

ДЕРЖАВНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ

На правах рукопису

ЗЛОБІНСЬКИЙ Віталій Юхимович

**УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ
МЕТАЛУРГІЙНИХ МАШИН ШЛЯХОМ ЗНИЖЕННЯ
ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОСНОВІ
АНАЛІЗУ І ДОСЛІДЖЕННЯ НЕУСТАЛЕНИХ
ПРОЦЕСІВ**

Спеціальність 05.16.08 «Машини та агрегати
металургійного виробництва»

А в т о р е ф е р а т

дисертації на здобуття вченого ступеня
доктора технічних наук

Дніпропетровськ

1996

Дисертація є рукопис

Робота виконана в Державній металургійній академії України

Науковий консультант - доктор технічних наук,
проф. Л. І. Цехнович

Офіційні опоненти:

1. Доктор технічних наук, професор Большаков В. І.

2. Доктор технічних наук, професор Кукушкін О. М.

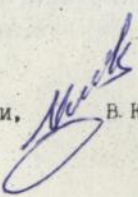
3. Доктор технічних наук, професор Яхно О. М.

Провідна організація (підприємство) - завод ім. К. Локнєхта

Захист відбудеться " 9 " квітня 1996 р. о 12³⁰ годині
на засіданні спеціалізованої вченої ради Д. 03. 11. 02 Державної
металургійної академії України, м. Дніпропетровськ, проспект Гага-
рина, 4.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Дніпропетровської
металургійної Академії України.

Автореферат розісланий " 5 " березня 1996 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради, д. т. н., академік АІН України,  В. К. Цапко
проф.

ЛНБ України ім. В. Стефаника



00740182 (M)

ТДВ - 5.1.202
3
ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Для більшої частини гідросистем металургійних машин характерна робота в перехідних неусталених динамічних режимах. Саме в таких режимах виникає переважна більшість відказів. Одна з найважливіших першопричин останніх полягає в тому, що при проектуванні гідросистем перебіг неусталених процесів не передбачається в повній мірі.

Такі процеси недостатньо вивчені, і тому побудова системи та вибір параметрів її елементів конструктором здійснюється часто без ясних і повних уявлень про ті гідродинамічні явища, які можуть виникнути згодом в процесі експлуатації.

Дослідженню перехідних процесів в гідросистемах перешкоджають, по-перше, складність та різноманітність цих систем і процесів, по-друге - труднощі у визначенні кількісних характеристик елементів, що входять в гідросистеми, по - третє - відсутність такого апарату теоретичного опису неусталених гідродинамічних явищ в них, який був би достатньо точним і в той же час не занадто громіздким, осяжним, прийнятним з практичних позицій розробувача та конструктора. Строгі підходи та розв'язки, ґрунтовані на уявленнях про хвильові процеси і застосуванні хвильових рівнянь, такому поєднанню вимог задовольнити не можуть і не тільки не знаходять застосування конструкторських розрахунках, але, для скільки - небудь складних систем і не розроблялись. Описана ситуація, таким чином, суттєво обмежує можливості технічного прогресу в області гідропривода металургійних машин.

Тому актуальними є задачі удосконалення гідросистем металургійних машин і зменшення динамічних навантажень в них на основі вивчення та аналізу неусталених процесів. Нові прикладні задачі (таблиця), що розглядаються в цій дисертації, підпорядковані вирішенню зазначеної проблеми. Звичайно, термін "нові" слід вживати

Нові прикладні задачі

N п/п	Найменування задачі та її джерело
1	Задача про раціональне розміщення управляючого клапана (ПТЗ).
2	Задача про вибір об'єму і тиску зарядки компенсатора гідроударів (ЛМЗ).
3	Задача про тиски та витрати у "замкнутій" гідросистемі з насосним приводом (ДЗМУ).
4	Задача про тиски та витрати у "замкнутій" гідросистемі з насосно - акумуляторним приводом (ДЗМУ).
5	Задача про тиски у багатонасосному приводі (ДЗМУ).
6	Задача про всмоктувальний трубопровід насосної установки (ДЗМУ).
7	Задача про пуск системи з двома рівнями тиску (ЛМЗ).
8	Задача про адекватність показань датчика тиску на довгій трубі (літер.).
9	Задача про демультимікатор тиску (завод ім. Леніна, завод ім. К.Лібкнехта, ЮТЗ).
10	Задача про динамічні навантаження в гідросистемах ПКБ (ДЗМУ, Стальпроект).

з певною обережністю, оскільки одним задачам можна знайти аналогії в механічних системах, інші задачі були розглянуті для статичних режимів експлуатації, в третій і четвертій задачах термін "замкнений" вживається нами в тому розумінні, якого надає йому С. М. Кожевников. Зазначені задачі можуть бути застосовані для розрахунку, дослідження а удосконалення різних машин та агрегатів металургійного виробництва, вони були поставлені а розв'язані за запитами металургійних підприємств (в табл. вони зазначені у дужках), а рішення передані замовникам у вигляді рекомендацій і впроваджені у виробництво.

Мета роботи. Розробка методів розрахунку гідросистем металургійних машин, побудова математичних моделей, що описують неустале ні процеси в гідросистемах та вибір раціональних конструктивних параметрів або раціонального управління робочим процесом (або процесами пуску, гальмування).

Розробка науково обгрунтованих технічних та технологічних рішень по удосконаленню гідромеханізмів металургійних машин.

Ступінь новизни. Більшість розглянутих в роботі задач поставлено і піддано аналізу вперше. Сюда належать: задача про багато-насосний привод; про "замкнуту" гідромеханічну систему з насосним або насосно - акумуляторним приводом; про пуск системи з двома рівнями тиску (одержано а. с. на винахід); про вибір тиску зарядки компенсатора гідроударів. В інших задачах (наприклад, про всмоктувальний трубопровід насосних установок; про зливний трубопровід; про датчик тиску на довгій трубі; про демультиплікатор тиску) висвітлені питання, які раніше не розглядалися. Запропоновано спосіб побудови розрахункової схеми як гідравлічних систем з довгими трубопроводами, так і електромеханічних систем з розподіленою масою. Запропоновано варіант врахування сил інерції рідини в трубопроводах, що дозволяє скоротити кількість рівнянь, які

описують динамічні процеси в них; детально вивчені динамічні процеси, що відбуваються в гідросистемах печей з крокуючими балками і запропоновано нові способи зниження або усунення динамічних навантажень в них (одержано чотири а. с. на винаходи).

Практична значущість. Практичні рекомендації щодо проектування гідросистем передані замовникам і впроваджені у робочі проекти гідросистем для КМК и ОЕМК, устаткування комплексу киснево - конверторного цеху ДМК, блоку печей для прогартовування феросплавів киснево-конверторного цеху меткомбінату "Азовсталь", машин для обслуговування сталерозливних ковшів меткомбінатів "Запоріжсталь", "Криворіжсталь", прошивного преса цеху №4 ПТЗ, кувального преса 800т ЛМЗ. Розрахункові методики, викладені в роботі, впроваджені у навчальний процес. Розроблені рекомендації щодо вибору місця установки управляючого клапана; щодо управління системою з двома рівнями тиску; щодо оптимальної зарядки компенсаторів гідродударів; щодо зниження або усунення динамічних навантажень в гідросистемах печей з крокуючими балками.

Апробація роботи. Основні результати досліджень доповідались на: V Республіканській науково - технічній конференції (Дніпропетровськ, 1977); першому Всесоюзному з'їзді з ТММ (Алма-Ата, 1977); Всесоюзній конференції "Підвищення довговічності машин та приладів" (Куйбишев, 1981); другому Всесоюзному з'їзду з ТММ (Одеса, 1982); Уральській зональній конференції "Шляхи підвищення надійності та ресурсу систем машин" (Свердловськ, 1983); зональній науково - технічній конференції "Математичне моделювання в інженерній практиці" (Ижевськ, 1988); республіканській науково - технічній конференції "Теорія і практика теплової роботи металургійних печей" (Дніпропетровськ, 1988); республіканській науково - технічній конференції "Теорія і практика надійності та якості виробів машинобудівних підприємств" (Краматорськ, 1990); Всесоюз-

ній конференції з математичного та машинного моделювання (Воронеж, 1991); 4 Всесоюзній школі молодих вчених "Числові методи механіки суцільного середовища" (Красноярськ, 1992); 1 Міжнародній конференції "Числові методи в гідравліці та гідродинаміці" (Донецьк, 1994); другому Міжнародному симпозиумі українських інженерів - механіків (Львів, 1995); наукових семінарах кафедр прикладної механіки і "Машини та агрегати металургійного виробництва" (Державна металургійна академія України, Дніпропетровськ).

Публікації. Результати досліджень опубліковані в 20 статтях, 18 тезисах докладів і захищені шістьма авторськими свідоцтвами. Дисертація містить рисунків, таблиці.

ЗМІСТ РОБОТИ

В огляді аналітичних методів розрахунку неусталених процесів в гідросистемах и, зокрема, в гідросистемах металургійних машин особливо відзначено монографії Г. В. Арановича, В. Н. Баранова, Т. М. Башта, В. І. Большакова, Б. Ф. Глікмана, Ю. Е. Захарова, Н. А. Картвелшвілі, С. М. Кожєвнікова, О. М. Кукушкіна, В. Ф. Пешата, А. В. Празднікова, Д. Н. Смірнова, Л. М. Гарко, О. М. Тріфонова, В. А. Федорца, Е. А. Цуханової, О. М. Яхно та ін., в яких розглядаються загальні та окремі питання побудови математичних моделей, що описують динамічні процеси, які відбуваються в гідросистемах у фазах пуску, гальмування або внаслідку зміни технологічних навантажень.

Відзначено, що відсутні необхідні у цих випадках нетрудоемкі розрахунки, які дозволяють у першому наближенні оцінювати рівні тисків та витрат, час спрацювання гідромеханізмів. Неусталені процеси в довгому трубопроводі в точній постановці описуються рівняннями М. Е. Жуковського, розв'язання яких при різних граничних умовах може бути виконане методом характеристик, або шляхом складання "продовжувчих" рівнянь, або поінтервальним методом при до-

помозі розривних функцій.

Для останнього методу, що використовується нами в роботі, запропоновано прийом побудови розрахункової схеми, який знайшов застосування для розв'язання задач динаміки електромеханічних систем з розподіленою масою та гідравлических систем. Характерна особливість цього прийому полягає в тому, що початок координат розміщується там, де знаходиться джерело збурення, а додатний напрям координатної осі співпадає з напрямом руху прямої хвилі. На кожному етапі - інтервалі розв'язання - визначається значення тільки одної хвилі, прямої або зворотної. Викладено алгоритм визначення хвиль. Розв'язані дві задачі, які ілюструють застосування зазначеного прийому: про похибки датчика тиску на довгій трубці і про пуск плунжерного виконавчого механізму. Показано, що навіть у випадку простого трубопроводу без уступів і розгалужень розв'язання з врахуванням хвильових процесів виходить складним, а при збільшенні числа інтервалів - громіздким і важкоосязним.

Питання про врахування сил інерції рідини в трубопроводі - центральне, на наш погляд, в прикладній теорії гідропривода. В залежності від того, як враховуються сили інерції рідини, виходять різні розрахункові схеми. Відомі різні наближення. Пропоноване наближення ґрунтується на ідеях С. М. Кожєвнікова та В. Ф. Пешета, конкретно - на припущенні, що збурення тиску розповсюджується не на весь об'єм рідини, а тільки на його частину - половину трубопроводу, якщо останній розбитий на дві рівні частини. Фізично це відповідає припущенню, що маса рідини в одній половині трубопроводу рухається з прискоренням dQ_{II} / dt , а в другій - з прискоренням dQ_{I} / dt , де Q_{I}, Q_{II} - витрати по кінцях трубопроводу (рис. 1). Для опису тиску і витрати рідини в трубопроводі в такому випадку потрібні всього три рівняння: $p_{II} = p_{II0} + \rho l (dQ_{II} / dt) / 2f$; $Q_{I} = Q_{II} + f l p_{II0} / E$; $p_{I} = p_{II} + \rho l (dQ_{I} / dt) / 2f$, де ρ , E -

густина та об'ємний модуль пружності рідини; p_1, p_{II}, p_{III} - тиск по кінцях трубопроводу і посередині його; f, l - площа поперечного перерізу трубопроводу, його довжина.

Пропонований наблизення розв'язок зіставлено з точним та з найбільш грубим наблизенням, згідно з яким вся рідина в трубопроводі рухається з одним і тим же прискоренням. Вияснено, що для трубопроводу довжиною 10м помилка в значеннях максимальних тисків не перевищує 12%, довжиною 20м - 15%. Такої точності цілком достатньо для приблизних розрахунків.

Визначення помилок у показах датчика тиску на довгій трубці в точній постановці довелося обмежити трьома інтервалами через ускладнення розв'язання, а із застосування пропонованого наблизення задача може бути розв'язана без обмеження числа інтервалів. Процеси, що відбуваються у приєднувальній трубці та в порожнині датчика (рис. 2), описуватимуться рівняннями:

$$p_1 = p_{12} + k \cdot Q_1^2 + \rho l \dot{Q}_1 / 2f; \quad p_{12} = p_2 + k \cdot Q_1^2 + \rho l \dot{Q}_1 / 2f;$$

$$Q_1 = Q_2 + lf \dot{p}_{12} / E_M; \quad Q_2 = (V_0 + V_1) \dot{p}_2 / E_M; \quad V_1 = \pi R^3 p_2 / 192 M;$$

$$M = E_M h^3 / 12 \cdot (1 - \mu^2),$$

де ρ, E_M, E_M - відповідно густина рідини, модулі пружності рідини та матеріалу мембрани; R - радіус мембрани; V_0 - початковий об'єм рідини в датчику під мембраною; μ - коефіцієнт Пуассона; $p_1, p_{12}, p_2, Q_1, Q_2$ - тиски та витрати по кінцях приєднувальної трубки і посередині неї; l - довжина трубки; h - товщина мембрани; k - коефіцієнт, що залежить від режиму руху рідини.

Після зведення системи рівнянь до безрозмірного вигляду появилася стала $T = (\rho l^2 / E_M)^{0.5}$, названа нами сталою трубопроводу, і яка являє собою час пробігання хвилі збурення від одного кінця трубопроводу до другого. Стала трубопроводу, за аналогією із сталою часу електромеханічних систем, може служити критерієм необхідності врахування хвильових процесів. Так, наприклад, встанов-

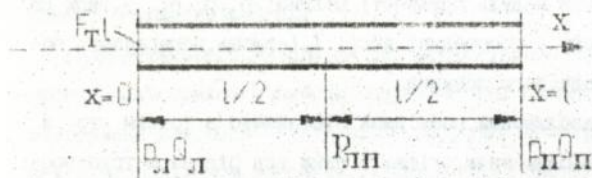


Рис.1. Розрахункова схема запропонованого наближення

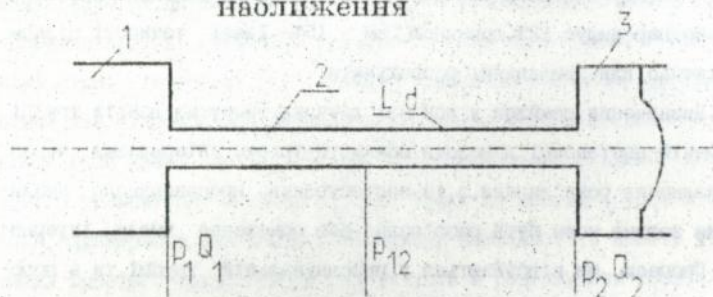


Рис.2. Розрахункова схема задачі про датчик тиску на довгій трубці

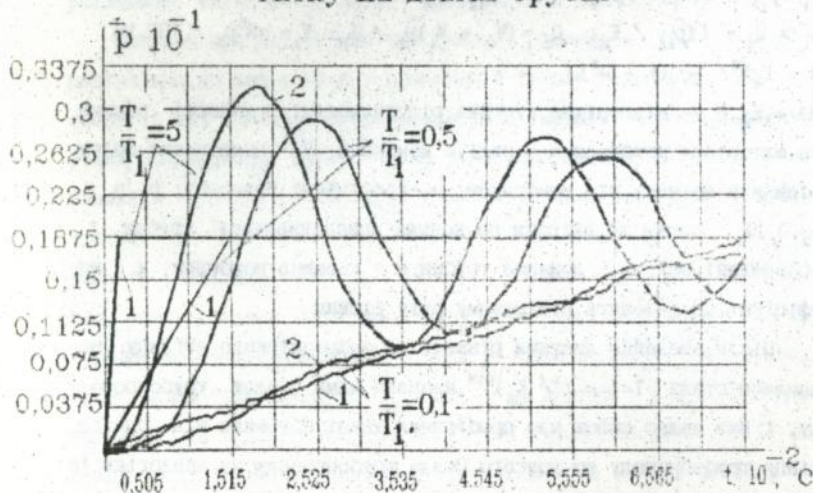


Рис.3. Результати розв'язання.
 T - стала трубки, T_1 - час наростання тиску; 1 - вимірюваний тиск; 2 - тиск біля датчика

лено, що якщо час зміни тиску порівнянний або менший від подвоєного значення сталої трубопроводу, то слід рахуватися з хвилювими процесами в приєднувальній трубіці (рис. 3). Якщо ж час наростання тиску значно більший (за нашими розрахунками в п'ять разів) від сталої трубки, то помилка в показзах датчика тиску незначна. Цей висновок дає можливість заздалегідь вибрати таку довжину трубки, щоб уникнути помилок у вимірюванні тиску. Досліджено також вплив товщини мембрани, наявність розчиненого в рідині повітря, коротких пікових тисків.

Місце розміщення управляючого клапана

Проектуючи гідросистему, конструктор вибирає це місце, як правило, виходячи з конструктивних міркувань: зручності компоновки, управління, обслуговування. Тим часом, положення клапана впливає на характер динамічних процесів, що відбуваються в гідросистемі.

Для визначення раціонального місця клапана розглянуто два процеси: витікання рідини із циліндра у зливний бак та надходження рідини в циліндр із джерела тиску. Спочатку задача розв'язана із застосуванням моделі, запропонованої С. М. Кожевніковим, в якій для збереження сталості витрат передбачено важелі, плечі яких обернено пропорціональні прохідним перерізам. В такому вигляді задача розв'язана для конкретного прошивного преса, причому результати розрахунків задовільно узгоджуються з експериментом. Оскільки механічна модель в деякій мірі штучна і прив'язана до конкретного об'єкту, поставлена задача була розв'язана в загальному вигляді на базі запропонованого нами наближення.

Моделювання різних варіантів показало, що управляючий нагнітальний клапан слід установлювати посередині нагнітального трубопроводу або ближче до джерела тиску. При цьому довжина трубопроводу від джерела тиску до нагнітального клапана повинна бути не менше метра. Зливний клапан слід установлювати так, щоб довжина

трубопроводу від гідроциліндра до зливного клапана була на порядок більша, ніж довжина трубопроводу від зливного клапана до зливного бака, тобто зливний клапан слід ставити поблизу зливного бака.

Багатонасосний привод

Такий привод в гідросистемах металургійних машин дістав значне розповсюдження. Зв'язано це з необхідністю забезпечення великих швидкостей переміщення виконавчих органів. Деякі питання групового насосного приводу не ясні і в літературі не висвітлені: чи впливають насоси один на одного, як проявляється їх різночасове включення, як розподіляються тиски між насосами.

Розглянута типова гідросистема - привод підйому крокуючих балок нагрівальної печі. Вона містить: чотири насоси, трубопровід, гідроциліндр. Неусталені процеси в гідросистемі описуються системою рівнянь, що містить 35 диференціальних рівнянь першого порядку, одне диференціальне рівняння другого порядку і три алгебраїчних рівняння.

Робота насосів моделювалась по варіантах їх включення: по першому варіанту всі насоси включались одночасно на повну подачу, по другому варіанту - третій насос включався дещо пізніше, по третьому - перший насос включався після включення всіх інших. Моделювання показало, що більш навантаженими при пуску є перший і другий насоси, а при усталеному русі - другий і третій. Виявилось також, що різночасове включення насосів приводить до згладжування динамічних явищ і рівносьільне поступові зміні сумарної подачі насосів, що може бути рекомендовано для практики.

"Замкнута" система з двома виконавчими органами

Розрахунок гідросистем, що мають декілька виконавчих органів, які працюють окремо або сумісно і не зв'язані між собою кінематично, не становить принципових труднощів, але може бути громізд-

ким через велику кількість змінних. Звичайно вважають, що в таких системах гідроциліндри навантажені однаково, і потоки рідини у підвідних трубопроводах розподіляються порівну. Це дозволяє спростити розрахункову схему і замінити сумісно працюючі гідроциліндри одним, що значно полегшує розрахунки. В літературі відсутні практичні рекомендації для обґрунтованого розрахунку гідромеханічних систем, в яких декілька виконавчих органів працюють сумісно і зв'язані однією і тією ж переміщуваною поперечкою (за аналогією з механічними їх можна назвати "замкнутими"). В таких системах навантаження між гідроциліндрами може бути розподілене неоднаково (наприклад, при пресуванні або прошивці виробу несиметричної форми), опори підвідних трубопроводів можуть бути різними через їх різну довжину або неоднакову настройку управляючих елементів, встановлених на лініях; різними можуть бути витіки із гідроциліндрів.

Розглянуто гідросистему, що містить два виконавчих гідроциліндри, зв'язані між собою поперечкою (рис. 4). Прийнято, що в одній вітці місцеві опори відсутні, а в другій зосереджені в дроселі. Джерело живлення - насос із відомою подачею або насосно-аккумуляторна станція. Плунжери гідроциліндрів жорстко зв'язані з поперечкою, яка має можливість повороту в межах зазора в напрямних втулках. Ліву і праву вітки розбили на дві рівні ділянки у відповідності з пропонованим методом наближеного врахування сил інерції рідини в трубопроводах. Процеси зміни тисків та витрат у розглядуваній гідросистемі описуються такою системою рівнянь:

$$Q_n = Q_1 + Q_2; \text{ для лівої вітки: } Q_1 = Q_n + l_1 f_{m1} \dot{p}_n / E;$$

$$\dot{p}_n = p_n + \rho \zeta_{m1} Q_1^2 / 4 f_{m1}^2 + \rho l_1 \dot{Q} / 2 f_{m1};$$

$$p_n = p_1 + (\rho \zeta_{m1} / 4 f_{m1}^2 + \rho \zeta_g / 2 f_g^2) Q_n + \rho l_1 Q_1 / 2 f_{m1};$$

$$Q_n = F \dot{x} + (F x + V_{o1}) \dot{p}_1 / E; \text{ для правої вітки:}$$

$$Q_2 = Q_n + l_2 f_{m2} \dot{p}_n / E; p_n = p_n + \rho c_{m2} Q_2^2 / 4 f_{m2}^2 + \rho l_2 \dot{Q}_2 / 2 f_{m2};$$

$$p_n = p_2 + \rho c_{m2} Q_n^2 / 4 f_{m2}^2 + \rho l_2 \dot{Q}_n / 2 f_{m2};$$

$$Q_n = F \dot{x} + (F x + V_{o2}) \dot{p}_2 / E; \text{навантаження, що діють на поперечку.}$$

$$M = G a; N = ((p_1 F - p_2 F) b - G a) / 2 d; T_p = 4 N f \text{ (причому, напруж}$$

сил N та сил тертя T_p залежить від знака нерівності

$$(p_1 F - p_2 F) b > M); m \ddot{x} + G - p_1 F - p_2 F + 4 T_p = 0. \text{ У наведе-}$$

них рівняннях ρ, E - густина та об'ємний модуль пружності рідини

відповідно; V_{o1}, V_{o2} - початкові об'єми рідини в гідроциліндрах;

f - коефіцієнт тертя; F - площа поперечного перерізу плунжера. Для

насосно-аккумуляторного привода слід замінити Q_n на Q_a и p_n на

p_a .

Рівняння були зведені до безрозмірного вигляду при допомозі співвідношень $p_1 / E; Q_1 \Gamma / f_{m1} l_1; x / l_1; \Gamma = (\rho l_1^2 / E)^{0.5}$

У перетворених рівняннях появились безрозмірні коефіцієнти

$$L_{отн} = l_1 / l_2; F_{отн} = f_{m1} / f_{m2}; M_{отн} = m_x / m; a / b, \text{ складені}$$

з основних параметрів системи. Це зручно для дослідження впливу

їх на тиски та витрати. Розглядувані варіанти (дев'ять для насос-

ного привода і 13 для насосно - акумуляторного) відрізняються

одним параметром, що дозволяє прослідкувати вплив його на харак-

тер динамічних процесів в системі.

Результати моделювання показали, при симетричному прикладанні

навантаження та однакового опору магістралей в системі з насос-

ним приводом різниця в тисках в гідроциліндрах невелика; в систе-

мі з насосно - акумуляторним приводом тиски в циліндрах однак-

ві. Вплив опору магістралей: збільшення опору лівого трубопрово-

да практично не впливає на характер зміни тиску (різниця в тис-

ках дещо збільшується) в системі з насосним приводом; в системі з

насосно-аккумуляторним приводом збільшення опору лівої магістралі

приводить до збільшення тиску в правому гідроциліндрі, швидкість

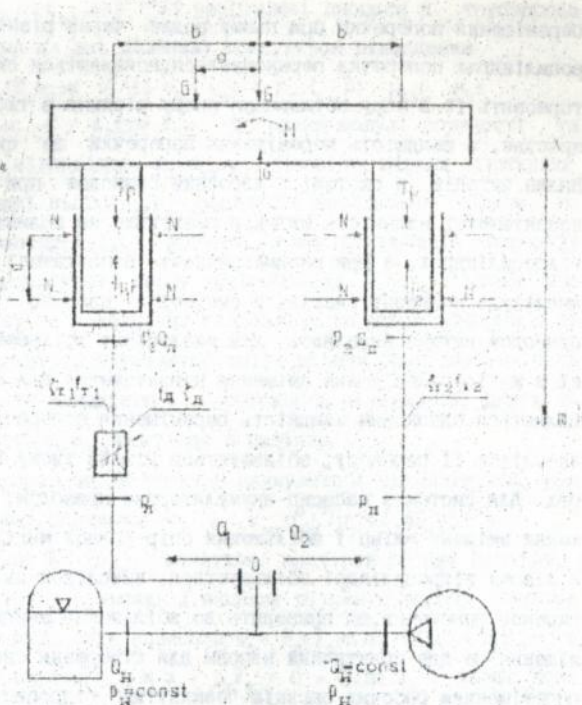


Рис.4. Розрахункова схема "замкнутої" гідромеханічної системи з насосним або насосно-аккумуляторним приводом.

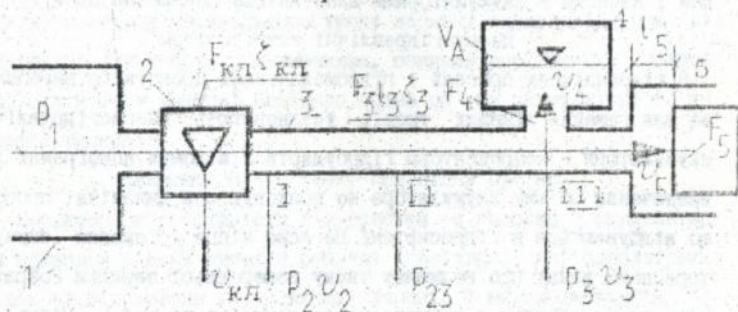


Рис.5. Розрахункова схема. Компенсатор в кінці трубопроводу.

переміщення поперечки при цьому падає: через різні тиски в гідроциліндрах поперечка перекошується, pojawiaються сили тертя, які тормозять її. В міру збільшення опору різниця в тисках ще більше зростає, а швидкість переміщення поперечки ще сильніше падає.

Вплив витоків: в системі з насосним приводом при симетричному навантаженні наявність витоків практично не впливає на тиски в гідроциліндрах, а при несиметричному навантаженні збільшується амплітуда коливань тисків; в системі з насосно - акумуляторним приводом витки виявляють дію, аналогічну збільшенню опору однієї з магістралей. Вплив зміншення навантаження для обох систем виявляється однаковим: швидкість переміщення поперечки зменшується внаслідок її перекошу, збільшується рівень тиску в гідроциліндрах. Для систем з насосно-акумуляторним приводом, якщо навантаження змішене вліво і збільшення опір правої магістралі, то тиск в лівому гідроциліндрі збільшується, внаслідок цього зменшується перекош поперечки, що приводить до збільшення швидкості її переміщення. Це дає практичний напрям для створення систем управління переміщенням робочих органів "замкнутих" гідросистем і усунення їх перекошу. Порівнюючи результати моделювання, можна помітити відмінності в характері зміни тисків в системі з насосним приводом і насосно - акумуляторним. Дано якісне пояснення цьому.

Пневмогідрравлічні компенсатори

В гідравлічних пресах і гідромеханізмах прокатного виробництва для гашення пікових тисків установлюють пневмогідрравлічні акумулятори - компенсатори гідроударів. У відомих номограмах для визначення об'єму акумулятора не враховуються динамічні процеси, що відбуваються в гідросистемі. Не ясне місце установки акумулятора, нема даних про величину тиску попередньої зарядки. Розрахункова схема системи з компенсатором показана на рис. 5. Процес перетікання рідини через управляючий клапан описується рівнянням

$v_2 = F_{\kappa\lambda} [2(p_1 - p_2) / (\zeta_{\kappa\lambda} \rho)]^{0.5} / f$; неусталені процеси в трубопроводі (він розбитий на дві ділянки) описуються рівняннями:

$p_2 = p_{23} + \rho l \dot{v}_2 / 2 + \rho \dot{v}_2^2 / 4$; $v_2 = v_3 + l \dot{p}_{23} / E$; $p_{23} = p_3 + \rho l \dot{v}_3 / 2 + \rho \dot{v}_3^2 / 4$, где E, ρ -- об'ємний модуль пружності та густина рідини відповідно; p_2, p_{23}, p_3 -- тиски на кінцях трубопроводу і посередині нього; v_2, v_3 -- швидкості протікання рідини по кінцях трубопроводу; l, f, ρ -- довжина, площа поперечного перерізу, коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу; $F_{\kappa\lambda}, \zeta_{\kappa\lambda}$ -- площа проходного перерізу та коефіцієнт гідравлічного опору клапана. В перерізі, де знаходиться акумулятор, потік рідини розділяється: одна частина потоку із швидкістю v_4 перетікає в акумулятор, друга частина із швидкістю v_5 перетікає в циліндр.

Вважаючи процес зміни тиску в акумуляторі адіабатичним, при нерухомому поршні, дістаємо: $v_4 = V_{\text{АО}} p_{\text{АО}}^{0.71} p_3 / (1.4 F_4 p_3^{1.71})$; $v_5 = F_5 l p_3 / (F_3 E)$, де $V_{\text{АО}}, p_{\text{АО}}$ -- початкові значення об'єму повітря в акумуляторі і тиску в ньому. У випадку рухомого поршня замість останнього рівняння слід написати: $v_5 = F_5 (l_5 + x) p_3 / (F_3 E) + F_5 \dot{x} / F_3$ і рівняння руху плунжера - $m \ddot{x} - p_3 F_5 + G = 0$, де F_5 -- площа поперечного перерізу плунжера; l_5 -- початкове його зміщення; m -- зведена маса.

Більший інтерес становить випадок з рухомих поршнем. Виявилось, що величина оптимального тиску зарядки акумулятора, при якій амплітудні тиски будуть найменшими, повинна дорівнювати подвоєному статичному тискові. Вияснено вплив об'єму акумулятора та мережного тиску.

Зниження піків тиску при пуску системи

Характерною особливістю гідросистем з гасосно - акумуляторним приводом є піки тиску в робочих циліндрах, які появляються слідом за відкриттям управляючих клапанів. З метою зменшення піків тиску запропоновано новий спосіб управління пуском, зехищення

авторським свідотством на винахід. Суть способу полягає в наступному: спочатку подається тиск, рівний половині тиску насосно-аккумуляторної станції (НАС), потім, через півперіоду власних коливань, подається повний тиск НАС. При такому способі управління коливання тиску практично зникають. Якщо період вільних коливань мала величина, "відслідкувати" яку важко, то повний тиск можна подати через проміжок часу, кратний півперіодові. В цьому випадку коливання не зникають, але максимальне значення тиску значно менше, ніж при звичайном прикладанні повного тиску НАС.

Розрахунки, які ілюструють застосування описаного способу управління, виконані для плунжерної системи підйому з двома джерелами тиску (один на повний тиск НАС - p_A , другий на - $0,5p_A$) і двома клапанами, що їх підключають. Рівняння, що описують процеси в системі, зведені до безрозмірного вигляду, розв'язання виконане без врахування і з врахуванням часу відкривання і закривання клапанів. Одержані результати дозволяють знижувати тиски при пуску, виконувати пуск при повністю відкритих клапанах, що приводить до зменшення часу пуску і збільшення продуктивності.

Про розрахунок насосної установки та запобігання кавітації

Насосні установки гідросистем металургічних машин містять бак з маслом, встановлений на висоті H , всмоктувальний трубопровід довжиною L і діаметром d , який з'єднує бак з насосом, і різні пристрої контролю та управління - засувки, вентилі. Розрахунок насосної установки вимагає розв'язання однієї з двох задач: перша - треба визначити абсолютний тиск перед входом в насос при відомих розмірах трубопроводу, висоті встановлення бака і подачі насоса; друга - дано мінімально допустимий тиск всмоктування і треба визначити одну із наступних величин - висоту H , подачу насоса Q , діаметр трубопроводу d . При розв'язанні цих задач використовуються рівняння Бернуллі для початкового та кінцевого перерізу

всмоктувального трубопроводу: $P_{\Sigma} = P_{\Pi} + P_{T.P.} + P_{M.}$, де P_{Σ} - тиск біля бака, P_{Π} - тиск біля насоса, $P_{T.P.}$ - втрати тиску на перемагання тертя по довжині трубопроводу, $P_{M.}$ - втрати тиску на місцевих опорах.

Особливістю роботи насосних установок багатьох металургійних машин є режим переключення з меншої подачі на більшу, часто з нульової на проміжну, а потім з неї на максимальну. В таких випадках слідом за переключенням з меншої подачі на більшу відбувається зміна витрат рідини у всмоктувальному трубопроводі, що викликає необхідність перемагання, крім місцевих втрат і втрат на тертя ще з інерційних втрат. Останні значно більші від інших.

У відомих роботах і на практиці інерційні втрати звичайно не враховуються, що призводить до появи кавітаційних явищ у смоктувальному трубопроводі. Практика експлуатації гідросистем металургійних машин показує, що якраз всмоктувальні трубопроводи насосів найчастіше піддаються кавітаційним руйнуванням.

Розроблені зручні номограми для визначення втрат тиску по довжині трубопроводу (для подач від 100 літрів за хвилину до 2000 л/хв.), втрат тиску на місцевих опорах (вхід в трубу, коліно, засувка, вентиль, захисна сітка), інерційних втрат (вважається, що подача змінюється за 0,1с. на величину, що дорівнює половині номінальної подачі). Для забезпечення безкавітаційного режиму всмоктування необхідно мати деякий запас по тиску. Розроблена номограма для визначення граничного тиску виникнення кавітації. Використовуючи згадані номограми слід визначити тиск біля насоса, потім порівняти його з граничним тиском кавітації і при необхідності змінити в'язкість масла.

Демультиплікатор тиску

Скидання тиску з робочих циліндрів після виконання технологічної операції типове для більшості гідросистем. Злив рідини здійснюється через стандартні зливні клапани або розподільники.

або через спеціальні нестандартні розвантажувальні клапани. Перед скиданням перепад тиску на клапані високий, тому при відкритті клапана має місце швидке витікання рідини, яке супроводиться підвищеним зносом клапанного пристрою. Наприклад, в пресі для випробування труб високим тиском знос цей особливо великий, оскільки зливна рідина має окалину.

Розроблений нами пристрій - демультиплікатор тиску (рис. 6) - служить для плавного скидання тиску до заданої величини за заданий час, забезпечення працездатності розвантажувальних пристроїв. Математичний опис роботи демультиплікатора в безрозмірних параметрах вдалося звести до одного диференціального рівняння другого порядку відносно переміщення поршня демультиплікатора та одного диференціального рівняння першого порядку відносно тиску в робочому циліндрі. Змінюючи значення коефіцієнта гідравлічного опору дроселя демультиплікатора, можна підібрати потрібний час падіння тиску в робочому циліндрі до заданої величини. Отримані результати дозволяють застосувати демультиплікатор для всіх випадків плавного скидання тиску.

Розгалужена система управління

Розрахунок та аналіз протікання неусталених процесів в складних гідросистемах з розгалуженими системами управління становлять значні труднощі в зв'язку з великою кількістю параметрів та нелінійностями, притаманними гідроприводу. Ці труднощі зростають, коли декілька виконавчих органів працюють узгоджено в часі.

Як приклад розглянута гідросистема вертикального прошивного гідравлічного преса для прошивки трубної заготовки (рис. 7, повернути). Під час підйому траверс T_1 і T_2 вимагається узгодження їх швидкостей пересування для уникнення співударення. Спочатку розрахункова схема була іншою: вважалося, що тиск у вузлі А дорівнює тискові НАС, а у вузлі В - тискові зливного бака. Це дозволяло

демультиплікатор

робочий циліндр

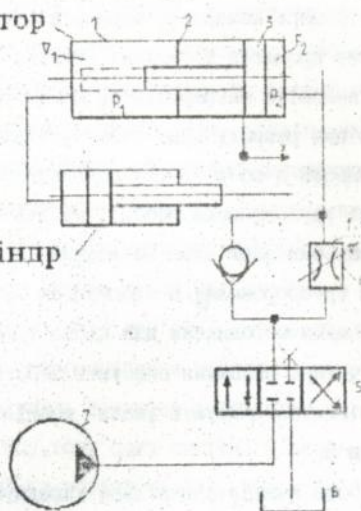


Рис. 6. Розрахункова схема демультиплікатора

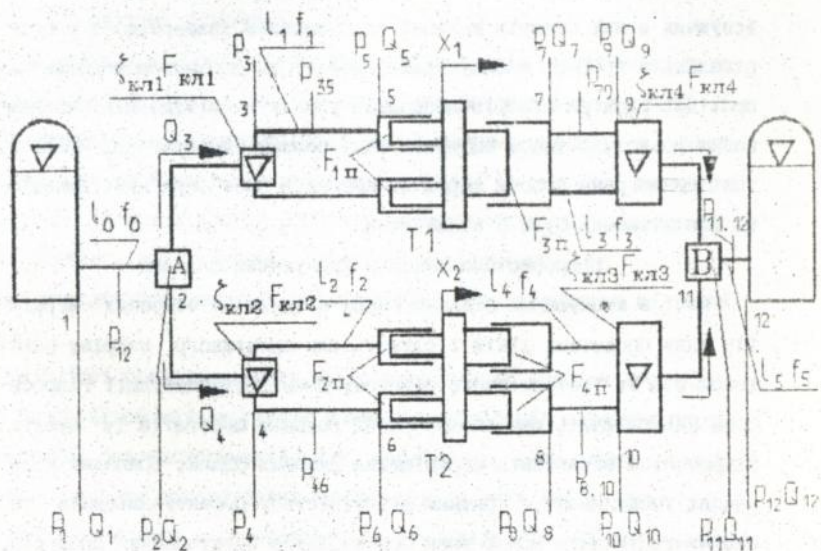


Рис. 7. Розрахункова схема

розглядати рух траверс незалежно один від одного, що полегшувало математичний опис процесів в системі. Однак, спостерігалось розходження у порівнянні з експериментом по частотам коливань тисків. У зв'язку з цим розрахункову схему ускладнили, і протікання неусталених процесів в обох лініях розглядалось одночасно. В розрахунковій схемі трубопроводи розбиті на дві частини у відповідності з методикою, описаною вище. Це дозволяє описати неусталені процеси в шести трубопроводах з допомогою 24 диференціальних рівнянь (за відомими методиками для цього треба було б від 36 до 72 рівнянь). Ше чотири рівняння описують перетікання рідини через клапани і два рівняння описують умови розділення (злиття) потоків в вузлах А и В.

Результати розв'язання задовільно узгоджуються з експериментом. Дослідження переміщень траверс з допомогою побудованої моделі показали, що при проектних розмірах управляючих клапанів та існуючих в них отворів можливі співударяння траверс, що і спостерігалось в процесі експлуатації. Вибрані за допомогою моделювання прохідні розміри отворів дозволили уникнути співударянь. Моделювання дозволило також вибирати такі режими експлуатації преса і такі циклограми роботи керуючих клапанів преса, при яких динамічні навантаження були б найменшими.

Гідросистеми печей з крокувчими балками

Печі з крокувчими балками (ПКБ) є одним из основних агрегатів ряду прокатних ліній і служать для проміжного нагріву заготовок або їх ізотермічного відпуску. Досвід експлуатації гідросистем ПКБ свідчить про неоднократні поломки агрегатів та вузлів гідросистем механізмів переміщення рухомих балок, тривалих коливаннях тиску. Цьому є причини: відсутність у проектувальників та експлуатаційників ясної уяви про характер неусталених процесів, що відбуваються в гідросистемах ПКБ, і тих динамічних наванта-

жень, які їх супроводжують. В основі проектних припущень лежать розрахунки статичного характеру, а неусталені процеси, що викликаються спрацюванням керуючої апаратури або змінюю технологічного навантаження, не беруться до уваги. Тому дослідження неусталених процесів в гідросистемах ПКБ, визначення динамічних навантажень в них є важливою складовою частиною розв'язання загальної проблеми удосконалення гідромеханізмів металургійних машин.

Система рівнянь, що описує динамічні процеси в гідросистемі підйому рухомих балок включає дев'ять диференціальних рівнянь першого порядку, одно диференціальне рівняння другого порядку і п'ять алгебраїчних рівнянь. Механізм горизонтального переміщення балок - поршневого типу, тому одна система рівнянь описує процеси у поршневій порожнині та трубопроводах, з нею зв'язаних, друга - у штоковій порожнині та лінії (всього 19 диференціальних рівнянь першого порядку, одно диференціальне рівняння другого порядку і два алгебраїчних рівняння).

Моделювання роботи гідросистем підйому та горизонтального переміщення рухомих балок при проектних режимах експлуатації і при пропонованих нами варіантах зміни системи управління, самої гідросхеми та механізмів переміщення балок дозволило виявити причини ненормальностей в роботі та запропонувати рекомендації, які усувають або знижують динамічні навантаження (за результатами моделювання одержано чотири авторських свідоцтва на винаходи).

В роботі приділено увагу експериментальним методам дослідження гідросистем металургійних машин. Удосконалення останніх часто неможливе без експериментальних досліджень: вони дають можливість прийняти обґрунтовані припущення, за ними аналізується робота гідросистеми і встановлюється відповідність її проектним припущенням, з ними порівнюються результати теоретичних дослід-

жень.

На основі численних експериментальних досліджень гідросистем металургійних машин визначений той необхідний мінімальний набір параметрів, який дозволяє обґрунтовано судити про роботу гідросистеми. До цього набору входять: тиски в гідросистемі (як правило, слід вимірювати та реєструвати тиск джерела живлення або тиск в нагнітальному колекторі; тиск до і після гідравличного розподільника; тиск в поршневій і штоковій порожнинах виконавчого механізму; тиск в зливній магістралі); переміщення виконавчого органу; переміщення управляючих клапанів; моменти спрацювання управляючої та контрольної апаратури.

Дани практичні обґрунтування вибору перелічених параметрів. По кожному з них описані різні типи датчиків та дано рекомендації щодо їх вибору, місця установки і застосування. Дано рекомендації щодо вибору реєструючої та підсилюючої апаратури. Наведені приклади експериментальних досліджень гідросистеми вертикального прошивного гідравличного преса та гідросистеми печі з крокуючими балками.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ ПО ДИСЕРТАЦІЇ

1. Визначення тисків та витрат у трубопроводі в точній постановці вимагає розв'язання хвильових рівнянь при різних граничних умовах.

Запропонован для гідромеханічних або електромеханічних систем з розподіленою масою прийом складання розрахункової схеми, який не вимагає застосування "продовжувачих" рівнянь. Характерна особливість прийому полягає в тому, що початок координат розміщається завжди в тому перерізі трубопроводу, де знаходиться джерело зрушення, а додатний напрям осі співпадає з напрямом руху прямої

хвилі. Прийом дозволяє на всіх етапах розв'язань легко прослідкувати відповідність між динамічними явищами та їх математичним описом, а також установити якісну картину зміни тисків і витрат у всіх перерізах в будь-який момент часу.

2. Запропоновано прийом наближеного врахування сил інерції рідини в трубопроводах, в основі якого лежить розбивка трубопроводу на дві ділянки і припущення, що рідина в межах кожної ділянки рухається з одним і тим же прискоренням. Таке припущення значно спрощує математичний опис неусталених процесів в трубопроводі.

Визначено помилки пропонованого наближення та залежність їх від довжини трубопроводу. Оскільки довжини трубопроводів гідромеханізмів металургійних машин порядку не більше 20 - 30 м, то помилка у визначенні тисків при пропонованому наближенні не перевищує 10 - 15%.

3. Якщо час збурення співмірний з подвоєним значенням сталої часу трубки, то слід рахуватися з хвилювими процесами, що відбуваються в трубопроводі. Якщо ж час збурення на порядок більший від сталої трубки, то хвилювими процесами можна знехтувати. Зокрема, якщо час збурення більший за сталу трубки в п'ять разів, то тиск, визначений з врахуванням хвилювих процесів, що відбуваються в трубі, буде відрізнятись від діяного тиску не більше, ніж на 10%. У застосуванні до задачі про адекватність показів датчика тиску на довгій трубі це дає можливість заздалегідь вибрати таку довжину трубки, щоб уникнути помилок у вимірваннях.

4. Наявність розчиненого в рідині повітря приводить до зниження тиску біля мембрани. Дуже короткі імпульси, хоч і великі по амплітуді (в 10 - 15 разів більші, ніж номінальний тиск), не викликають збільшення тиску біля мембрани.

5. Оптимальний тиск зарядки акумулятора дорівнює подвоєному

статичному тискові. В цьому випадку амплітуди і значення тиску виявляються найменшими. Вияснено вплив параметрів системи на максимум виникаючого тиску - чим менший об'єм акумулятора і чим більший тиск в мережі, тим більше амплітудне значення тиску.

6. Управлячий нагнітальний клапан слід установлювати посередині нагнітального трубопроводу або ближче до джерела тиску. Оправдується довжина трубопроводу від джерела тиску до нагнітального клапана порядку одного метра і більше.

Зливний клапан слід установлювати так, щоб довжина трубопроводу від циліндра до зливного клапана була на порядок більша, ніж довжина трубопроводу від зливного клапана до зливного бака, тобто зливний клапан слід ставити поблизу зливного бака.

7. Запропоновано новий спосіб регулювання швидкості переміщення поперечини в "замкнутій" гідромеханічній системі з насосно - акумуляторним приводом: при зміщенні навантаження від осі, наприклад, вліво, слід вводити дросель у праву вітку.

Наявність витоків у поєднанні з несиметричним опором віток в "замкнутій" гідромеханічній системі з насосно - акумуляторним або насосним приводом призводить до посилення динамічних навантажень.

8. Різномасштабне включення насосів у багатонасосному приводі сприяє згладжуванню динамічних явищ у системі і рівномірне поступовій зміні сумарної подачі насосів. Це дає підставу рекомендувати включення насосів із зсувом у часі на 0,15 - 0,2 с. одного відносно другого.

Перший та другий насоси по ходу протікання рідини в нагнітальному колекторі при пуску і усталеному русі найбільш навантажені, тому їх слід вибирати з більшим запасом по тиску, ніж інші.

9. Детально розглянуто перебіг динамічних явищ у зливному трубопроводі. З'ясовано, що зміна об'єму рідини після перетікання

її через клапан мала і нею можна у розрахунковій практиці нехтувати. Це дозволяє спростити розрахункову схему.

10. Запропоновано спосіб (захисений а. с. на винахід) управління пуском системи з насосно - акумуляторним приводом. Згідно з запропонованим способом до системи спочатку підключається джерело, тиск якого дорівнює половині тиску НАС, потім підключається друге джерело з повним тиском НАС, а перше джерело відключається. Амплітудні значення тисків при цьому знижуються у порівнянні з пуском системи за традиційною схемою - с одним джерелом тиску.

11. Якщо насос насосної установки працює в режимі переключення подачі з меншої величини на більшу, то слід враховувати втрати тиску на перемагання інерції рідини. Ці втрати можуть бути на порядок більші, ніж інші втрати тиску. Нехтування ними може привести до появи кавітаційних явищ у всмоктувальному трубопроводі. Побудовані номограми для визначення різного виду втрат тиску. Запропоновано номограму для визначення можливості виникнення кавітаційних явищ у всмоктувальному трубопроводі та дано рекомендації по їх усуненню.

12. Запропоновано пристрій, що дозволяє плавно зменшувати тиск в системі до заданої величини за заданий час. Такий пристрій - демультиплікатор тиску - може знайти застосування в пресах для випробування труб тиском, в проливних і кувальних пресах, в гідросистемах, в яких вимагається контрольоване скидання тиску. Дані рекомендації по вибору параметрів демультиплікатора.

13. Розглянута нова задача ідентифікації технологічного зусилля за тиском в гідроциліндрі. Звернено увагу на те, що тиск в цилиндрі є реакцією системи і за величиною відповідає технологічному зусиллю лиш при малих швидкостях зміни останнього.

14. З метою усунення або зменшення динамічних навантажень в гідросистемах печей з крокувальними балками рекомендується:

по гідросистемі підйому:

а) для печі важкого типу відділити насоси, що працюють на підйом, від насосів, що працюють на горизонтальне переміщення; б) вилучити один з двох зворотних клапанів, які стоять між насосом та розподільником; в) виключити гальмування рухомих балок перед підхоплюванням заготовок; г) забезпечити поступову або ступінчасту зміну подачі насосів при пуску на початку підйому і в його кінці; д) конструктивно забезпечити поступове підхоплювання заготовок шляхом перекосу рухомих балок відносно нерухомих (а. с. 1765217); е) з метою гашення коливань установити демпфіруючий циліндр паралельно циліндрові підйому (а. с. 1740929, 1740930); ж) з метою виключення гідродударів в кінці ходу вгору, в момент початку руху вниз і в кінці ходу вниз в лінії підйому встановити дросель із слідкуючим управлінням (типу ДВП - 25/32) або електрогідравлічний підсилювач (типу УЗГ. С); з) з метою виключення гідродударів у момент початку опускання балок управляти гідросистемою підйому у відповідності із способом по а. с. 1788412.

по гідросистемі горизонтального переміщення:

а) вилучити підпірний клапан у штоковій лінії; б) забезпечити ступінчасту або поступову зміну подачі при пуску на початку і в кінці ходу вперед и назад; в) забезпечити підживлювання порожнин гідроциліндра горизонтального переміщення балок; г) управляти гідрозамками не за тиском, а відкривати їх при ході вперед і назад примусово або вилучити їх; д) установити в поршневій і штоковій лініях гідроциліндра горизонтального переміщення запобіжні клапани, настроєні на тиск 3,5-4,0 МПа.

15. Дано рекомендації щодо вибору основних параметрів гідросистем, осцилографування яких може дати в достатній мірі уяву про роботу гідросистеми і характер перебігу в ній неусталених процесів. Одержані в результаті осцилографування параметри можуть слу-

жити основов для зіставлення проєктних циклограм з дійсними, для аналізу роботи гідросистеми, для розрахунків на міцність та прийняття обґрунтованих припущень при теоретичних дослідженнях.

16. Приводяться різні типи датчиків тиску, переміщення і швидкості виконавчого органу, моментів спрацювання управляючих електромагнітів; дано рекомендації щодо їх вибору, місця установки в гідросистему, підключення у вимірвальні ланцюги.

Дано рекомендації щодо вибору підсилювчої та реєструвчої апаратури.

Основний зміст дисертації опубліковано в працях:

1. Модернизация пресса высадки концов труб / Злобинский В. Е., Цехнович Л. И., Литвинова И. С. и др. // Тез. докл. Респуб. науч. - техн. конф. - Днепропетровск, 1977. - С. 94

2. Расчет пневмогидравлического аккумулятора для гашения гидроударов в трубопроводе / Злобинский В. Е., Литвинова И. С., Харлан Б. А. и др. // Тез. докл. Респуб. науч. - техн. конф. - Днепропетровск, 1977. - С. 93

3. Цехнович Л. И., Злобинский В. Е. Неустановившиеся волновые процессы в длинном трубопроводе при различных граничных условиях // Всесоюз. съезд по ТММ. Тез. докл. - Алма-Ата, 1977. - С. 125

4. Дубовой Г. И., Злобинский В. Е., Литвинова И. С. Математическая модель прошивного гидравлического пресса // Металлургия и коксохимия. - 1979. - №0. - С. 104 - 107

5. Исследование работы гидравлического пресса для прошивки трубной заготовки / Бабенко Л. В., Злобинский В. Е., Лагутин Б. Н. и др. // Металлургия и коксохимия. Респ. межвед. науч. - техн. сб. - Киев, 1979. - №0. - С. 47 - 52

6. Выбор рациональных параметров системы управления мощным прошивным гидравлическим прессом / Цехнович Л. И., Злобинский В. Е.,

Бабенко Л. В. и др. // Повышение надежности и долговечности машин и приборов: Тез. докл. Всесоюз. конф. - Куйбышев, 1981, - С. 14

7. Злобинский В. Е., Бабенко Л. В. Экспериментальное исследование гидравлического пресса для прошивки трубной заготовки // Динамика и прочность тяжелых машин. - 1982. - №6. - С. 35 - 41

8. О рациональном месте расположения управляющего клапана / Цехнович Л. И., Злобинский В. Е., Бабенко Л. В. и др. // Вестник машиностроения. - 1982. - №9. - С. 30 - 34

9. Теоретические и экспериментальные исследования неустановившихся процессов в гидросистеме мощного прошивного пресса / Цехнович Л. И., Злобинский В. Е., Литвинова И. С. и др. // 2 Всесоюз. совещание по ГММ: Тез. докл. - Одесса, 1982. - С. 91

10. Повышение надежности и долговечности деталей мощного прошивного пресса / Бабенко Л. В., Даниленко В. Г., Злобинский В. Е. и др. // Пути повышения надежности и ресурса систем машин: Тез. докл. Уральской зональной конф. - Свердловск, 1983. - С. 54

11. Исследование переходных процессов в электромеханической системе с массивной упругой связью / Злобинский В. Е., Харман Б. А., Цехнович Л. И. // Динамика и прочность тяжелых машин: Вопросы математического моделирования. - Днепропетровск: ДГУ, 1983. - С. 54 - 60

12. Злобинский В. Е., Литвинова И. С., Цехнович Л. И. Неустановившиеся волновые процессы в длинном трубопроводе при различных граничных условиях // Пневматика и гидравлика: Приводы и системы управления. - М., 1984. - Вып. 11. - С. 23 - 31

13. Злобинский В. Е., Бабенко Л. В., Даниленко В. Г. Модернизация системы управления контропорой мощного прошивного пресса 10 МН. - 1984. - 15с. - Деп. в Технологии и организации пр-ва, N 2185 УК - 84

14. Цехнович Л. И., Злобинский В. Е. Критерии возможности возникновения свободных колебаний в гидросистеме. - 1985. - 12с. - Деп. в УКРИНТИ 25. 11. 85, N 2611

15. Анализ движения исполнительных органов двух согласованно работающих гидромеханических систем / Бабенко Л. В., Злобинский В. Е., Литвинова И. С. и др. - 11с. - Деп. в УКРНИНТИ 06.08.85, N 1714 - УК - 85
16. Динамические процессы в сложной гидросистеме с двумя согласованно работающими исполнительными органами / Бабенко Л. В., Злобинский В. Е., Литвинова И. С. и др. // Динамика и прочность тяжелых машин: Вопросы математического моделирования. - Днепропетровск: ДГУ, 1986. - С. 44 - 50
17. Исследование неустановившихся процессов в приводе трубообразывного станка / Бабенко Л. В., Злобинский В. Е., Литвинова И. С. и др. // Динамика и прочность тяжелых машин: Вопросы математического моделирования. - Днепропетровск: ДГУ, 1986. - С. 67 - 70
18. Цехнович Л. И., Злобинский В. Е. О приближенной постановке задач динамики жидкости в трубопроводе // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - К., 1987. - Вып. 23. - С. 68 - 72
19. Злобинский В. Е., Цехнович Л. И., Литвинова И. С. Модернизация гидросистемы перемещения подвижных балок нагревательной печи // Теория и практика тепловой работы металлургических печей: Республ. науч.-техн. конф. Тез. докл. - Днепропетровск, 1988. - С. 58
20. Злобинский В. Е., Харлан Б. А., Цехнович Л. И. Выбор параметров гидросистемы многонасосного привода с помощью математического моделирования // Математическое моделирование в инженерной практике: Тез. докл. зонал. науч.-техн. конф. - Ижевск, 1988. - С. 35
21. Исследование динамических процессов в гидросистеме печи с шагающими балками / Злобинский В. Е., Бабенко Л. В., Злобинский Л. В. и др. - 1988. - 12с. - Деп. в УКРНИНТИ 16.06.88, N1536 - УК88
22. Математическое моделирование неустановившихся процессов в гидросистеме подъема ПШБ / Злобинский В. Е., Бабенко Л. В., Кляч-

- ко Л. Е. и др. // Математическое моделирование в инженерной практике: Тез. докл. зонал. науч.-техн. конф. - Ижевск, 1988. - С. 35
23. Экспериментальное исследование работы гидромеханического привода шагающего пода / Злобинский В. Е., Бабенко Л. В., Злобинский Л. В. и др. - 1988. - 13с. - Деп. в УкрНИИТИ 21. 03. 88, №686 - Укр88
24. Исследование неустановившихся процессов в гидросистеме печи с шагающим подом / Злобинский В. Е., Цехнович Л. И., Литвинова И. С. и др. // Применение ЭВМ в научных исследованиях и разработках: Тез. докл. второго Всесоюз. совещания. - Днепропетровск, 1989. - С. 37
25. Заявка 4868002/29 от 21. 09. 90г. Гидравлическая система. Положит. реш. от 28. 06. 91г. с грифом "П" / Фридман К. Е., Злобинский В. Е., Злобинский Л. В.
26. Злобинский В. Е., Литвинова И. С., Фридман К. Е. Повышение эксплуатационной надежности гидромеханического пресса 800т // Тез. докл. Респ. науч.-техн. конф. - Краматорск, 1990. - С. 63
27. Математическое моделирование динамических процессов в гидросистеме ковочного пресса // Злобинский В. Е., Цехнович Л. И., Литвинова И. С. и др. // Тез. докл. Всесоюз. конф. по математическому и машинному моделированию. - Воронеж, 1991. - С. 66
28. Злобинский В. Е., Цехнович Л. И. Моделирование неустановившихся процессов в присоединительной трубке мембранного датчика давления // Тез. докл. Всесоюз. конф. по математическому и машинному моделированию. - Воронеж, 1991. - С. 47
29. Злобинский В. Е., Цехнович Л. И., Харлан Б. А. Математическая модель демультипликатора // Тез. докл. Всесоюз. конф. по математическому и машинному моделированию. - Воронеж, 1991. - С. 65
30. Фридман К. Е., Злобинский В. Е. Численное моделирование динамических нагрузок в гидросистеме с насосно-аккумуляторным при-

- водом с двумя уровнями давления // Тез. докл. IV Всероссийской школы молодых ученых. - Красноярск, 1992. - С. 104
31. Злобинский Л. В., Фридман К. Е., Злобинский В. Е. Численное моделирование неустойчивых процессов в сложной замкнутой гидросистеме с насосным и насосно - аккумуляторным приводом // Тез. докл. IV Всероссийской школы молодых ученых. - Красноярск, 1992. - С. 67 - 68
32. А. с. N 1810222 СССР, МКИ³ В30 В15 / 16. Система управления прессом / К. Е. Фридман, Э. В. Пржепурко, А. В. Энольский, В. Е. Злобинский (СССР). N 4932094 / 27; Заявл. 29. 04. 91; Опубл. 23. 04. 93. Бюл. N 15
33. Инерционные потери во всасывающем трубопроводе насосной установки / Злобинский В. Е., Цехнович Л. И., Харман Б. А. // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 1993. - N3. - С. 53
34. Цехнович Л. И., Злобинский В. Е. Динамические нагрузки в гидросистемах металлургических машин // Тез. докл. I Международ. конф. "Численные методы в гидравлике и гидродинамике". - Донецк, 1994. - С. 57
35. Исследования неустойчивых процессов в гидросистемах металлургических машин / Цехнович Л. И., Злобинский В. Е., Литвинова И. С. и др. // Тез. докл. Тез. докл. I Международ. конф. "Численные методы в гидравлике и гидродинамике". - Донецк, 1994. - С. 57
36. Злобинский В. Е. Влияние параметров системы на показания датчика давления на длинной трубке. - 1995. - 7с. - Деп. в НИИТЭХИМ 16. 02. 95, N 21-хп95
37. Злобинский В. Е. Влияние параметров системы на протекание динамических процессов в системе с компенсатором давления. - 1995. - 9с. - Деп. в НИИТЭХИМ 16. 02. 95, N 22-хп95
38. Злобинский В. Е. Расчет кинематических параметров запорного клапана гидромеханизма раздачи труб. - 1995. - 9с. - Деп. в НИИТЭХИМ

16. 02. 95, N23-хп95

39. Злобинский В. Е. Влияние параметров системы на динамические процессы в сливном трубопроводе. - 1995. -9с. -Деп. ВНИИТЭХИМ 16. 02. 95, N24-хп95

40. Злобинский В. Е. Определение параметров, обеспечивающих быстрый сброс давления в системе с демультитпликатором. - 1995. -9с. -Деп. ВНИИТЭХИМ 16. 02. 95, N25-хп95

41. А. с. N1740930 СССР, МКИ³ В30 В15 / 16. Механизм подъема и опускания шагающих балок / Злобинский В. Е., Суровцев В. С., Злобинский Л. В. и др.

42. А. с. № 1740929 СССР, МКИ³ В30 В15 / 16. Механизм подъема шагающих балок / Злобинский В. Е., Суровцев В. С., Грубеляс В. В. и др.

43. А. с. № 1788412 СССР, МКИ³ В30. Способ управления гидросистемой механизма вертикального перемещения шагающих балок нагревательных печей / Злобинский В. Е., Злобинский Л. В., Цапко В. К. и др.

44. А. с. № 1765217 СССР, МКИ³ В 30. Подвесное подъемно - качающееся устройство для перемещения изделий в нагревательных печах / Бабенко Л. В., Злобинский В. Е., Суровцев В. С. и др.

Аннотация

Злобинский Виталий Ефимович

Совершенствование гидромеханических систем металлургических машин путем снижения динамических нагрузок на основе анализа и исследования неустановившихся процессов

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05. 16. 08 - "Машины и агрегаты металлургического производства", Государственная металлургическая академия Украины; Днепропетровск, 1995

Защищается 20 статей, 18 тезисов и шесть авторских свидетельств, в которых изложены научно - обоснованные технические и технологические решения по совершенствованию гидромеханических

систем металлургических машин путем снижения динамических нагрузок в них на основе анализа и исследования неустановившихся процессов, реализация которых вносит соответствующий вклад в научно - технический прогресс в этой области.

Поставлены и решены новые задачи: о месте расположения управляющего клапана; об оптимальной зарядке и выборе параметров компенсатора гидроударов; о давлениях и расходах в "замкнутой" гидромеханической системе с насосным приводом или насосно - аккумуляторной станцией; о выборе параметров всасывающего трубопровода насосной установки; о новом способе управления пуском системы с насосно - аккумуляторной станцией; о многонасосном приводе; о динамических нагрузках в гидросистемах печей с шагающими балками и др. Предложен вариант учета сил инерции жидкости в трубопроводах, при котором требуется меньше уравнений для описания процессов, протекающих в трубопроводах; предложен вариант построения расчетных схем гидромеханических систем с длинными трубопроводами и электромеханических систем с распределенной массой.

На основе теоретических исследований даны соответствующие практические рекомендации по снижению динамических нагрузок или их устранению. Результаты исследований внедрены в производство.

Ключевые слова: совершенствование, гидросистемы металлургических машин, динамические нагрузки, неустановившиеся процессы, исследования, анализ, практические рекомендации.

A B S T R A C T

Zlobinsky Vitali Yefimovich

Upgrading of Hydromechanical System of Metallurgical Machines by Reduction of Dynamic Loads on the Basis of an Analysis and Investigation of Non - Steady -State

Dissertation for the academic degree of Doctor of Engineering Sciences, speciality 05.16.08 - "Machines and Units for Metallurgical Industry", the State Metallurgical Academy of the Ukraine, Dnepropetrovsk, 1995.

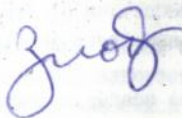
20 scientific papers, 18 abstracts and six Inventor's Certificates have been presented which deal with scientifically

substantiated engineering and technological solutions for the upgrading of hydromechanical systems of metallurgical machines by reduction of dynamic loads therein on the basis of an analysis and investigation of non - steady - state processes whose practical implementation makes an adequate contribution to the scientific and technological progress in this field.

The following new problems have been formulated and solved: advantageous pilot valve positioning; optimal charging and selection of parameters of hydraulic shock absorbers; pressures and flow rates in a "closed - circuit" hydromechanical system with a pumping drive or a pumping^o - and - storage station; selection of parameters for suction pipeline of pumping unit; a new method for controlling the start of a system with a pumping - and - storage station; multipump drive; dynamic loads in hydraulic systems of walking beam furnaces, etc. An alternative method has been proposed to account for the effect of inertia forces of a liquid in pipelines, which requires fewer equations to describe the processes which occur in pipelines; an alternative method has been proposed for the construction of design schemes for hydromechanical system with long pipelines and electromechanical systems with a distributed mass.

On the basis theoretical investigations appropriate recommendations have been given in order to reduce or eliminate dynamic loads. The results of the research have been commercialized in the industry.

Key words: upgrading, hydraulic systems of metallurgical machines, dynamic loads, non - steady state processes, investigations, analysis, practical recommendations.



АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск В. К. Цапко

Підписано до друку 29.11.94. Формат 60x84/16. Папір друкарський. Офсетний друк. Умови друк. арк. 2,0. Умови фарб.-відб. 2,0. Тираж 40. Замовлення N 670. Замовлене. Видавничо-поліграфічне орендне підприємство "Дніпро" ВПОП "Дніпро", 320070, м. Дніпропетровськ, вул. Серова, 7.

AB 34.204