Анализ математической модели торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2009. – №2 (19). – С. 153 –159.

43. Корчак Е.С. Совершенствование наполнительно-сливных систем гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2009. – №10. – С. 18 –21.

44. Шинкаренко О.М. Повышение кавитационной стойкости дроссельных регулирующих клапанов управления гидравлическими прессами / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2008. – №8. – С. 26 –29.

45. Корчак О.С. Удосконалення процесу монтажу гідравлічних пресів / О.С. Корчак // Машинознавство. – Львів, 2008. – №12 (138). – С.45 –47.

46. Корчак Е.С. Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2008. – №10. – С. 67 –70.

47. Корчак Е.С. Теоретическое исследование возвратного хода ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета – Алчевск : ДонГТУ, 2008. – Вып. 26. – С. 189 –196.

48. Корчак О.С. Створення нового способу гальмування рухливих мас гідролічного преса на зворотному ході / О.С. Корчак // *Машинознавство*. – Львів, 2008. – №2 (128). – С.40 –43.

Наукові праці,

які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

49. Korchak E.S. Stressed-and-deformed state analysis of bottom part of high-pressure hydraulic cylinder body / E.S. Korchak, A.V. Sereda // *Proceedings of the 14th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2014*, 18 –21 September 2014, Topola, Serbia. – Vol. 1. – P. 250 –252.

50. Korchak E.S. Designing high-pressure hydraulic cylinder body of rational construction / E.S. Korchak // *Proceedings of the 12th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2012*, 13 – 17 September 2012, Vrnjacka Banja, Serbia. – Vol. 1. – P. 206 –209.

51. Korchak E.S. System of accelerated filling of hydraulic press power cylinders with low-pressure hydraulic fluid / E.S. Korchak // *Proceedings of the 11th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2011*, 15 –18 September 2011, Sokobanja, Serbia. – Vol. 2. – P. 1133 –1136.

52. Korchak E.S. Creating reliable control systems of hydraulic presses return cylinders / E.S. Korchak // *Proceedings of the 10th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2010*, 16 – 19 September 2010, Donji Milanovac, Serbia. – Vol. 1. – P. 274 –277.

53. Korchak E.S. Improvement of filling-and-exhausting valves of hydraulic presses / E.S. Korchak // *Proceedings of the 9th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2009*, 16 –19 September 2009, Vrnjacka Banja, Serbia. – P. 241 –244.

54. Korchak E.S. Improvement of hydraulic regulating valves constructions on the basis of elastic elements / E.S. Korchak // *Proceedings of the 8th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2009*, 14 – 17 September 2008, Uzice, Serbia. – P. 227 –230.

55. Корчак О.С. Фактор вагомості клапана як основа для створення швидкодіючих систем керування гідравлічними пресами / О.С. Корчак // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», Одеса, 21–24 червня 2016 року. – Одеса – Київ, 2016. – С. 76.

56. Корчак О.С. Створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / О.С. Корчак // Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти : матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції, 30 травня – 03 червня 2016 р. – Київ – Херсон : КПІ –ХНТУ, 2016. – С. 53–55.

57. Корчак О.С. Створення швидкодіючих систем низького тиску для гідравлічних пресів/ О.С. Корчак // Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти : матеріали VI міжнар. наук.-техніч. конф., 14–18 грудня 2015 р. – Київ : КПІ, 2015. – С. 16–18.

58. Корчак О.С. Розробка систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом / О.С. Корчак // Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии : материалы VII міжнар. наук.-техніч. конф., Харків, 18–20 листопада 2015 г. – Харків : ХПИ, 2015. – С. 29–31.

59. Корчак Е.С. Разработка систем управления гидравлическими прессами повышенной компактности / Е.С. Корчак, О.А. Ковалева // Матеріали міжнар. наук.-техніч. конф. «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», Одеса, 22–25 червня 2015 р. – Одеса – Київ, 2015. – С. 77–78.

60. Корчак О.С. Ефективне застосування нових інноваційних технологій для оновлення парку обладнання підприємств важкого машинобудування / О.С. Корчак, В.С. Кривунь // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XIII міжнар. наук.-техніч. конф., Краматорськ, 2–4 червня 2015 р. / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2015. – С. 52.

61. Корчак Е.С. Создание эффективных систем управления ковочными гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии : Материалы VI междунар. науч.-технич. конф., Харьков, 19-21 ноября 2014 г. – Харьков : ХПИ, 2014. – С. 17-18.

62. Корчак Е.С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления в тяжелом машиностроении и металлургии / Е.С. Корчак // Азовмаш –2013 : III междунар. науч. –технич. конф., Мариуполь, 25 мая – 1 июня 2013 г. – Мариуполь : Азовмаш, 2013. – С. 18 –19.

63. Корчак Е.С. Математическая модель торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Математическое моделирование и краевые задачи : Ч. 1: Математические модели механики, прочности и надежности элементов конструкций. Труды пятой Всероссийской научной конференции с международным участием, Самара, 29 –30 мая 2008 г. – Самара: СамГТУ, 2008. – С.158 –161.

Наукові праці,

які додатково відображають наукові результати дисертації

64. Шинкаренко О.М. Ковочно-штамповочное оборудование. Гидравлические прессы : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2012. – 152 с.

65. Шинкаренко О.М. Расчет и проектирование приводов и базовых узлов гидравлических прессов : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2013. – 105 с.

66. Кривунь В.С. Інтелектуальна власність. Практикум: навчальний посібник / В.С. Кривунь, О С. Корчак. – Краматорськ : ДДМА, 2012. – 152 с. (Гриф МОНМСУ №1/11 – 7650 від 25.04.2013 р.)

67. Корчак О.С. Основні розрахунки при проектуванні ковальсько-пресових цехів машинобудівних підприємств : навчальний посібник. – Краматорськ : ДДМА, 2014. – 80 с. (Гриф МОН №1/11–14496 від 10.09.2014 р.)

*Запатентовані технічні рішення**Патенти України на корисну модель – особисті*

68. Пат. 105610 України, МПК В30В15/00, F16К17/00. Спосіб проектування швидкодіючих систем керування гідравлічними пресами / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № u201509730; заявл. 07.10.2015; опубл. 25.03.2015, Бюл. №6.

69. Пат. 102251 України, МПК В30В15/00. Спосіб визначення параметрів ходу наближення рухомої поперечини ковальського гідравлічного пресу до поковки / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201503361; заявл. 10.04.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. №20.

70. Пат. 98722 України, МПК В30В15/00. Система керування робочими циліндрами гідравлічного пресу / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201410923; заявл. 06.10.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. №9.

71. Пат. 31438 України, МПК В21J09/00. Спосіб гальмування рухливої поперечини гідравлічного преса на зворотному ході / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200713241; заявл. 28.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

72. Пат. 32172 України, МПК В21J09/12. Система керування гідравлічним пресом з насосно-акумуляторним приводом / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200713800; заявл. 10.12.2007; опубл. 12.05.2008, Бюл. №9.

73. Пат. 37323 України, МПК В21В15/00. Спосіб запобігання відхиленню колон гідравлічного преса від геометричної осі / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200807470; заявл. 30.05.2008; опубл. 25.11.2008, Бюл. №22.

74. Пат. 39748 України, МПК В21J09/00. Спосіб регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та

патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200811909; заявл. 07.10.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. №5.

75. Пат. 39749 України, МПК В21В15/00. Спосіб живлення гідравлічного преса рідиною високого тиску / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200811910; заявл. 07.10.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. №5.

76. Пат. 40469 України, МПК F15B13/00. Спосіб запобігання ударному підвищенню тиску в гідравлічній системі / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200813034; заявл. 10.11.2008; опубл. 10.04.2009, Бюл. №7.

77. Пат. 41137 України, МПК F16L55/02. Гасник гідравлічного удару / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200813033; заявл. 10.11.2008; опубл. 12.05.2009, Бюл. №9.

78. Пат. 46495 України, МПК В21J09/00. Система керування зворотними циліндрами гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200906789; заявл. 30.06.2009; опубл. 25.12.2009, Бюл. №24.

79. Пат. 51523 України, МПК В21В15/00. Спосіб визначення величини відхилення колон гідравлічного преса від геометричної осі / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200913092; заявл. 16.12.2009; опубл. 26.07.2010, Бюл. №14.

80. Пат. 52246 України, МПК В21В15/00. Система керування пресом з використанням бака наповнення / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200913099; заявл. 16.12.2009; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16.

81. Пат. 58132 України, МПК В21В15/00. Спосіб керування роботою ковальського гідравлічного преса з приводом від насосно-акумуляторної станції / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200906793; заявл. 30.06.2009; опубл. 11.04.2011, Бюл. №9.

82. Пат. 59107 України, МПК В30В15/16. Спосіб роботи системи наповнення потужного гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник

Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201009181; заявл. 21.07.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

83. Пат. 59108 України, МПК В21J9/00. Спосіб регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201009183; заявл. 21.07.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

84. Пат. 59245 України, МПК В21J9/12. Система регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012111; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

85. Пат. 59247 України, МПК В21J9/12. Система керування зворотними циліндрами гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012113; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

86. Пат. 59319 України, МПК В30В15/02. Система наповнення потужного гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012692; заявл. 26.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

87. Пат. 61408 України, МПК В30В15/00. Система наповнення гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №201012694; заявл. 26.10.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. №14.

88. Пат. 65320 України, МПК В21J9/00. Система регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201008817; заявл. 15.07.2010; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

89. Пат. 79281 України, МПК В30 В15/00. Спосіб керування поточним тиском в робочих циліндрах гідравлічного преса при їх заповненні рідиною низького тиску / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201201480; заявл. 13.02.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

90. Пат. 79294 України, МПК В30 В15/00. Спосіб керування ходом наближення рухомої поперечини гідравлічного преса до поковки / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201205216; заявл. 27.04.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

91. Пат. 79840 України, МПК В30 В15/00. Спосіб контролю поточного тиску в робочих циліндрах гідравлічного преса при їх заповненні рідиною низького тиску / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201114937; заявл. 16.12.2011; опубл. 13.05.2013, Бюл. №9.

92. Пат. 93951 України, МПК В30В15/00. Спосіб створення системи гідроліній зворотних та врівноважуючих циліндрів ковальських пресів з насосно-аккумуляторним приводом / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u2014104322; заявл. 22.04.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. №20.

93. Пат. 94658 України, МПК В30В1/00. Ковальський гідравлічний прес / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201405972; заявл. 02.06.2014; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.

94. Пат. 98717 України, МПК В21J9/02, В30В15/00. Спосіб здійснення прискореної декомпресії робочих циліндрів потужних ковальських гідравлічних пресів / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201410577; заявл. 26.09.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. №9.

Патенти України на корисну модель – у співавторстві

95. Пат. 31398 України, МПК F16K17/00, F16K47/00. Розвантажений дросельно-регулюючий клапан / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200712378; заявл. 07.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

96. Пат. 31434 України, МПК В30В15/00. Наповнювальньо-зливний вузол для гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200713237; заявл. 28.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

97. Пат. 31440 України, МПК В30В15/00. Спосіб монтажу гідравлічного преса / Корчак О.С., Сухіна М.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200713244; заявл. 28.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

98. Пат. 37639 України, МПК В21J09/00. Насосно-акумуляторний привод преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200805758; заявл. 05.05.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. №23.

99. Пат. 38880 України, МПК В21В15/00. Спосіб керування роботою наповнювально-зливної системи гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200809688; заявл. 24.07.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.

100. Пат. 51863 України, МПК В30В15/00. Система наповнення гідравлічного преса / Корчак О.С., Чербаєва Т.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200913105; заявл. 16.12.2009; опубл. 10.08.2010, Бюл. №15.

101. Пат. 51880 України, МПК В21J09/00, F03В15/00. Система керування зворотними циліндрами гідравлічного преса / Корчак О.С., Попович Ю.В. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200913662; заявл. 28.12.2009; опубл. 10.08.2010, Бюл. №15.

102. Пат. 54269 України, МПК В21J09/00. Система керування зворотними циліндрами гідравлічного преса / Корчак О.С., Чербаєва Т.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201000239; заявл. 13.01.2010; опубл. 10.11.2010, Бюл. №21.

103. Пат. 55895 України, МПК В21J09/00. Зворотний циліндр гідравлічного преса / Корчак О.С., Попович Ю.В. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201008215 ; заявл. 01.07.2010; опубл. 27.12.2010, Бюл. №24.

104. Пат. 59091 України, МПК В21J09/00. Зворотний циліндр гідравлічного преса / Корчак О.С., Чербаєва Т.М. ; заявник та патентовласник Донбаська

державна машинобудівна академія. – №u201008813 ; заявл. 15.07.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

105. Пат. 59092 України, МПК В21J09/00. Зворотний циліндр гідравлічного преса / Корчак О.С., Чербаєва Т.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201008814 ; заявл. 15.07.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

106. Пат. 59244 України, МПК В21J09/12. Зворотний циліндр гідравлічного преса / Корчак О.С., Скрипник А.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012110 ; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

107. Пат. 59250 України, МПК В21J09/02. Спосіб регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідравлічного преса / Корчак О.С., Літош К.М. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201012119; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9.

108. Пат. 61520 України, МПК В30В1/00. Станина преса колонної конструкції швидкого монтажу / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201014731; заявл. 08.12.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. №14.

109. Пат. 61521 України, МПК В30В1/00. Гідравлічний прес / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201014732; заявл. 08.12.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. №14.

110. Пат. 64921 України, МПК В21В15/00. Спосіб збирання ковальсько-пресового обладнання / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104398; заявл. 11.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

111. Пат. 64933 України, МПК F16F15/04, F16F13/00, В30В15/00, В21J13/00. Площадка для монтажу із захистом від зовнішніх впливів / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104517; заявл. 13.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

112. Пат. 64956 України, МПК В21J09/12. Система керування гідравлічним пресом з насосно-акумуляторним приводом / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104703; заявл. 18.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

113. Пат. 64960 України, МПК В21В15/00. Спосіб запобігання перенавантаженню направляючих колон гідравлічного преса при їх відхиленні від геометричної осі / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104721; заявл. 18.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

114. Пат. 64962 України, МПК F16F15/04, F16F13/00, В30В15/00. Площадка для монтажу із захистом від зовнішніх впливів / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104726; заявл. 18.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22.

115. Пат. 65407 України, МПК В30В15/00. Спосіб збирання з'єднань з натягом при монтажі ковальсько-пресового обладнання / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104407; заявл. 11.04.2011; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

116. Пат. 65417 України, МПК F16F15/04, F16F13/00, В30В15/00, В21J13/00. Площадка для монтажу із захистом від зовнішніх впливів / Корчак О.С., Биковський В.М.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201104519; заявл. 13.04.2011; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

117. Пат. 65642 України, МПК F16K17/00, F16K47/00. Спосіб визначення величини критичного перетину дросельно-регулювального клапана гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201106425; заявл. 23.05.2011; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

118. Пат. 69050 України, МПК F16K17/00. Спосіб створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна

машинобудівна академія. – №u201109273; заявл. 25.07.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. №8.

119. Пат. 69056 України, МПК В21J09/12. Блок керування робочими циліндрами гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201109296; заявл. 25.07.2011; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

120. Пат. 70738 України, МПК В30В15/00. Спосіб створення корпусу робочого циліндра гідравлічного преса раціональної конструкції / Корчак О.С., Діденко Г.О.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201114211; заявл. 01.12.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. №12.

121. Пат. 79282 України, МПК В30В15/04. Спосіб проектування робочого циліндра гідравлічного преса / Корчак О.С., Діденко Г.О.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201201499; заявл. 13.02.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

122. Пат. 79283 України, МПК В30В15/04. Корпус робочого циліндра гідравлічного преса / Корчак О.С., Діденко Г.О.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201201506; заявл. 13.02.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

123. Пат. 79284 України, МПК В30В15/00. Наповнювально-зливний вузол для гідравлічного преса / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201201509; заявл. 13.02.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

124. Пат. 79289 України, МПК F16K17/00, F16K47/02. Розвантажений дросельно-регулюючий клапан / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201204047; заявл. 02.04.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

125. Пат. 79295 України, МПК В30В15/00. Спосіб запобігання рідинному голодуванню робочих циліндрів гідравлічного преса на ході наближення / Корчак О.С., Клочкова Н.А.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201205281; заявл. 27.04.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

126. Пат. 88583 України, МПК В30В15/00. Гідравлічний кувальний прес / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201310966; заявл. 13.09.2013; опубл. 25.03.2014, Бюл. №6.

127. Пат. 91504 України, МПК В30В15/00. Система низького тиску потужного ковальського гідравлічного преса / Корчак О.С., Дейнека Д.В. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u2014100216; заявл. 13.01.2014; опубл. 10.07.2014, Бюл. №13.

128. Пат. 91505 України, МПК В30В15/00, F16K17/00. Спосіб створення систем низького тиску потужних ковальських гідравлічних пресів з необхідними швидкісними параметрами / Корчак О.С., Дейнека Д.В. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u2014100218; заявл. 13.01.2014; опубл. 10.07.2014, Бюл. №13.

129. Пат. 94656 України, МПК В30В1/00. Спосіб створення станин ковальських гідравлічних пресів чотириколонної конструкції / Корчак О.С., Ковальова О.О. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201405969 ; заявл. 02.06.2014 ; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.

130. Пат. 94657 України, МПК В30В1/00. Гідравлічний прес з чотириколонною станиною / Корчак О.С., Ковальова О.О. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u2014105971 ; заявл. 02.06.2014 ; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.

ДОДАТОК Б

Особистий внесок здобувачки у роботах, опублікованих у співавторстві¹

[1, 2] – розробка комплексного підходу та напрямків удосконалення гідравлічних приводів пресів; [6] – встановлення взаємозв'язку інтенсивностей знеміцнення металу та декомпресії робочих циліндрів; [7, 59] – розробка комплексу заходів зі спрощення конструкцій систем керування та раціоналізації взаємного розташування базових компонентів; [8, 60] – розробка заходів ефективного використання інноваційних технологій при оновленні парку технологічного обладнання; [10, 49] – розробка сучасної технології проектування корпусів робочих циліндрів потужних гідравлічних пресів; [11] – розробка методики розрахунку сервоприводів; [12] – розробка методики проектування приводу рухомого столу; [13] – розробка методики експериментальних досліджень; [14 – 16, 44] – проведення теоретичних й експериментальних досліджень дросельних регулювальних клапанів; [17 – 19] – теоретичне дослідження ходу наближення та системи низького тиску, побудування математичних моделей; [23 – 25] – оцінка перспектив розвитку насосно-акумуляторних приводів і тенденцій їх удосконалення; [27] – аналіз математичних моделей робочого ходу; [30, 31] – розробка та аналіз математичних моделей; [36] – обґрунтування напряму та розробка шляхів удосконалення наповнювально-зливних клапанів; [64, 65] – аналітичні та теоретичні дослідження, математичне моделювання, методики проектування й розрахунку гідравлічних пресів та їх приводів; [66] – методики правової охорони розробок у галузі гідравлічних пресів та їх приводів; [95 – 130] – основні ідеї корисних моделей, обґрунтування новизни та промислової придатності.

Результати спільних робіт використані тільки в даній дисертації.

Дисертацій співавторів немає.

¹ Розглядати сумісно з Додатком А

ДОДАТОК В

Відомості про апробацію результатів дисертації

№	Назва конференції, конгресу, семінару тощо	Місце та дата проведення	Форма участі
1	2	3	4
2008 рік			
1	XXX Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА ¹ 18 – 25 квітня	очна
2	Міжнародна науково-технічна конференція з проблем дослідження й удосконалення технологій та обладнання обробки тиском	м. Краматорськ, ДДМА 21 – 24 квітня	очна
3	V Міжнародна науково-технічна конференція «Математическое моделирование и краевые задачи»	м. Самара, СамГТУ ² 29 – 30 травня	заочна
4	8 th International Conference «Research and Development in Mechanical Industry» RaDMI – 2008	Uzice, Serbia 14 – 17 September	заочна
5	V Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку гірничо-металургійного комплексу»	м. Краматорськ, ПрАТ «НКМЗ» ³ , 14 – 15 листопада	очна
2009 рік			
6	XXXI Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА 16 – 23 квітня	очна
7	Міжнародна науково-технічна конференція з проблем дослідження й удосконалення технологій та обладнання обробки тиском	м. Краматорськ, ДДМА 27 – 30 квітня	очна
8	9 th International Conference «Research and Development in Mechanical Industry» RaDMI – 2009	Vrnjacka Banja, Serbia 16 – 19 September	заочна

¹ ДДМА – Донбаська державна машинобудівна академія

² СамГТУ – Самарський державний технічний університет

³ ПрАТ «НКМЗ» – Приватне акціонерне товариство «Новокраматорський машинобудівний завод»

1	2	3	4
2010 рік			
9	XXXII Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА 15 – 22 квітня	очна
10	Міжнародна науково-технічна конференція з проблем дослідження й удосконалення технологій та обладнання обробки тиском	м. Краматорськ, ДДМА 26 – 29 квітня	очна
11	10 th International Conference «Research and Development in Mechanical Industry» RaDMI – 2010	Donji Milanovac, Serbia, 16 – 19 September	заочна
12	VI Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку гірничо-металургійного комплексу»	м. Краматорськ, ПрАТ «НКМЗ», 13 – 16 листопада	очна
2011 рік			
13	XXXIII Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА 18 – 25 квітня	очна
14	Міжнародна науково-технічна конференція з проблем дослідження й удосконалення технологій та обладнання обробки тиском	м. Краматорськ, ДДМА 25 – 28 квітня	очна
15	IX Міжнародна науково-технічна конференція «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку»	м. Краматорськ, ДДМА 31 травня – 3 червня	очна
16	11th International Conference «Research and Development in Mechanical Industry» RaDMI – 2011	Sokobanja, Serbia, 15 – 18 September	заочна
2012 рік			
17	XXXIV Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА 13 – 20 квітня	очна
18	XV Міжнародна науково-технічна конференція «Досягнення і проблеми розвитку технологій і машин обробки тиском»	м. Краматорськ, ДДМА 20 – 23 квітня	очна

1	2	3	4
19	12th International Conference «Research and Development in Mechanical Industry» RaDMI – 2012	Vrnjacka Banja, Serbia 13 – 17 September	заочна
20	VII Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених та спеціалістів «Інтелект молодих – виробництву 2012»	м. Краматорськ, ПрАТ «НКМЗ», 27 листопада – 1 грудня	очна
2013 рік			
21	XXXV Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА 15 – 22 квітня	очна
22	XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Досягнення і проблеми розвитку технологій і машин обробки тиском»	м. Краматорськ, ДДМА 22 – 25 квітня	очна
23	III Міжнародна науково-технічна конференція «Азовмаш – 2013»	м. Маріуполь, «Азовмаш» 25 травня – 1 червня	очна
2014 рік			
24	XXXVI Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА 14 – 18 квітня	очна
25	XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Досягнення і проблеми розвитку технологій і машин обробки тиском»	м. Краматорськ, ДДМА 22 – 25 квітня	очна
26	14 th International Conference «Research and Development in Mechanical Industry» RaDMI – 2014	Topola, Serbia, 18 – 21 September	заочна
27	VI Міжнародна науково-технічна конференція «Ресурсозбереження та енергоефективність процесів і обладнання обробки тиском в машинобудуванні та металургії»	м. Харків, НТУУ «ХПІ» ⁴ 19 – 21 листопада	очна

⁴ НТУУ «ХПІ» – Національний технічний університет України «Харківський політехнічний інститут»

1	2	3	4
2015 рік			
28	XXXVII Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА 14 – 17 квітня	очна
29	XVIII Міжнародна науково-технічна конференція «Досягнення і проблеми розвитку технологій і машин обробки тиском»	м. Краматорськ, ДДМА 21 – 24 квітня	очна
30	XVI International scientific conference «New technologies and achievements in metallurgy, material engineering and production engineering»	Czestochowa, Poland, CUT ⁵ 28 – 29 May	заочна
31	XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку»	м. Краматорськ, ДДМА 2 – 4 червня	очна
32	XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»	м. Одеса, ОНПУ ⁶ 22 – 25 червня	заочна
33	III Міжнародна науково-технічна конференція «Машини та пластична деформація металів»	м. Запоріжжя, ЗНТУ ⁷ 19 – 22 жовтня	очна
34	VII Міжнародна науково-технічна конференція «Ресурсозбереження та енергоефективність процесів і обладнання обробки тиском в машинобудуванні та металургії»	м. Харків, НТУУ «ХПІ» 18 – 20 листопада	очна
35	VI Міжнародна науково-технічна конференція «Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти»	м. Київ, НТУУ «КПІ» ⁸ 14 – 18 грудня	заочна
2016 рік			
36	XXXVIII Науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, науково-технічних працівників, аспірантів і студентів	м. Краматорськ, ДДМА 18 – 22 квітня	очна

⁵ CUT – Czestochowa University of Technology

⁶ ОНПУ – Одеський національний політехнічний університет

⁷ ЗНТУ – Запорізький національний технічний університет

⁸ НТУУ «КПІ» – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

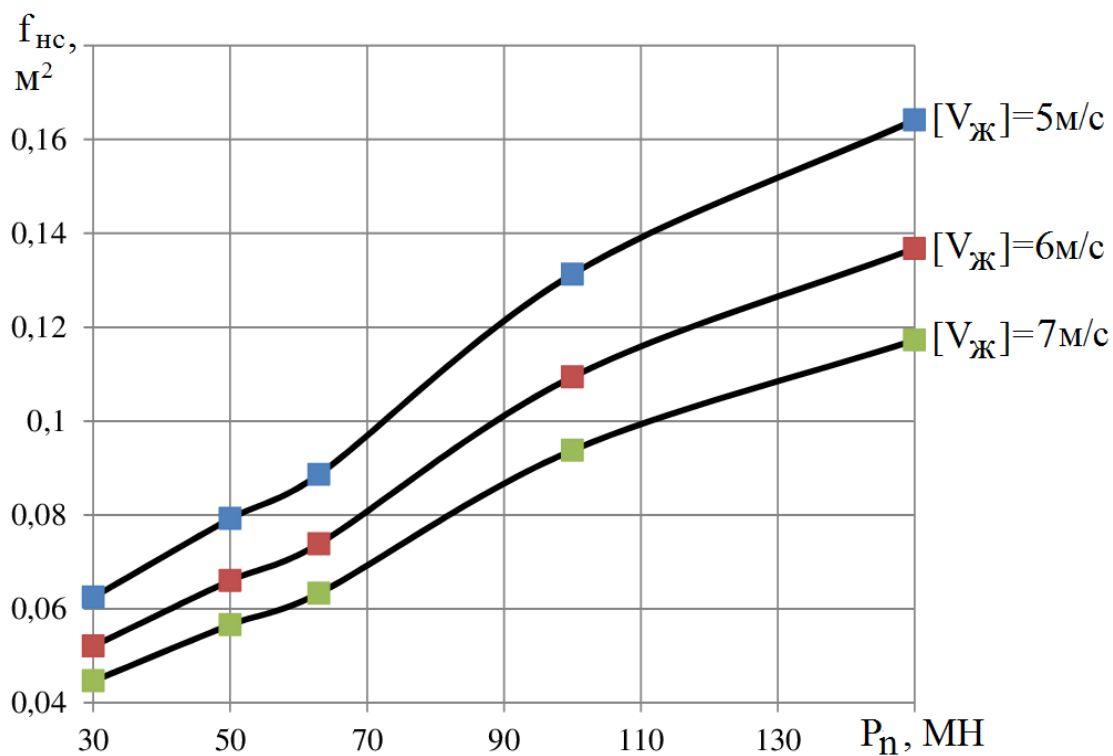
1	2	3	4
37	XIX Міжнародна науково-технічна конференція «Досягнення і проблеми розвитку технологій і машин обробки тиском»	м. Краматорськ, ДДМА 26 – 28 квітня	очна
38	XVII International scientific conference «New technologies and achievements in metallurgy, material engineering and production engineering»	Czestochowa, Poland, CUT 19 – 20 May	заочна
39	VII Міжнародна науково-технічна конференція «Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти»	м. Залізний Порт Херсонська обл., НТУУ «КПІ» та ХНТУ ⁹ 30 травня – 03 червня	заочна
40	XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»	м. Одеса, ОНПУ 21 – 24 червня	заочна
2017 рік			
41	Розширений науковий семінар при спеціалізованій вченій раді Д 12.105.01 Донбаської державної машинобудівної академії	м. Краматорськ, ДДМА 14 червня	очна
42	Розширений науковий семінар кафедри «Механіки пластичності матеріалів та ресурсозберігаючих процесів» Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»	м. Київ, НТУУ «КПІ» 26 вересня	очна

⁹ ХНТУ – Херсонський національний технічний університет

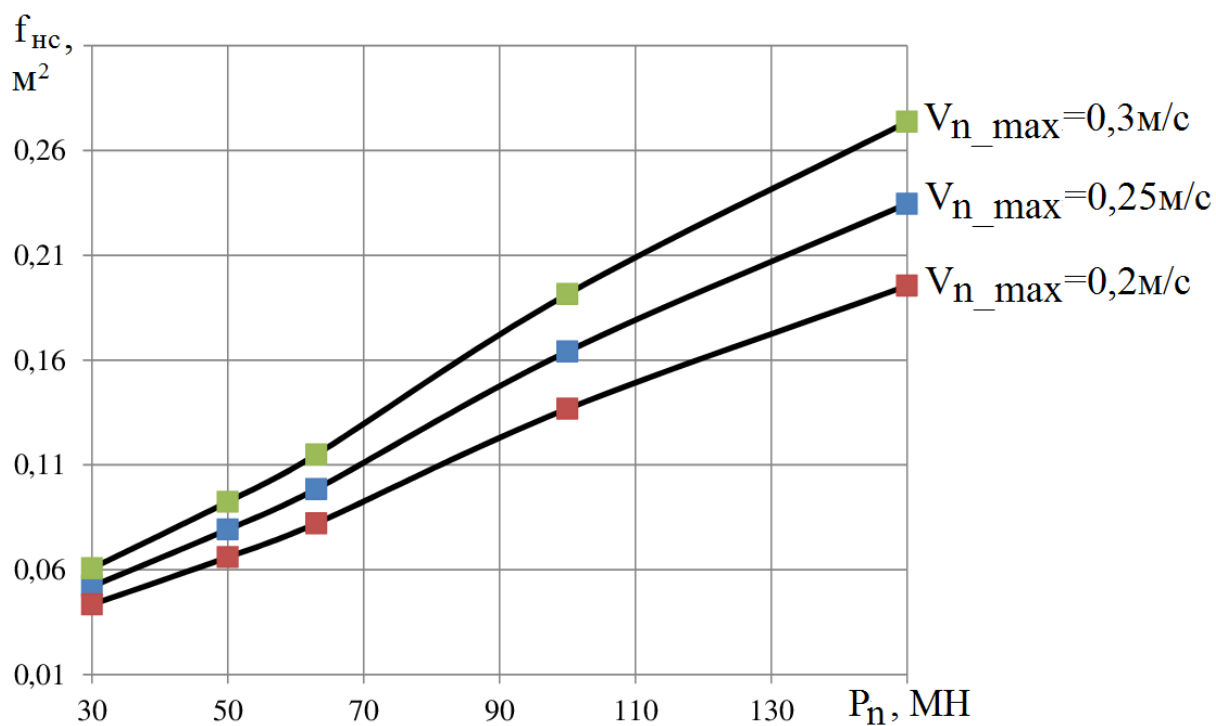
ДОДАТОК Г

Діаграми

**визначення базових параметрів гідравлічних пресів з
насосно-акумуляторним приводом та
індивідуальним сервоприводом**

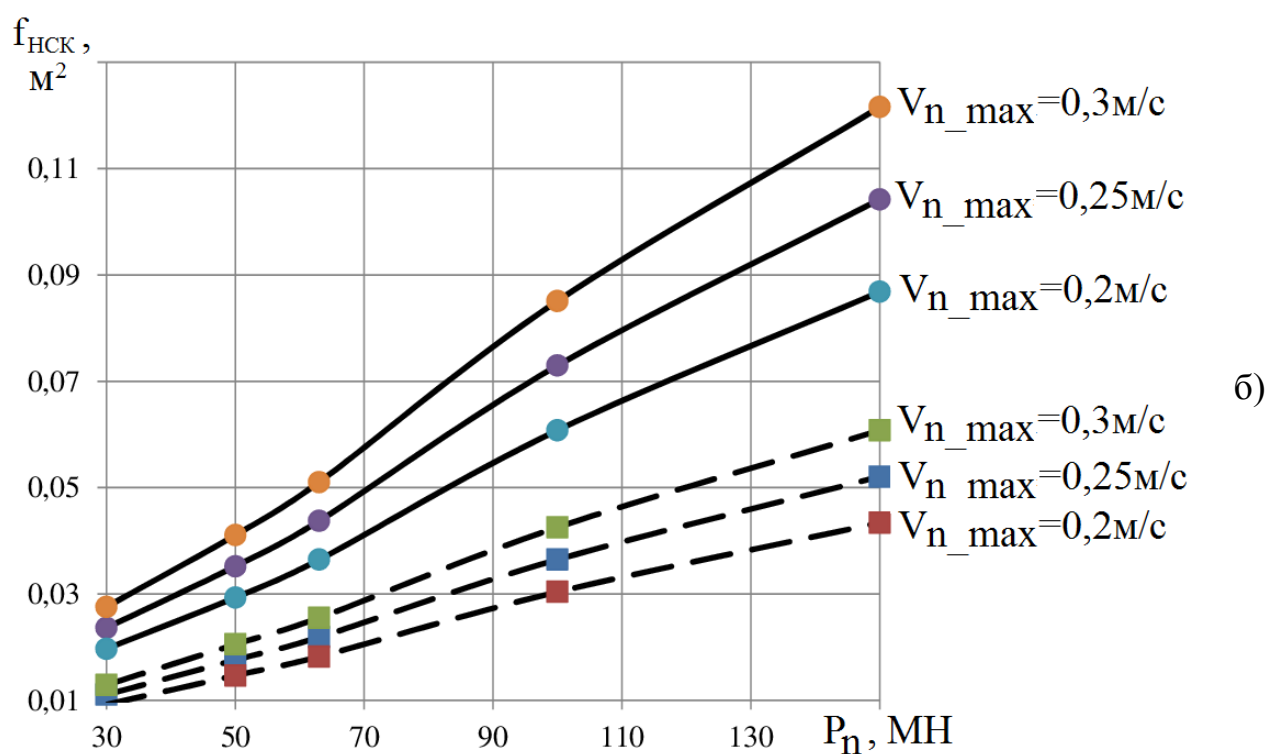
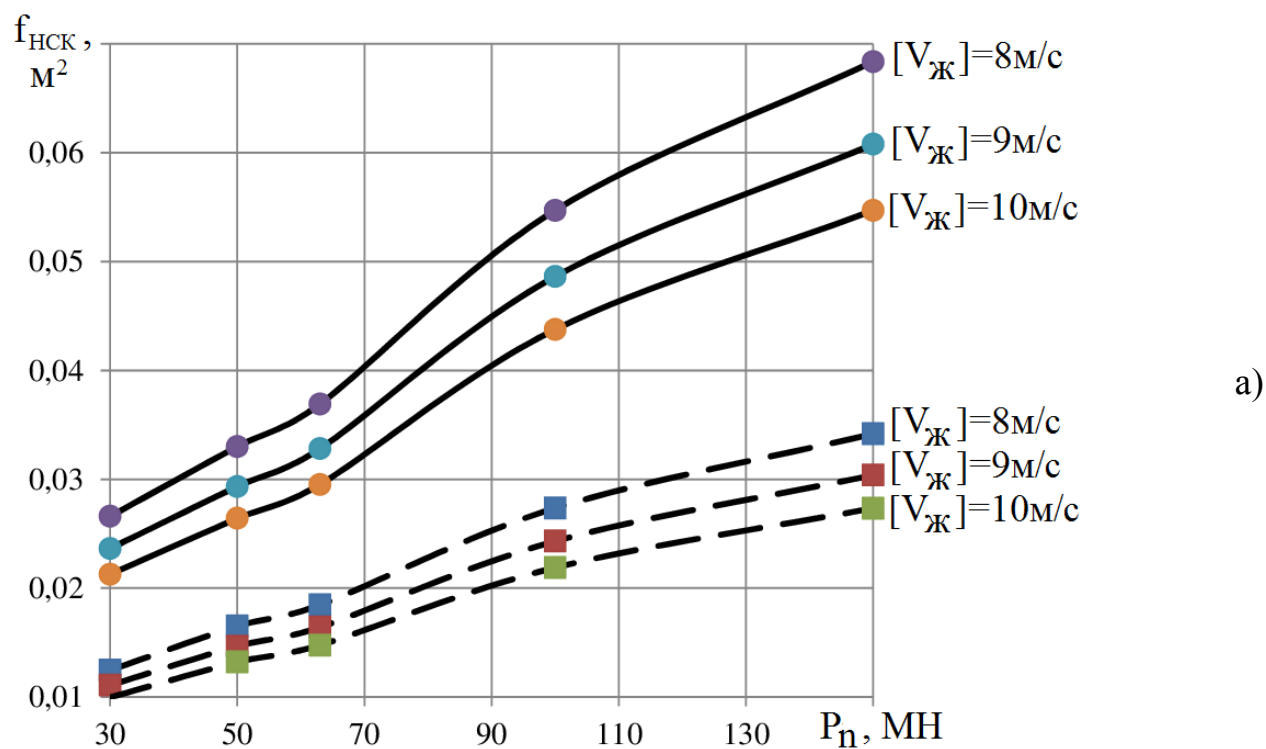


а)

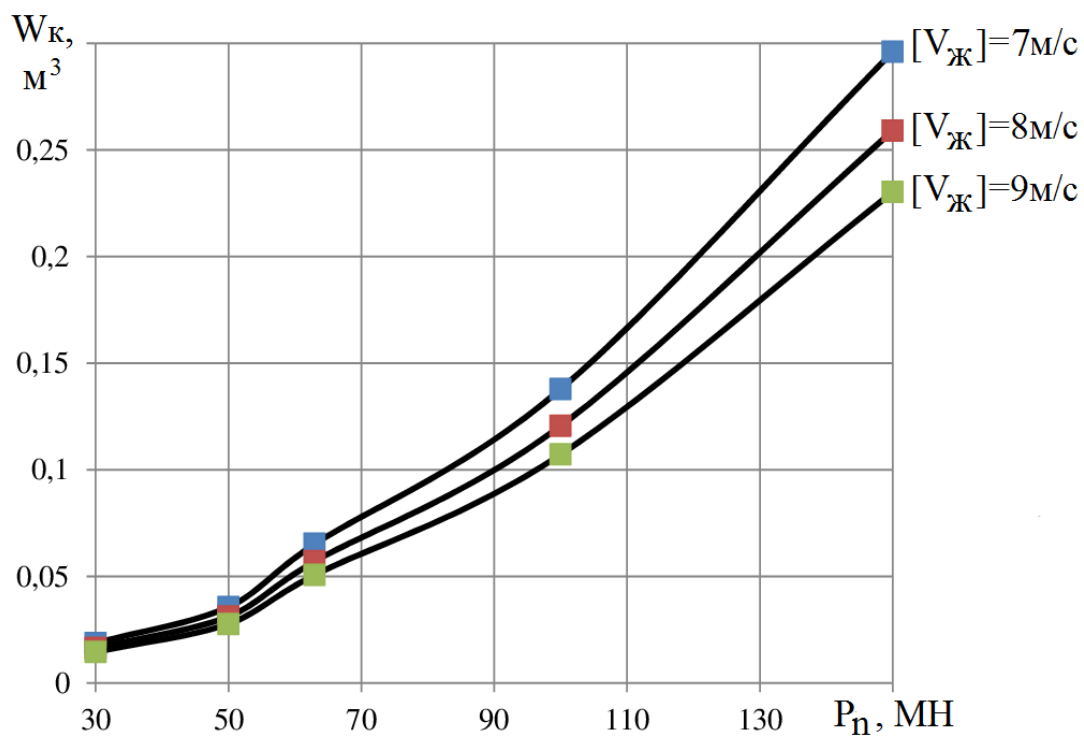


б)

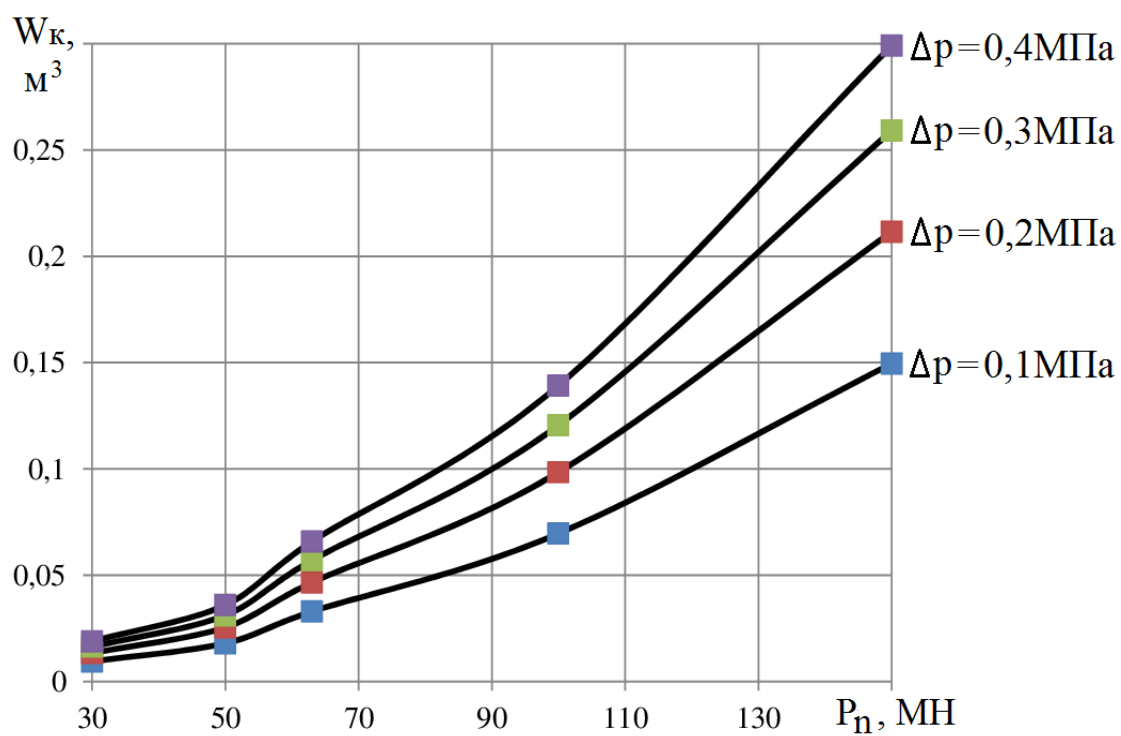
Діаграма Г.1 – Криві для визначення прохідного перетину наповнюваль-но-зливного трубопроводу в залежності від зусилля гідравлічного преса



Діаграма Г.2 – Криві для визначення прохідного перетину НЗК I (пунктир) і II (суцільні лінії) ступенів залежно від зусилля гідравлічного преса

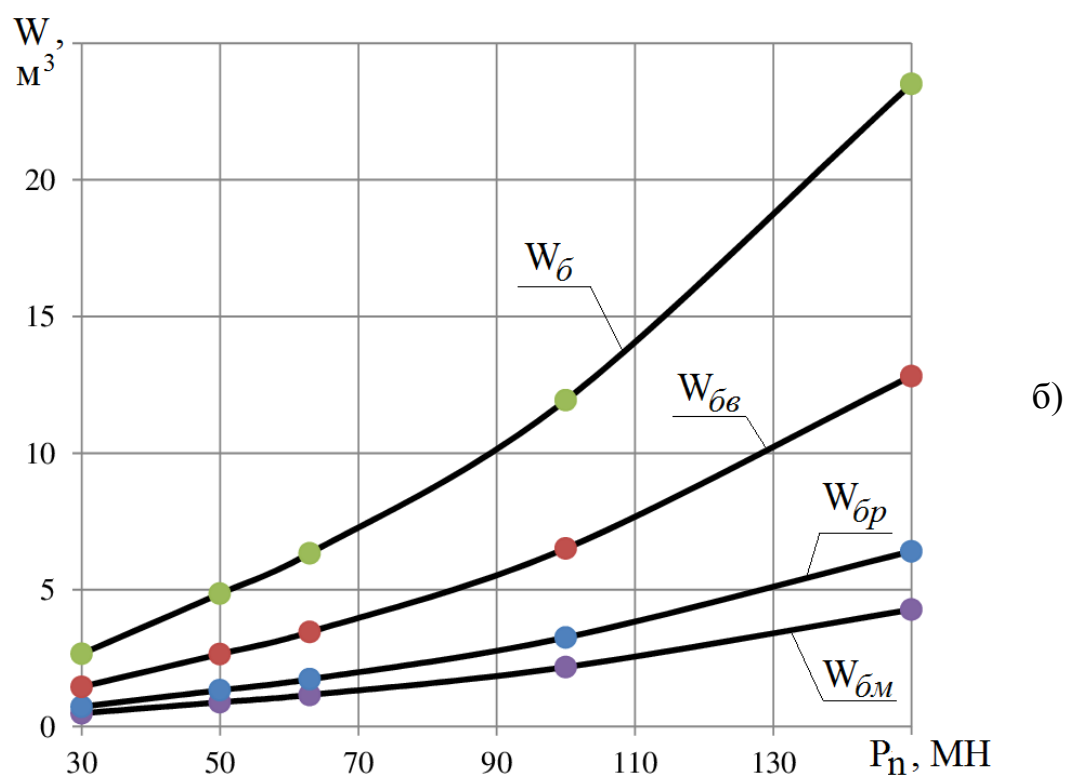
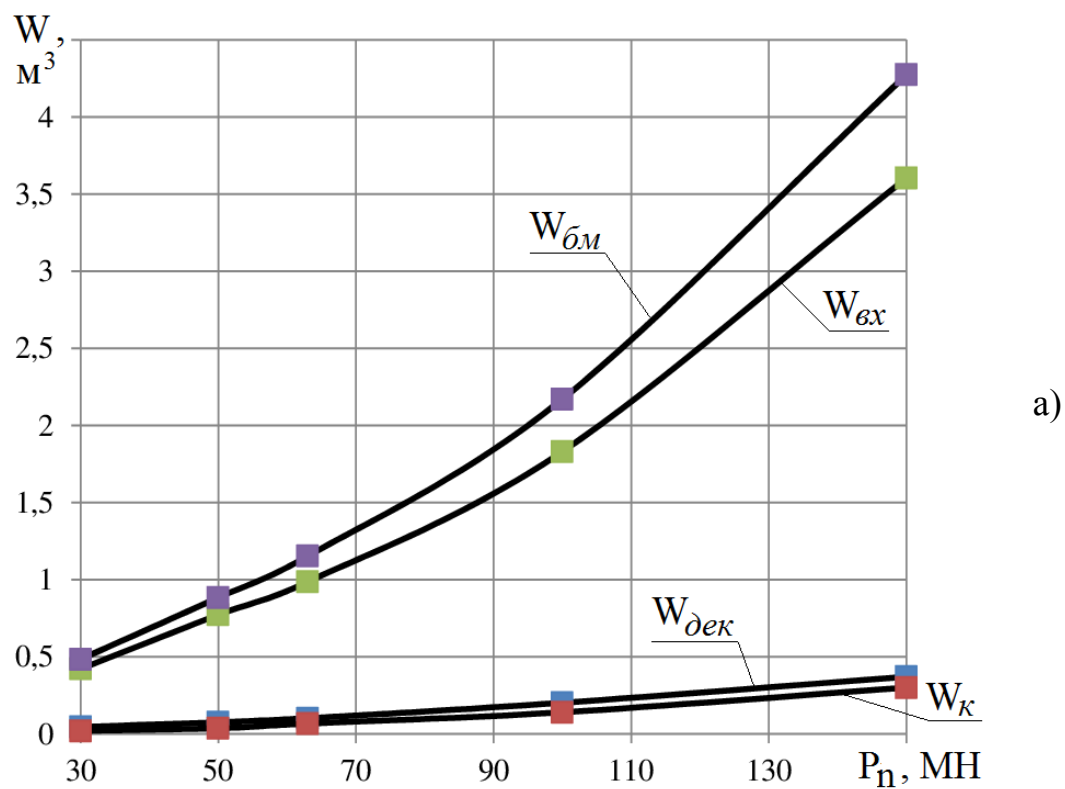


a)

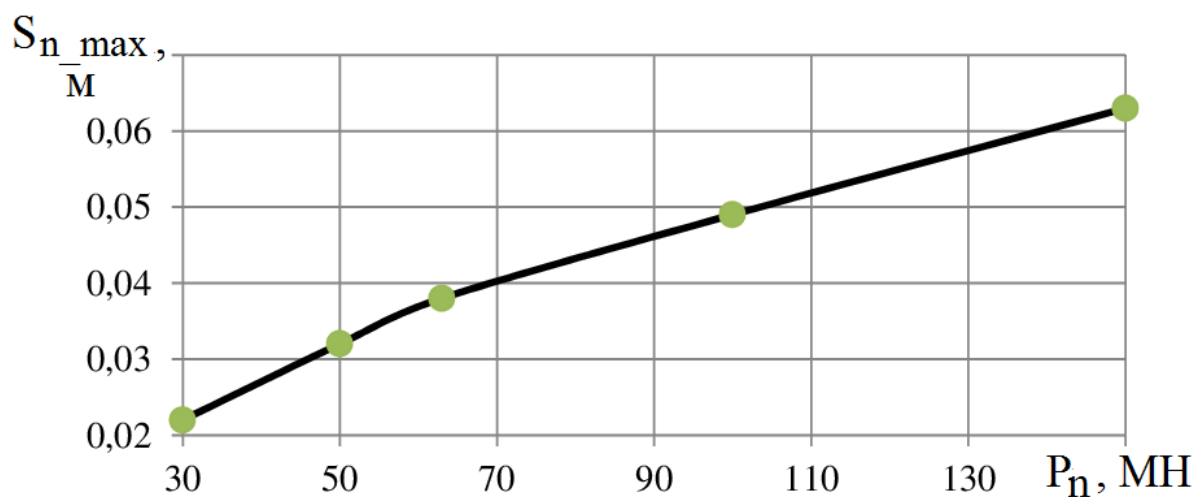


б)

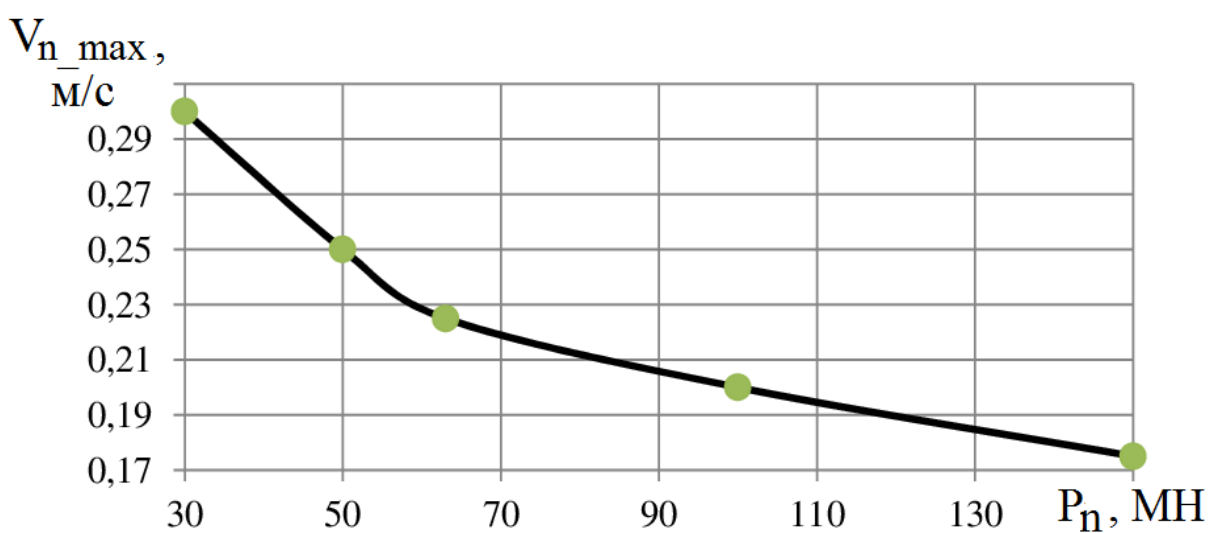
Діаграма Г.3 – Криві для визначення об'єму колектора в залежності від зусилля гідравлічного преса



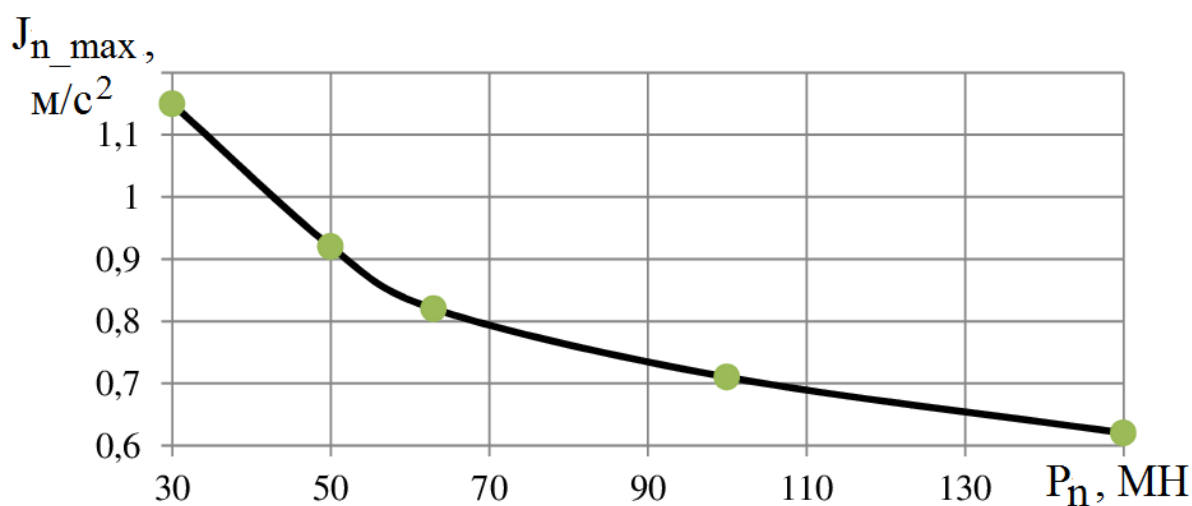
Діаграма Г.4 – Криві для визначення параметрів маневрового (а) і загального (б) об'ємів НЗБ в залежності від зусилля гідравлічного преса



a)

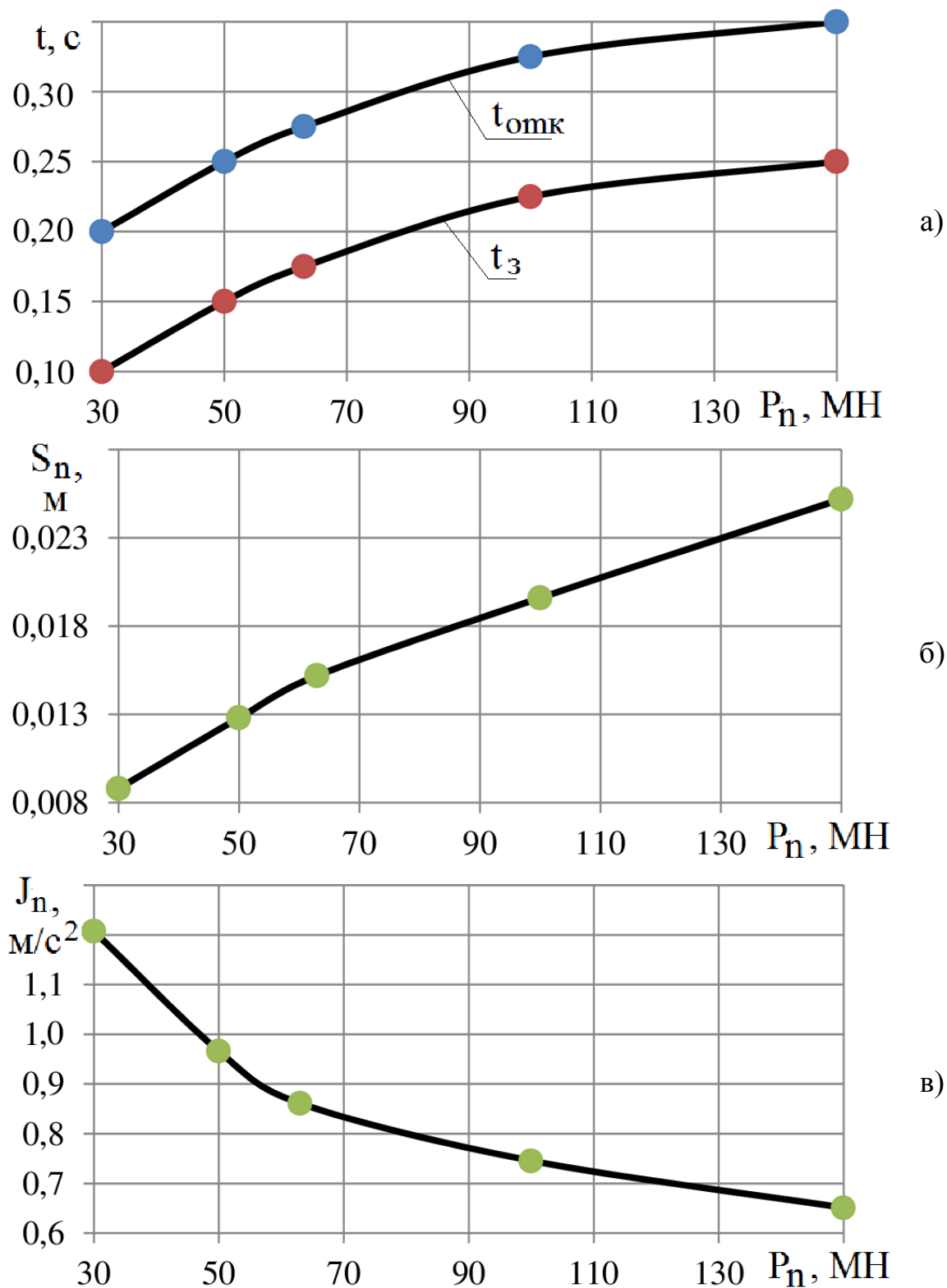


б)

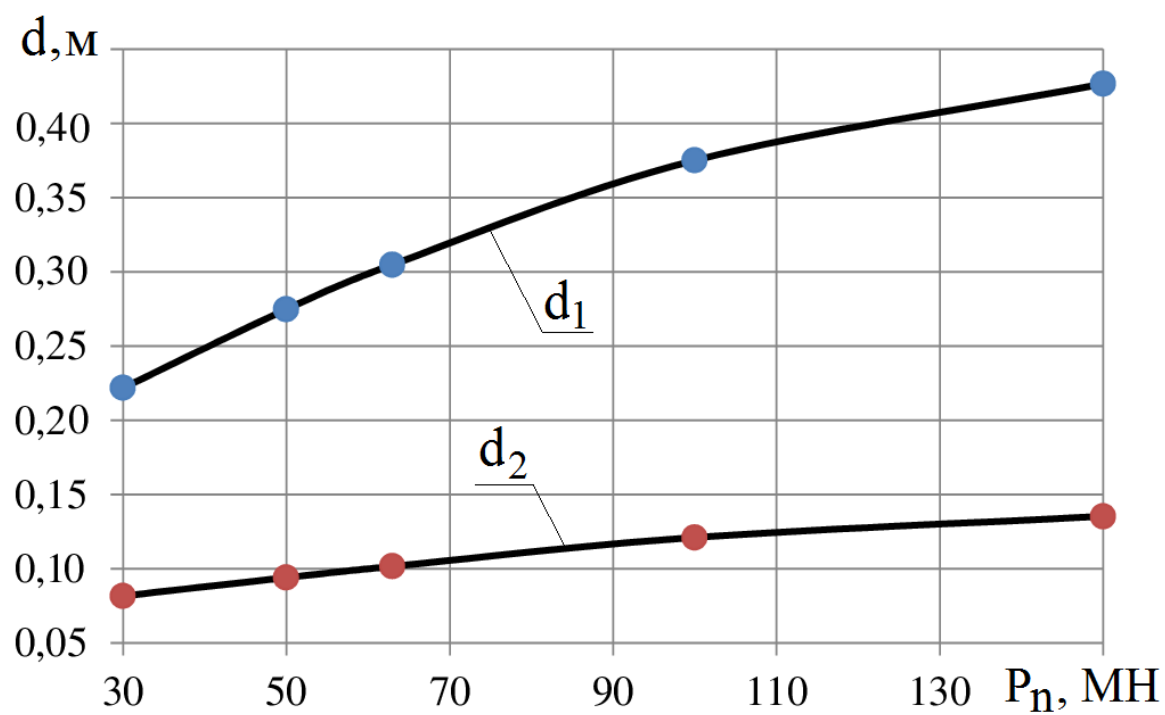


в)

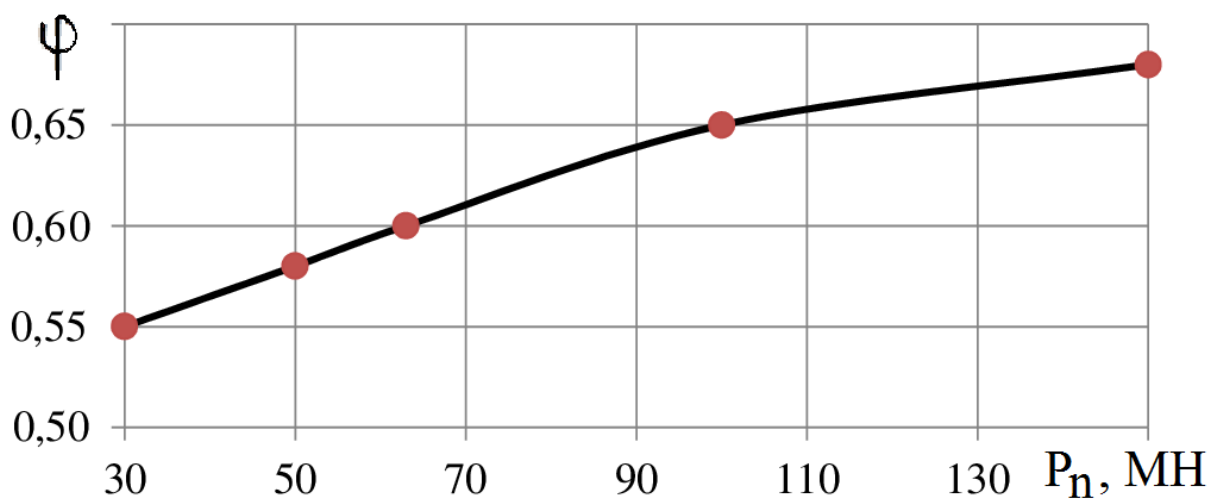
Діаграма Г.5 – Криві для визначення максимальних значень шляху S_{n_max} (а), швидкості V_{n_max} (б) та прискорення J_{n_max} (в) при розгоні рухомої поперечини на ході вниз в залежності від зусилля гідравлічного преса



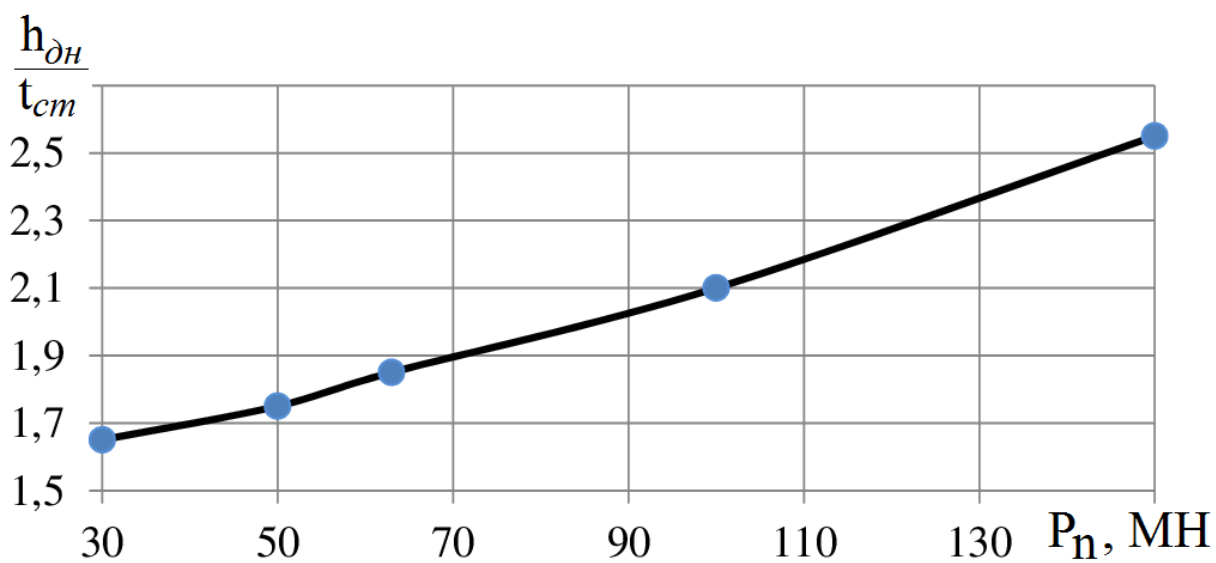
Діаграма Г.6 – Криві для визначення часу відкриття і закриття клапана (а), шляху S_n (б) та прискорення J_n (в) при гальмуванні рухомої поперечини на ході вниз в залежності від зусилля гідравлічного преса



Діаграма Г.7 – Криві для визначення найбільшого діаметру d_1 центральної проточки та діаметру d_2 отвору робочого циліндра в залежності від зусилля гідравлічного преса

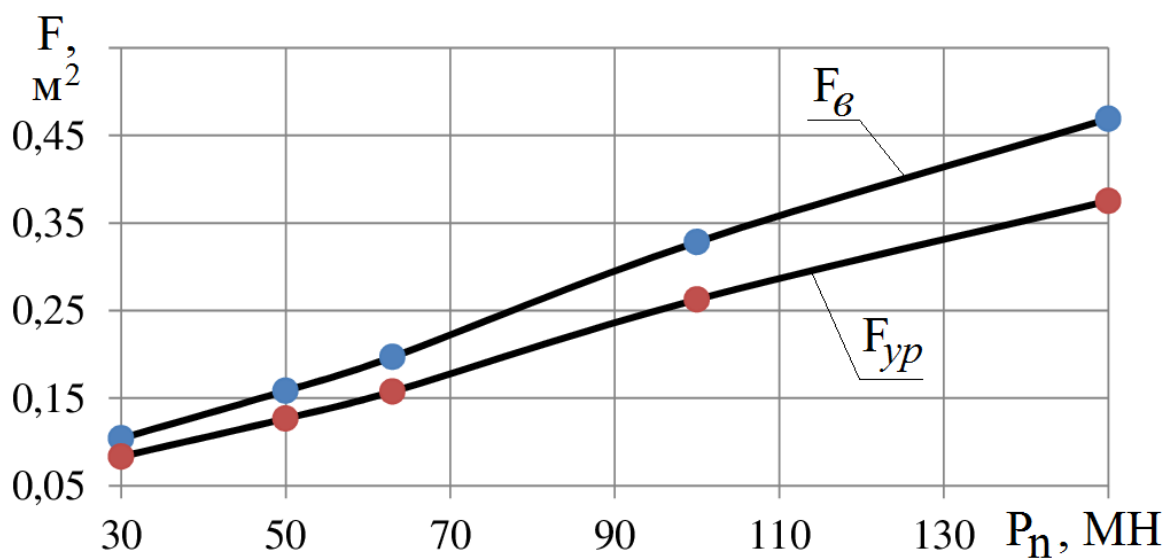


а)

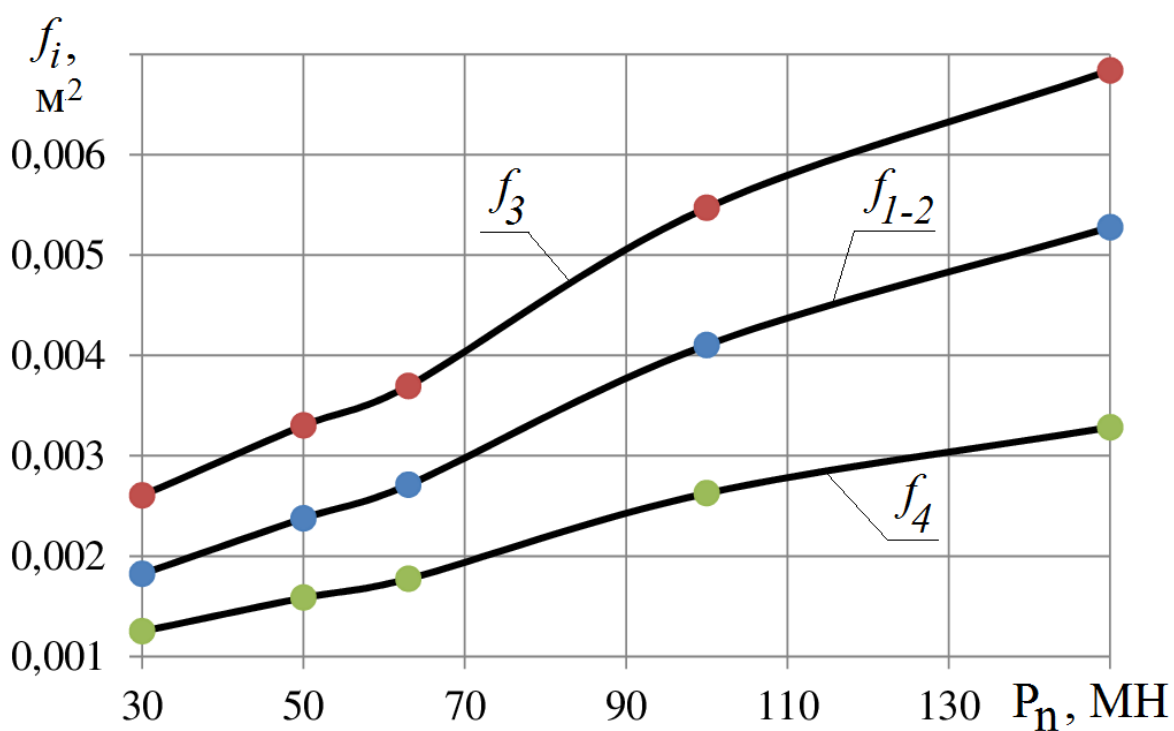


б)

Діаграма Г.8 – Криві для визначення значень коефіцієнта φ і співвідношення $h_{\partial H}/t_{cm}$ в залежності від зусилля гідравлічного преса

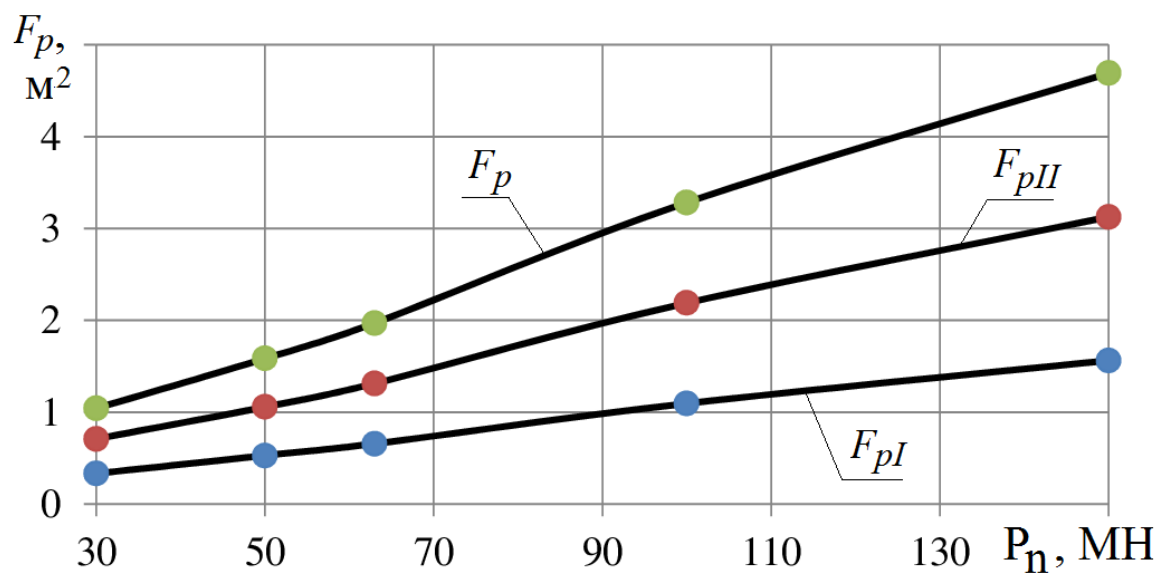


a)

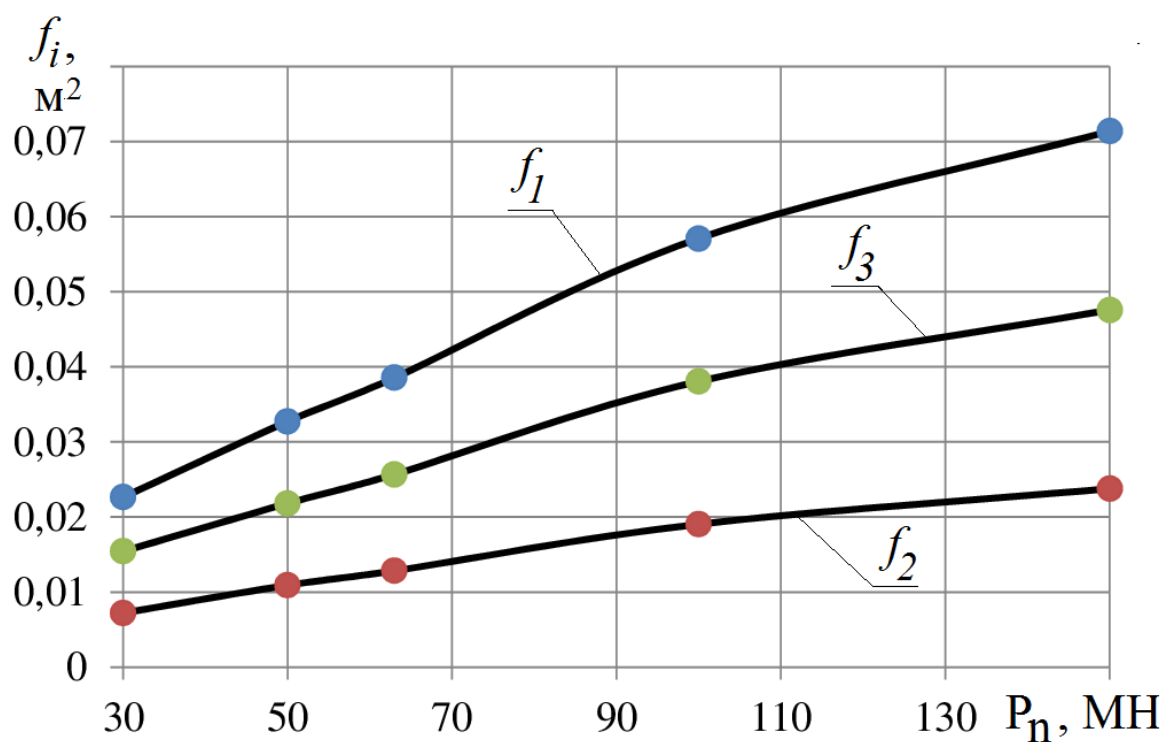


б)

Діаграма Г.9 – Криві для визначення активних площ зворотних і врівноважуючих циліндрів (а) і площ прохідних перетинів f_i гідроліній 1 – 4 (б) в залежності від зусилля гідравлічного преса

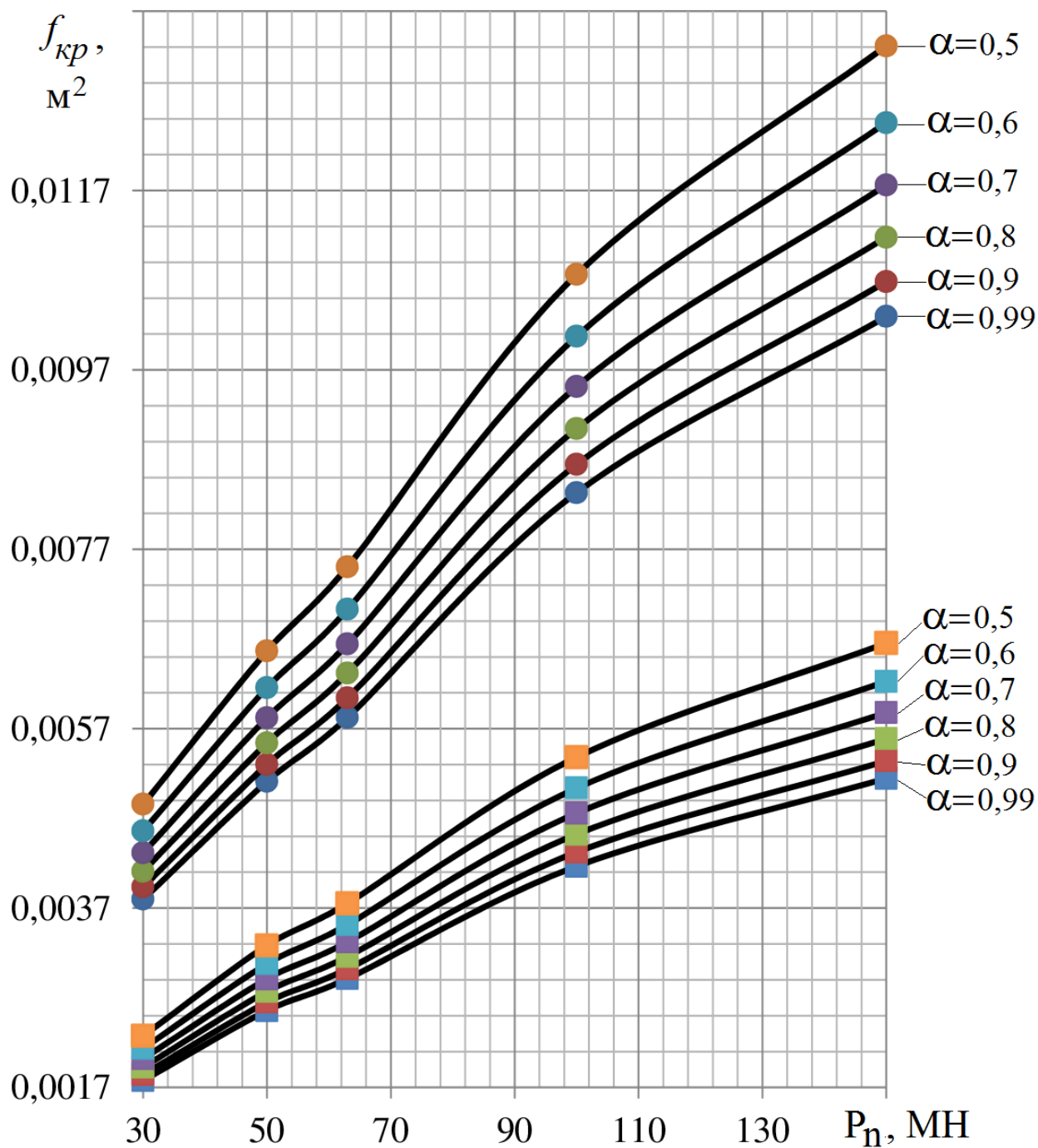


a)

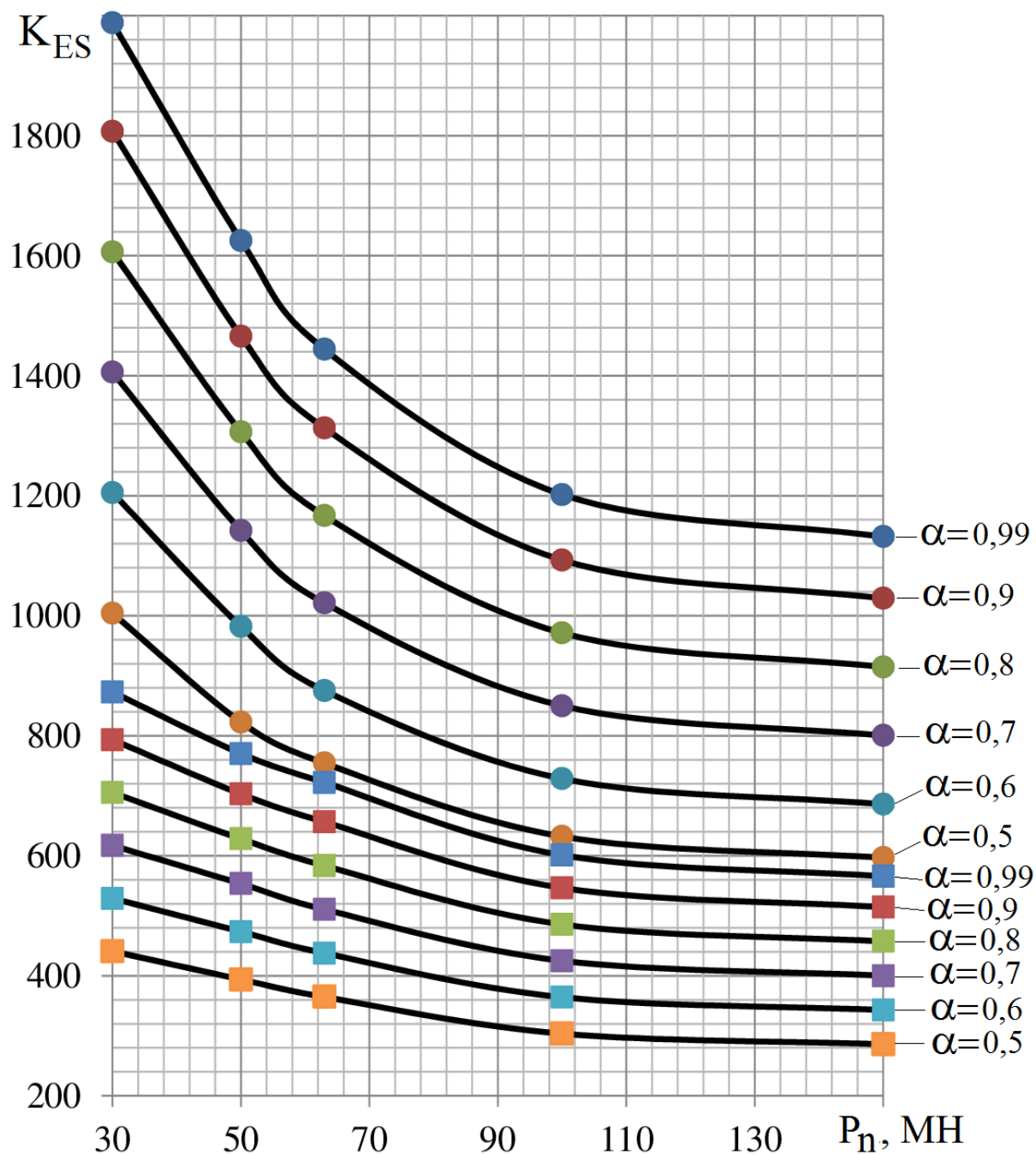


б)

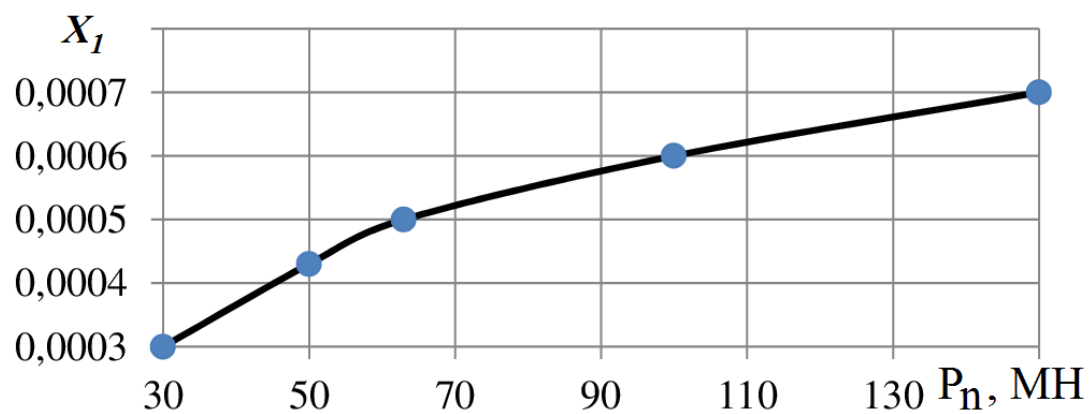
Діаграма Г.10 – Криві для визначення активних площ робочих циліндрів при роботі преса на різних ступенях зусиль (а) і площ прохідних перетинів f_i гідроліній 1 – 3 (б) в залежності від зусилля преса



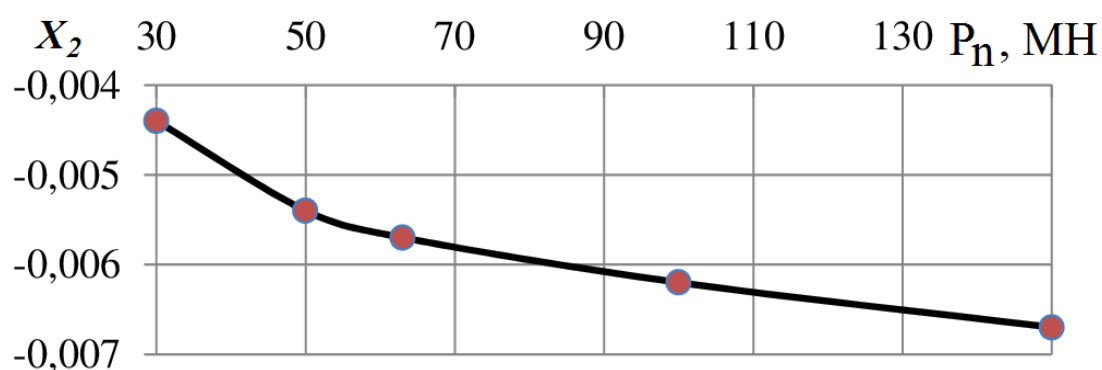
Діаграма Г.11 – Криві для визначення критичних прохідних перетинів $f_{кр}$ регулюючих клапанів I (квадратні маркери) і II (круглі маркери) ступенів зусиль при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП



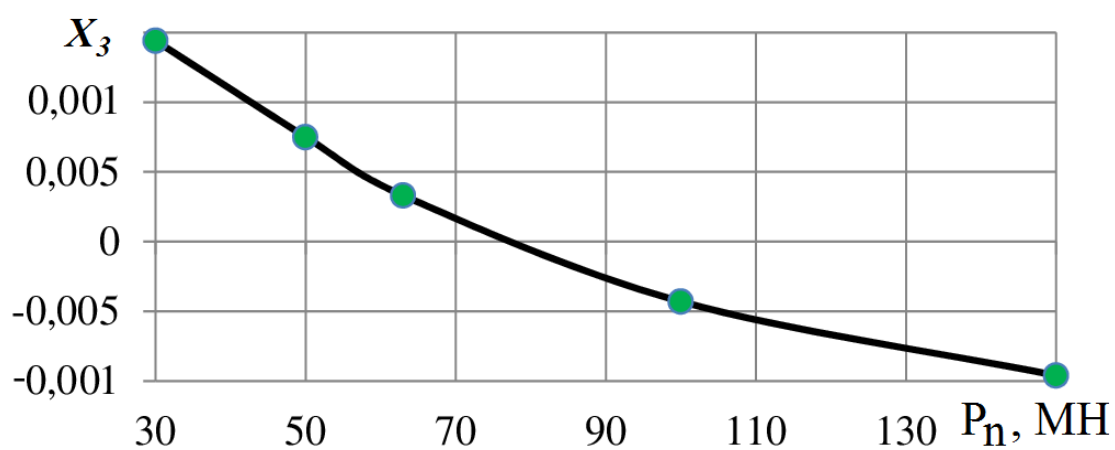
Діаграма Г.12 – Криві для визначення фактора вагомості клапана K_{ES} при роботі на I (круглі маркери) і II (квадратні маркери) ступенях зусиль при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля преса



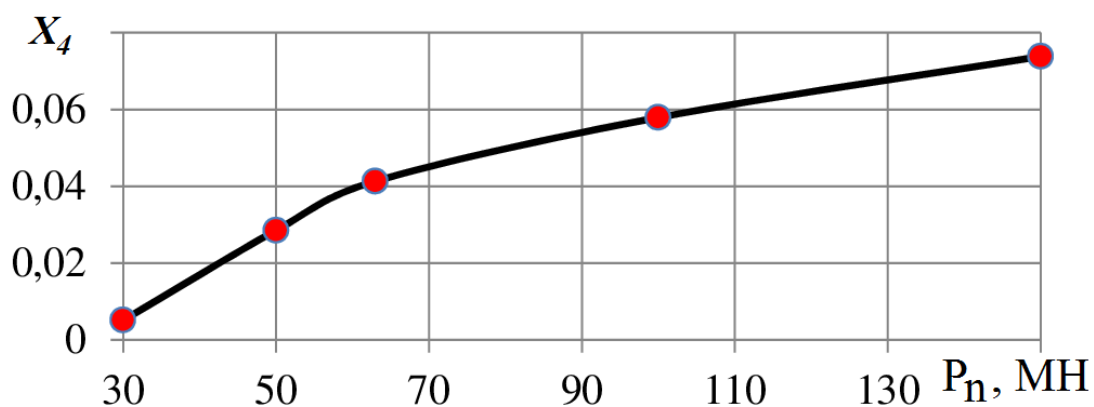
а)



б)

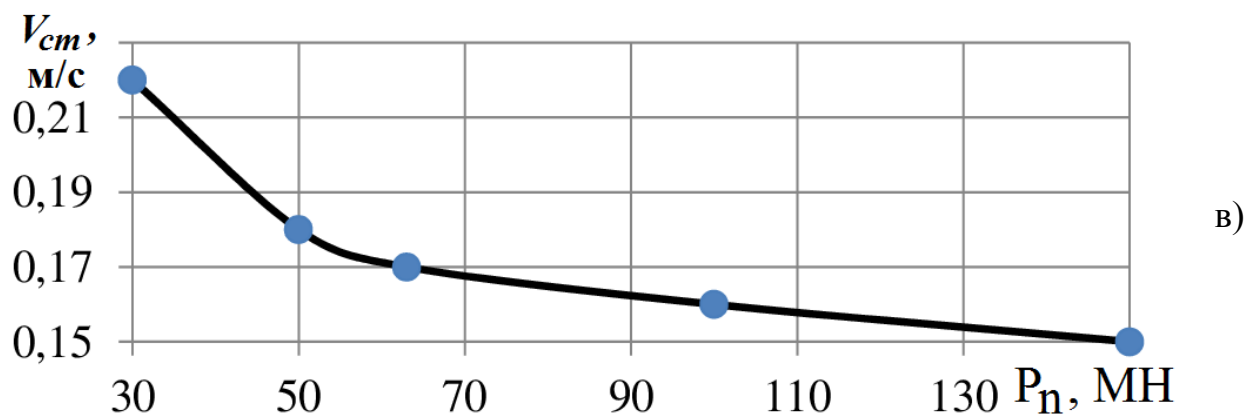
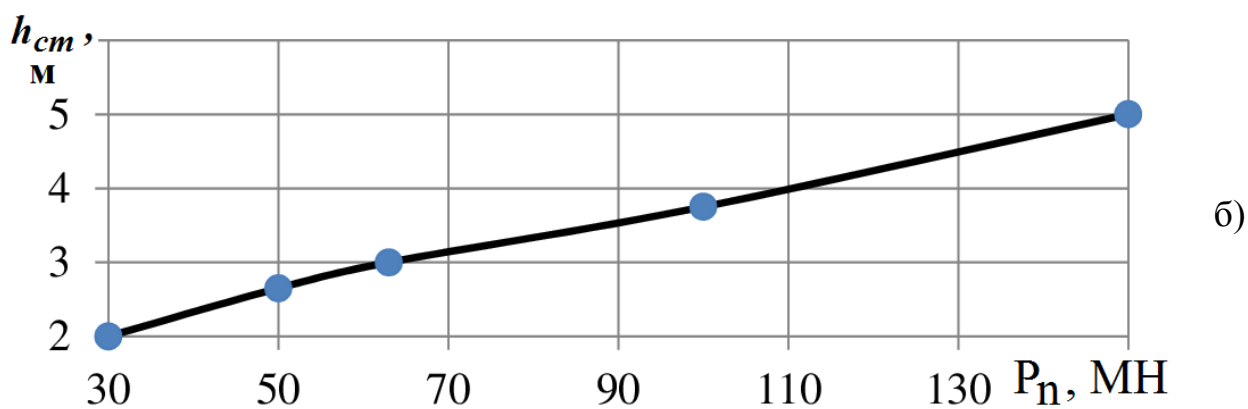
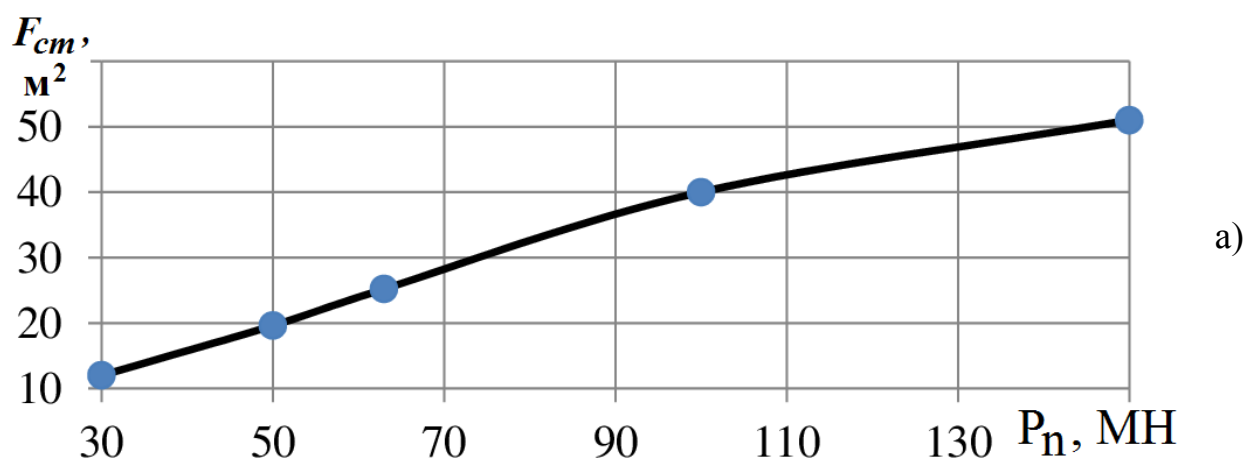


в)

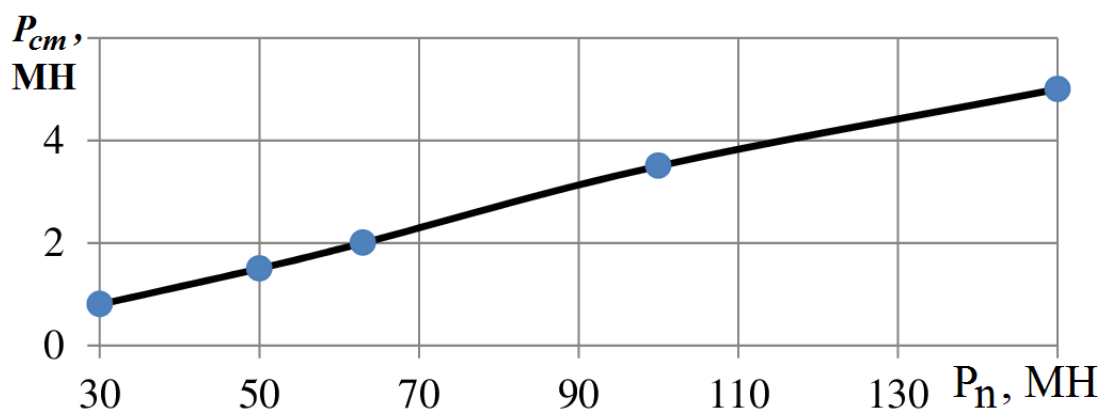


г)

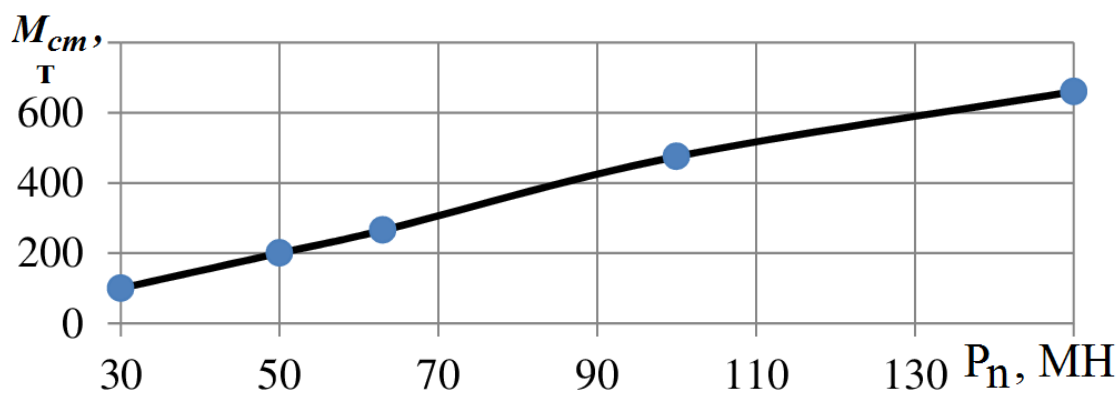
Діаграма Г.13 – Криві для визначення коефіцієнтів поліному (4.1) x_1 (а), x_2 (б), x_3 (в) і x_4 (г)



Діаграма Г.14 – Криві для визначення основних параметрів рухомих столів гідравлічних пресів з НАП: F_{cm} (а), h_{cm} (б) і V_{cm} (в)

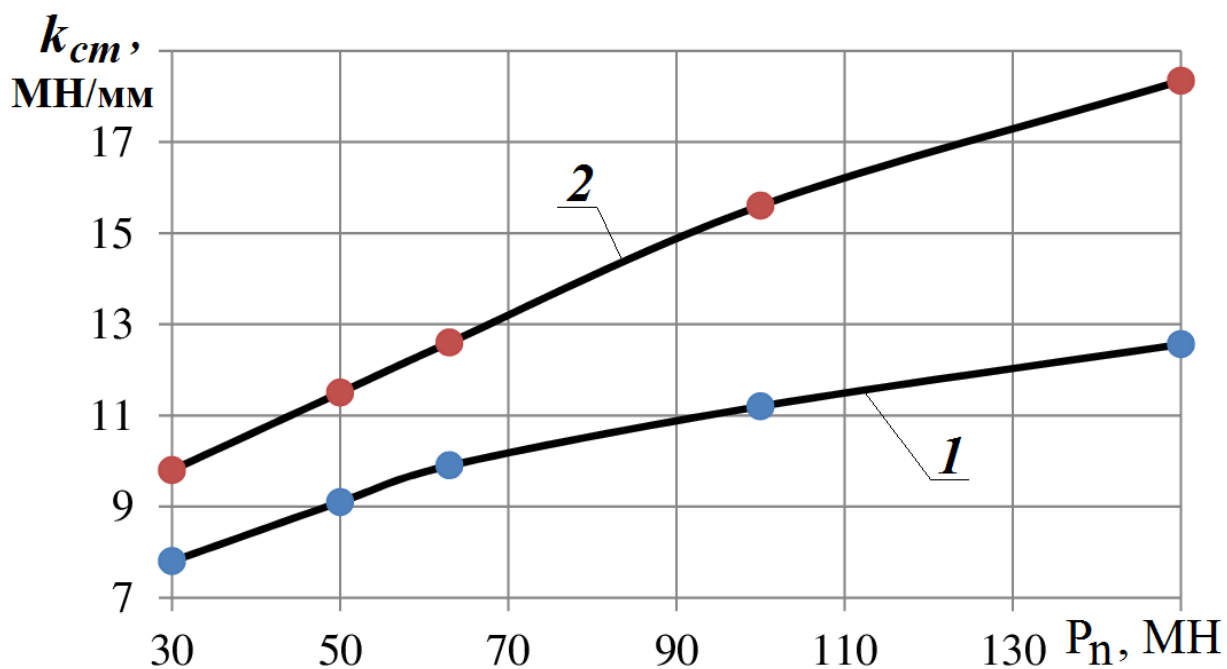


a)

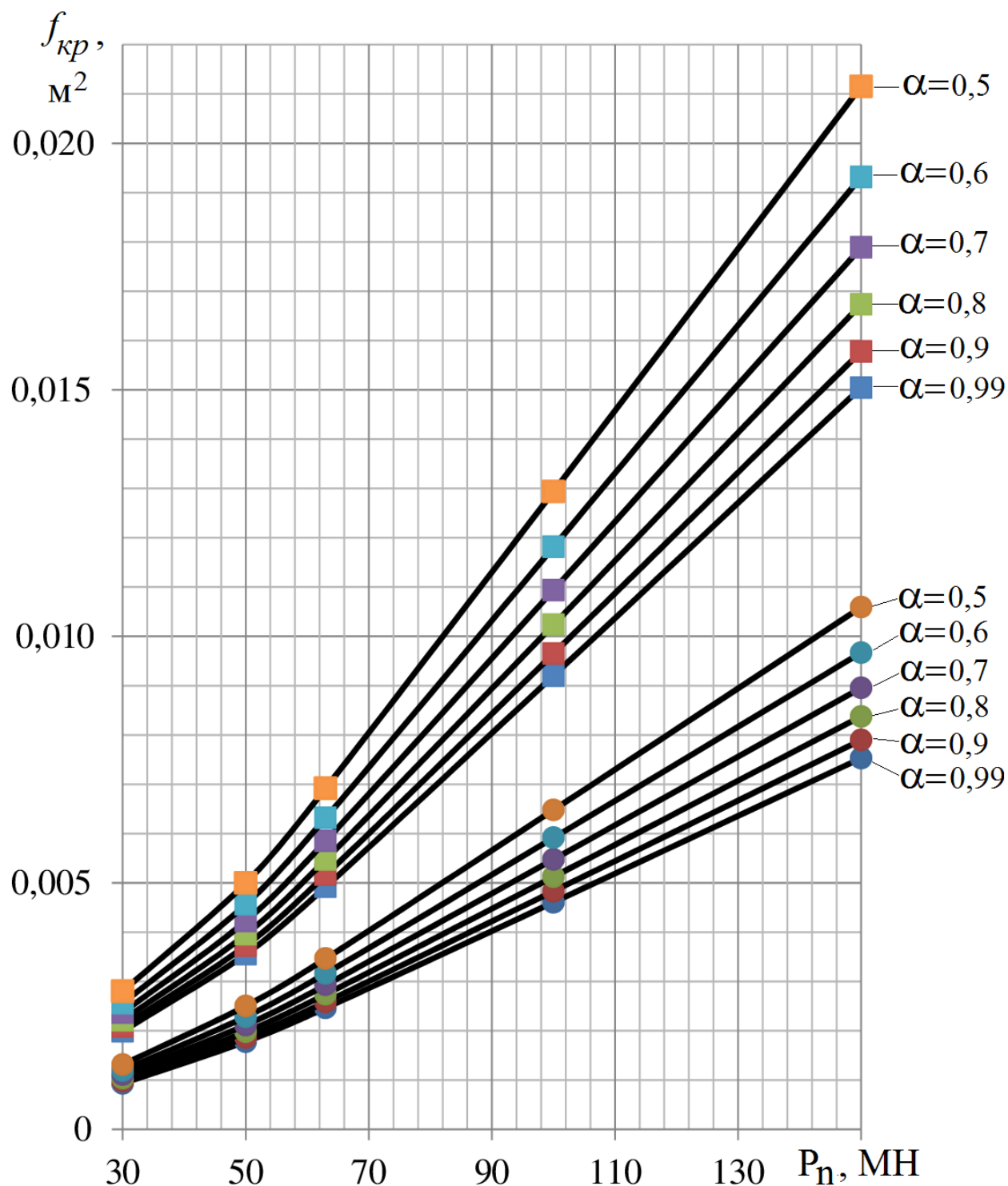


б)

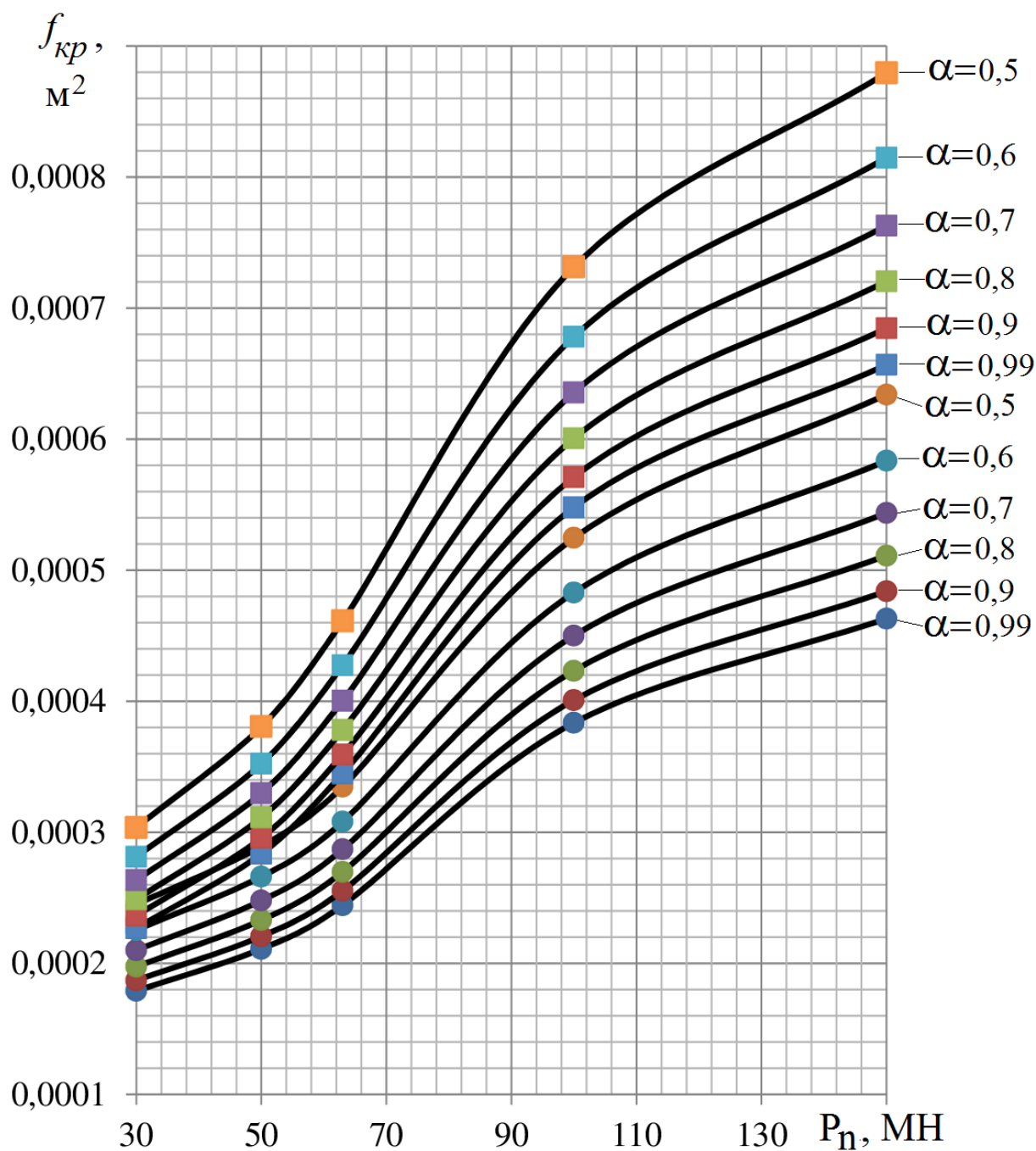
Діаграма Г.15 – Криві для визначення основних параметрів рухомих столів гідравлічних пресів з НАП: P_{cm} (а) і M_{cm} (б)



Діаграма Г.16 – Графік зміни жорсткості рухомих столів гідравлічних пресів зі станиною: 1 – колонного типу; 2 – проставочного типу



Діаграма Г.17 – Криві для визначення критичних прохідних перетинів $f_{кр}$ зливних клапанів I (круглі маркери) і II (квадратні маркери) ступенів зусиль при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП



Діаграма Г.18 – Криві для визначення критичних прохідних перетинів f_{kp} зливного (круглі маркери) і впускного (квадратні маркери) клапанів керування зворотними циліндрами при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля гідравлічного преса з НАП

ДОДАТОК Д

**Акти та довідки
впровадження результатів
дисертації**

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Перший проректор
Донбаської державної
машинобудівної академії



 А.М. Фесенко

«22» березня 2016 р.

АКТ

впровадження результатів докторської дисертаційної роботи КОРЧАК Олени Сергіївни у навчальний процес кафедри механіки пластичного формування Донбаської державної машинобудівної академії

В період 2008–2016 рр. на кафедрі механіки пластичного формування Донбаської державної машинобудівної академії були впроваджені у навчальний процес наступні навчальні посібники:

- Інтелектуальна власність. Практикум: навчальний посібник / В.С.Кривунь, О.С.Корчак. – Краматорськ : ДДМА, 2012. – 232с. ISBN 978-966-379-569-0. Гриф МОНМСУ №1/11 – 7650 від 25.04.2013 р.;

- Ковочно-штамповочное оборудование. Гидравлические прессы : учебное пособие / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2013. – 152 с. ISBN 978-966-379-602-4;

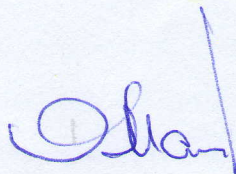
- Расчет и проектирование приводов и базовых узлов гидравлических прессов : учебное пособие / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2013. – 105с. ISBN 978-966-379-649-9;

- Основні розрахунки при проектуванні ковальсько-пресових цехів машинобудівних підприємств / О.С.Корчак – Краматорськ : ДДМА, 2014. – 80с. ISBN 978-966-379-655-0. Гриф МОН №1/11 – 14496 від 10.09.2014 р.

В наведеній навчальній літературі використані результати теоретичних та експериментальних досліджень, а також методики інженерного аналізу гідравлічних пресів, відображені у докторській дисертаційній роботі канд. техн. наук, доцента, докторанта кафедри механіки пластичного формування Донбаської державної машинобудівної академії КОРЧАК Олени Сергіївни.

Впроваджені матеріали відповідають сучасним науково-технічним та навчально-педагогічним вимогам, мають підвищені характеристики з точки зору впливу на забезпечення належної якості освітньої діяльності, особливо стимулювання науково-дослідної роботи студентів у рамках загального навчального процесу.

Завідувач кафедри
механіки пластичного
формування
д.т.н., професор

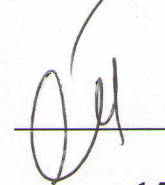


О.Є. Марков

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з наукової роботи,
управління розвитком та
міжнародних зв'язків
Донбаської державної
машинобудівної академії



 М.А. Турчанін

«15» травня 2017 р.

АКТ ВИКОРИСТАННЯ
розробок докторської дисертації КОРЧАК Олени Сергіївни
у науково-дослідних роботах Донбаської державної машинобудівної
академії

Матеріали докторської дисертаційної роботи к.т.н., доцента, докторанта кафедри механіки пластичного формування КОРЧАК Олени Сергіївни, а саме:

- закономірності між процесами, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення, та параметрами системи зворотних циліндрів, які дозволяють визначити раціональні із швидкодії режими здійснення ходу наближення;
- конструкції систем робочих, зворотних та врівноважуючих циліндрів, які покращують динамічні параметри роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом на різних етапах машинного циклу;
- закономірності між процесами, що відбуваються в робочих циліндрах в процесі їх декомпресії та інтенсивністю знеміцнення метала поковки, які дозволяють оцінити їх вплив на точність реалізації технологічних процесів гарячої обробки тиском;
- математичні моделі робочого та зворотного ходів, а також декомпресії робочих циліндрів від тиску, які враховують параметри систем та органів керування, що працюють на базі індивідуального сервоприводу;
- методи інженерного аналізу гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом на базі науково обґрунтованих закономірностей та взаємозв'язків різних елементів гідроприводу, які дають можливість підвищити надійність та ефективність роботи ковальсько-пресового обладнання;
- комплекс інноваційних пристроїв та рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів,

були використані у Донбаській державній машинобудівній академії при виконанні науково-дослідних робіт, що фінансувалися з державного бюджету і були включені до тематичних планів, затверджених Міністерством освіти і науки України в період 2008–2017 рр. за номерами держреєстрації 0111U000887, 0114U002536, 0110U006163, в яких Корчак О.С. брала участь у якості виконавця, та кафедральної науково-дослідної роботи з номером держреєстрації 0115U004735, де Корчак О.С. з 01.09.2015 по теперішній час виконує обов'язки наукового керівника теми.

Начальник
науково-дослідного сектору



О.Я. Белицька

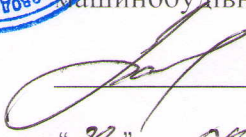


№ 353/БКПО-353 від 28.04.2015г На № _____ від _____



ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний конструктор
ІТР та КПО
“Новокраматорський
машинобудівний завод”


Ю.В. Лавренко
“29,” 04 2015

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Комісія у складі представників

ЗАТ “НКМЗ” – начальника бюро ковальсько-пресового обладнання Вінничука С.В. та провідного конструктора Зоненко Ю.В.
Донбаської державної машинобудівної академії (ДДМА) – проректора з наукової роботи та зовнішніх зв'язків, д.т.н., професора Алієва І.С. та в.о. завідувача кафедри механіки пластичного формування, к.т.н., доцента Пица Я.Є.

склали цей акт в тім, що у рамках науково-технічного договору про співпрацю між ЗАТ “НКМЗ” та ДДМА на ЗАТ “НКМЗ” впроваджені наступні результати докторської дисертаційної роботи КОРЧАК Олени Сергіївни (доцента кафедри механіки пластичного формування ДДМА), а саме:

1. Нові удосконалені конструкції та режими роботи систем керування ковальськими гідравлічними пресами з насосно-акумуляторним приводом, що забезпечують підвищення ефективності роботи пресових установок

- при заповненні робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки;
- шляхом забезпечення необхідних швидкісних та параметрів точності на робочому ході при деформуванні поковок із застосуванням дросельних регулюючих клапанів розвантаженої конструкції;
- здійсненням швидкої та безударної декомпресії робочих циліндрів після робочого ходу з прискореним початком зворотного ходу.

2. Практичні рекомендації з розрахунку та раціонального проектування базових вузлів гідравлічних систем керування ковальськими пресами з насосно-акумуляторним приводом, їх розрахункові схеми та креслення.

3. Комплекс програмних продуктів з автоматизованого розрахунку та чисельного моделювання раціональних з швидкодії та ресурсозбереження режимів роботи систем керування ковальськими гідравлічними пресами з насосно-акумуляторним приводом.

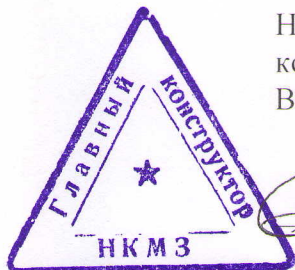
Впроваджені технічні рішення відповідають вимогам сучасного виробництва, мають підвищені експлуатаційні характеристики, ефективні та надійні.

Нові швидкодіючі режими роботи систем керування забезпечили зменшення часу машинного циклу ковальських гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом, що дозволило підвищити продуктивність процесів кування на 18-20% та зменшити витрати на енергоносії близька на 16-19%. За рахунок цього собівартість виготовлення поковок знизилася на 16-20%.

Величина (у гривнях за рівнем цін 2014 р.) та розрахунок економічного ефекту від впровадження зазначених результатів докторської дисертаційної роботи Корчак О.С. в акті не наводяться, так як містять елементи комерційної таємниці ЗАТ "НКМЗ".

Акт призначений для використання спеціалізованими вченими радами з захисту докторських та кандидатських дисертацій та не є основою для висунення фінансових вимог.

НКМЗ



Начальник бюро
ковальсько-пресового обладнання
ВГК ГР та КПО

С.В. Вінничук

Провідний конструктор бюро
ковальсько-пресового обладнання
ВГК ГР та КПО

Ю.В. Зоненко



Проректор
з наукової роботи та зовнішніх зв'язків
д.т.н., професор

І.С. Алієв

В.о. завідувача кафедри
механіки пластичного формування
к.т.н., доцент

Я.С. Пиц



ПІДТВЕРДЖУЮ

Головний інженер
ПрАТ «Новокраматорський
машинобудівний завод»

О.І. Волошин

_____ 2017 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів докторської дисертаційної роботи
«Розвиток наукових основ проектування гідравлічних пресів з
насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом»
доцента кафедри механіки пластичного формування
Донбаської державної машинобудівної академії (ДДМА)
КОРЧАК Олени Сергіївни
на ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» (НКМЗ)

Комісія у складі представників

ПрАТ «НКМЗ» – заступника головного металурга Чикоти Я.М. та заступника начальника ковальсько-пресового цеху Міщенко С.Л.;

ДДМА – начальника науково-дослідного сектора Белицької О.Я. та завідувача кафедри обробки металів тиском, д.т.н., професора Алієва І.С.

склали цей акт в тім, що у рамках науково-технічного договору про співпрацю між ПрАТ «НКМЗ» та ДДМА на автоматизованих ковальських комплексах АКК–3000, АКК–5000 та АКК–10000 ПрАТ «НКМЗ» впроваджені наступні результати докторської дисертаційної роботи КОРЧАК Олени Сергіївни, а саме:

1. Нові удосконалені конструкції та режими роботи систем керування ковальськими гідравлічними пресами з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом, що забезпечили підвищення швидкодії їх роботи за рахунок

- якісного та швидкого заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки з гарантованою відсутністю їх рідинного голодування та гідроударів під час зіткнення інструменту з поковкою;
- забезпечення необхідних швидкісних параметрів робочого ходу при деформуванні поковок із застосуванням дросельних регулюючих клапанів розвантаженої конструкції;
- здійсненням швидкої та безударної декомпресії робочих циліндрів після робочого ходу з прискореним початком зворотного ходу.

2. Нові режими роботи ковальських гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом при реалізації технологічних процесів «Осадження», «Кування» та «Шліхтування» дозволили підвищити точність кування поковок за рахунок створення умов, гарантуючих відсутність вибігів рухомої поперечини після закриття впускного регулюючого клапана робочих циліндрів. Впровадженням підтверджено, що визначальним для точного гальмування інструмента на заданому розмірі поковок є взаємозв'язок одночасно протікаючих процесів

- декомпресії робочих циліндрів від високого тиску;

- знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів;
 - заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску із акумулятора;
 - випрямлення стола преса,
- а швидкість перебігу цих процесів, які знаходяться в безпосередньому взаємозв'язку, визначає швидкість та динамічні параметри процесів кування та реверсу рухомих мас пресу при переході з робочого ходу на зворотний.

Наведені результати докторської дисертаційної роботи Корчак О.С. забезпечили зменшення часу машинного циклу ковальських гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом, що дозволило підвищити продуктивність процесів кування на 8-10% та зменшити витрати на енергоносії на 6-9%. За рахунок цього витрати на ковальський переділ зменшились на 12%.

Сумарний економічний ефект від впровадження зазначених результатів докторської дисертаційної роботи Корчак О.С. склав за рівнем цін 2014 р. **2,680,000** (два мільйони шістсот вісімдесят тисяч) грн.

Методика розрахунку економічного ефекту в довідці не наводиться, так як містить елементи комерційної таємниці ПрАТ "НКМЗ".

Даний документ не є основою для висунення фінансових вимог.

НКМЗ

ДДМА

Заступник головного металурга

Начальник науково-дослідного сектора



Я.М. Чикота



О.Я. Белицька

Заступник начальника
ковальсько-пресового цеху

Завідувач кафедри
обробки металів тиском
д.т.н., професор



С.Л. Міщенко



І.С. Алієв

УТВЕРЖДАЮ:

Директор производства

металлургического и шахтно-

проходческого оборудования

ПАО «Новокраматорский

машиностроительный завод»

И. И. Татаренко А. И.



АКТ

использования результатов комплекса научно-исследовательских работ по совершенствованию технологий и оборудования для производства горячекатаных и холоднокатаных листов и полос, выполненных совместно ПАО «Новокраматорский машиностроительный завод» и Донбасской государственной машиностроительной академией в рамках договора о совместном сотрудничестве, а также в рамках филиала кафедры «Автоматизированные металлургические машины и оборудование» (ДГМА) на ПАО «НKMЗ» и ряда хоздоговорных научно-исследовательских работ.

Основные результаты данного комплекса научно-исследовательских работ, а именно:

- уточненные инженерные, численные и регрессионные математические модели напряженно-деформированного состояния металла и основных показателей качества при реализации процессов горячей и холодной прокатки, правки, резки и отделки листов и полос;
- программные средства по автоматизированному расчету и проектированию технологических режимов процессов горячей и холодной прокатки на толстолистовых, широкополосных и реверсивных станах;
- практические рекомендации по выбору состава основного и вспомогательного оборудования толстолистовых, широкополосных и реверсивных станов горячей и холодной прокатки, а также уточненные исходные данные на их проектирование;

- уточненные методы расчета и рекомендации по выбору электроприводов основного и вспомогательного оборудования толстолистовых и широкополосных станов горячей прокатки;

- уточненные методы автоматизированного расчета и проектирования, а также практические рекомендации по совершенствованию состава и конструктивных параметров механического оборудования приводов, узлов рабочих и опорных валков, нажимных механизмов, устройств уравнивания, узлов станин и других механизмов рабочих клеток станов горячей и холодной прокатки.

Положенные в основу результаты данного комплекса научно-исследовательских работ были использованы в течение 2009–2012 гг. на ПАО «НКМЗ» при проектировании, изготовлении и вводе в эксплуатацию целого ряда прокатного оборудования.

Использование данных материалов позволило снизить себестоимость поставляемой продукции для Изготовителя и, как следствие, снизить цену продукции для Заказчиков.

За счет снижения трудоемкости проектно-конструкторских и проектно-технологических работ, а также за счет расширения сортамента, повышения качества и увеличения выхода годной металлопродукции, экономический эффект составил 18800 тыс. (восемнадцать миллионов восемьсот тысяч) грн. по ценам 2012 года.

Настоящий акт предназначен для предъявления в специализированные ученые советы по защите кандидатских и докторских диссертаций и не является основанием для предъявления финансовых требований.

Расчет экономического эффекта не прилагается, так как содержит элементы коммерческой тайны ПАО «НКМЗ».

Главный конструктор производства
металлургического и
шахтно-проходческого оборудования



Ю. В. Сусь

ДОВІДКА

про часткову участь канд. техн. наук, доцента *Корчак Олени Сергіївни* у економічному ефекті, отриманому при використанні результатів комплексу науково-дослідних робіт з удосконалення технологій та обладнання для виробництва гарячекатаних і холоднокатаних листів і стрічок, виконаних в Донбаській державній машинобудівній академії сумісно з ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод»

Результати дисертаційної роботи канд. техн. наук, доцента Корчак О.С., а саме:

- *методи оцінки напружено-деформованого стану корпусів силових гідравлічних циліндрів із вбудованими клапанами керування;*
- *методики раціонального проектування корпусів силових гідравлічних циліндрів і розрахунку систем керування натискними механізмами станів гарячої прокатки;*
- *практичні рекомендації з удосконалення гідравлічного обладнання станів гарячої прокатки, забезпеченню їх необхідних швидкісних параметрів й ефективності роботи на базі дросельних регулювальних клапанів розвантаженої конструкції,*

були використані упродовж 2009–2012 р. на ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» в рамках комплексу науково-дослідних робіт з удосконалення технологій та обладнання для виробництва гарячекатаних і холоднокатаних листів і стрічок при проектуванні, виготовленні та вводі в експлуатацію цілого ряду прокатного обладнання.

Сумарний економічний ефект при виконанні даного комплексу науково-дослідних робіт склав **18,800,000** (вісімнадцять мільйонів вісімсот тисяч) грн. відповідно до цін 2012 г.

Часткова участь доцента Корчак О.С. при виконанні даних робіт склала 10%, що відповідає економічному ефекту від використання результатів її дисертаційної роботи на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.03.05 «Процеси та машини обробки тиском» в обсязі **1,880,000** (один мільйон вісімсот вісімдесят тисяч) грн.

Проректор з наукової роботи,
управління розвитком та
міжнародних зв'язків
Донбаської державної
машинобудівної академії
д.х.н., професор



М.А. Турчанін

ЗАТВЕРДЖУЮ

Технічний директор
ПАТ «Енергомашспецсталь»



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів докторської дисертаційної роботи
«Розвиток наукових основ проектування гідравлічних пресів з
насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом»

доцента кафедри механіки пластичного формування
Донбаської державної машинобудівної академії (ДДМА)

КОРЧАК Олени Сергіївни

на ПАТ «Енергомашспецсталь» (ЕМСС)

У рамках науково-технічного договору про співпрацю між ПАТ «ЕМСС» та ДДМА на автоматизованих ковальських комплексах ПАТ «ЕМСС», що працюють на базі гідравлічних пресів зусиллям 60 МН та 150 МН, впроваджені наступні результати докторської дисертаційної роботи КОРЧАК Олени Сергіївни, а саме:

1. Практичні рекомендації з удосконалення технологій проектування, монтажу та діагностування гідравлічних приводів ковальських пресів зусиллям 60 МН та 150 МН, які забезпечують їх подовжену та надійну експлуатацію при реалізації основних технологічних процесів кування в межах автоматизованих комплексів обробки тиском.

2. Методики раціонального проектування та вибору параметрів гідроприводу у відповідності до вимог технологічного процесу, а також адаптації існуючих гідроприводів до нових потреб виробництва з можливістю розширення номенклатури продукції, що виготовляється підприємством.

3. Комплекс пристроїв керування гідравлічними пресами – дросельні регулювальні та наповнювально-зливні клапани, удосконалені конструкції та режими роботи систем керування ковальськими гідравлічними пресами з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом, які забезпечили

- ✓ підвищення швидкодії роботи ковальських пресів на різних етапах машинного циклу з гарантованою відсутністю гідроударів при розгоні та гальмуванні рухомої поперечини;
- ✓ здійсненням швидкої та безударної декомпресії робочих циліндрів після робочого ходу з прискореним початком зворотного ходу;
- ✓ підвищити точність кування поковок за рахунок створення умов, гарантуючих відсутність вибігів рухомої поперечини після закриття впускного регулюючого клапана робочих циліндрів.

Наведені результати докторської дисертаційної роботи Корчак О.С. забезпечили зменшення часу машинного циклу ковальських гідравлічних пресів зусиллям 60 МН та 150 МН, що дозволило підвищити продуктивність процесів кування на 20-25% та зменшити витрати на енергоносії на 18-20%. За рахунок цього собівартість виготовлення поковок знизилася на 19-22%.

Сумарний економічний ефект від впровадження зазначених результатів докторської дисертаційної роботи Корчак О.С. склав за рівнем цін 2016 р. **1,055,000** (один мільйон п'ятдесят п'ять тисяч) грн.

Методика розрахунку економічного ефекту в довідці не наводиться, так як містить елементи комерційної таємниці ПАТ "ЕМСС".

Даний документ не є основою для висунення фінансових вимог.

Начальник
пресового цеху
ПАТ "ЕМСС"



В.В. Панов

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ
ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
«НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ
ПІДПРИЄМСТВО
«УКРТЕХЕКСПЕРТ»

01033, м. Київ, вул. Саксаганського, б. 6
Телефон: (062) 388 – 36 – 08
Факс: (062) 385 – 82 – 60, 345 – 08 – 57
e-mail: ukr_teh@mail.ru
р/р 26005353211700 в АТ УкрСиббанк
м. Харків
МФО 351005 Код ЗКПО 32296072



ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ
ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ
ПРЕДПРИЯТИЕ
«УКРТЕХЭКСПЕРТ»

01033, г. Киев, ул. Саксаганского, д. 6
Телефон: (062) 388 – 36 – 08
Факс: (062) 385 – 82 – 60, 345 – 08 – 57
e-mail: ukr_teh@mail.ru
р/с 26005353211700 в АО УкрСиббанк
г. Харьков
МФО 351005 Код ОКПО 32296072

Исх. № 3 от 12.01.2015 г.

На экспертизу в ООО «НПП «Укртехэксперт» были направлены научно-технические решения канд. техн. наук КОРЧАК Елены Сергеевны, связанные с разработкой устройств и рекомендаций по расчету и рациональному проектированию, совершенствованию конструкций и режимов работы ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом.

ООО «НПП «Укртехэксперт» рассмотрело данные научно-технические решения и по результатам проведенной экспертизы постановило, что следующие разработки, а именно:

- дроссельные регулирующие клапаны управления прессами в соответствии с патентами Украины 79289, 69050, 65642, 32123, 31398 обеспечивают повышенные точностные и скоростные режимы выполнения технологических операций на гидравлических прессах;
- встроенные клапаны наполнения в соответствии с патентами Украины 79284, 79283, 79282, 70738, 31434, 32574 повышают производительность гидравлических прессов за счет существенного сокращения времени холостого и возвратного ходов;
- гидравлические системы управления прессами с индивидуальным следящим приводом клапанов в соответствии с патентами Украины 91505, 91504, 79840, 79295, 79294, 79281, 69056, 65320, 64956, 61408, 59319, 59250, 59247, 58132, 37639 обладают высокой эффективностью и надёжностью работы

отличаются практической ценностью, отвечают современным требованиям производства, имеют повышенные эксплуатационные характеристики, эффективны и надежны в работе, компактны, эргономичны, адаптируются под различные требования и конструктивные особенности конкретного гидравлического оборудования.

Указанные разработки могут быть рекомендованы для использования на машиностроительных, металлургических и иных предприятиях Украины, занимающихся проектированием, эксплуатацией, модернизацией и ремонтом оборудования для обработки давлением с гидравлическим приводом.



В.В. Толмачев