

пристроями системи. Надалі планується проведення тестових фізичних експериментів із зміною режимів роботи системи та додатковим керуванням контуром охолодження рідини.

Список літератури

1. Бочаров В. П. Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки / В. П. Бочаров, М. М. Глазков, Г. Й. Зайончковський, Т. В. Тарасенко, В. А. Трофімов. – К. : «НАУ-друк», 2011. – 472 с.
2. Губарев А.П. Причинно-следственная модель объектов гидропневмоавтоматики – особенности и свойства. – К.: НТУУ «КПИ», 1999.-107с.

УДК 621.22

Ганпанцурова О.С., доц., к.т.н., Губарев О.П., проф., д.т.н., Грішненко В.Ю., студ.
«КПІ ім. Ігоря Сікорського», м. Київ

СТАБІЛІЗАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ В ЦИКЛОВОМУ ГІДРОПРИВОДІ

Предметом досліджень є зміна температури робочої рідини в цикловому гідроприводі. Дослідження спрямовані на встановлення закономірностей змін температури рідини під час роботи гідроприводу.

Проаналізовано взаємний вплив температури рідини і параметрів роботи гідроприводу та підходи щодо його врахування [1-3]. В роботі виконано модельні експерименти з досліджень змін температури робочої рідини в залежності від змін циклограми роботи системи. Показано, що алгоритм моделювання повинен враховувати підведену потужність, зовнішнє навантаження, початкову температуру рідини, циклограму та тривалість режимів роботи гідроприводу. Встановлено, що процеси теплообміну є більш інерційними, ніж вплив режиму або навантаження на потужність теплового потоку. Підтверджено можливість визначення часу стабілізації температури та стабілізованого значення температури за результатами моделювання. Отримано залежності впливу амплітуди та частоти коливань середньої потужності системи для різних режимів експлуатації на зміни температури рідини.

Запропоновано перейти до врахування усередненої потужності на кожному такті роботи системи. За припущенням відведена від насосного агрегату потужність N_p розподіляється на три основних складові – на виконання корисної роботи N_A , на подолання гідравлічних опорів N_{Hyd} , на надлишкову витрату насосного агрегату $N_{\Delta Q}$:

$$N_p = N_A + N_{Hyd} + N_{\Delta Q} = p_p \cdot Q_p = F_{ext} \cdot Q_A / S_{ef} + \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + p_p \cdot (Q_p - Q_A), \quad (1)$$

де p_p - тиск на вході системи, Q_p - витрата насосного агрегату, F_{ext} - усереднене на такті навантаження, Q_A - споживана витрата, S_{ef} - ефективна площа циліндру, $\Delta p_{l,\zeta}$ - сумарні втрати тиску при русі споживаної витрати рідини.

Другий та третій доданки потужності (1) не виходять за межі системи гідроприводу і майже повністю перетворюються в тепловий потік, що надходить до робочої рідини і елементів системи. Оскільки вхідна потужність, за припущенням, є незмінною, то зменшення зовнішнього навантаження та швидкості вихідної ланки Q_A / S_{ef} призводить до зростання потужності теплового потоку N_{heat} :

$$p_p \cdot Q_p = const = F_{ext} \cdot Q_A / S_{ef} + \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + p_p (Q_p - Q_A), \quad (2)$$

$$p_p \cdot Q_p - F_{ext} \cdot Q_A / S_{ef} = \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + p_p (Q_p - Q_A) = N_{heat}. \quad (3)$$

Відповідно до (3) повне споживання витрати виконавчими пристроями призведе до виразу (4), згідно з яким потужність теплового потоку матиме лінійну залежність від

сумарних втрат тиску, які, у свою чергу, залежатимуть від температури робочої рідини та геометрії каналів і налаштувань апаратів:

$$p_p \cdot Q_p - F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} = \Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_p = N_{\text{heat}}. \quad (4)$$

Повне споживання тиску насосного агрегату призведе до залежності:

$$p_p \cdot Q_p - p_p \cdot Q_A = \Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_A + p_p (1 - \Delta \tilde{Q}) Q_p = N_{\text{heat}}. \quad (5)$$

У порівнянні з (4) тепловий потік втрачає залежність від навантаження, а температурний вплив на потужність слабшає відповідно до відносної частки надлишкової витрати $\Delta \tilde{Q}$. Зауважимо, що потужність теплового потоку, що надходить до рідини, є миттєвою енергетичною характеристикою, а значення температури рідини є інтегральним показником щодо цієї потужності.

Додана кількість теплоти θ_i за проміжків часу, що дорівнює такту роботи системи, дозволить перейти від розподілу потужності за тактами до розподілу позитивної складової теплової енергії в циклограмі:

$$\begin{cases} F_{\text{max}} : \theta_i = [\Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_A + p_p (1 - \Delta \tilde{Q}) Q_p] \cdot T_{\text{takt}} \\ (Q_A / S_{\text{ef}})_{\text{max}} : \theta_i = [\Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_p] \cdot T_{\text{takt}} \end{cases}. \quad (6)$$

Залежності (2) – (5) вказують на можливість миттєвої зміни потужності доданого теплового потоку завдяки двом складовим: N_{Hyd} , що є залежною від змін гідравлічного опору при вмиканні/вимиканні регулюючої апаратури, N_A , що визначається зовнішнім навантаженням.

На першому етапі програма модельних експериментів передбачала дослідження процесу стабілізації температури робочої рідини під час роботи системи в незмінному режимі (рис. 1а). Експеримент було повторено для різних початкових значень температури робочої рідини в діапазоні від 15 до 30 °C.

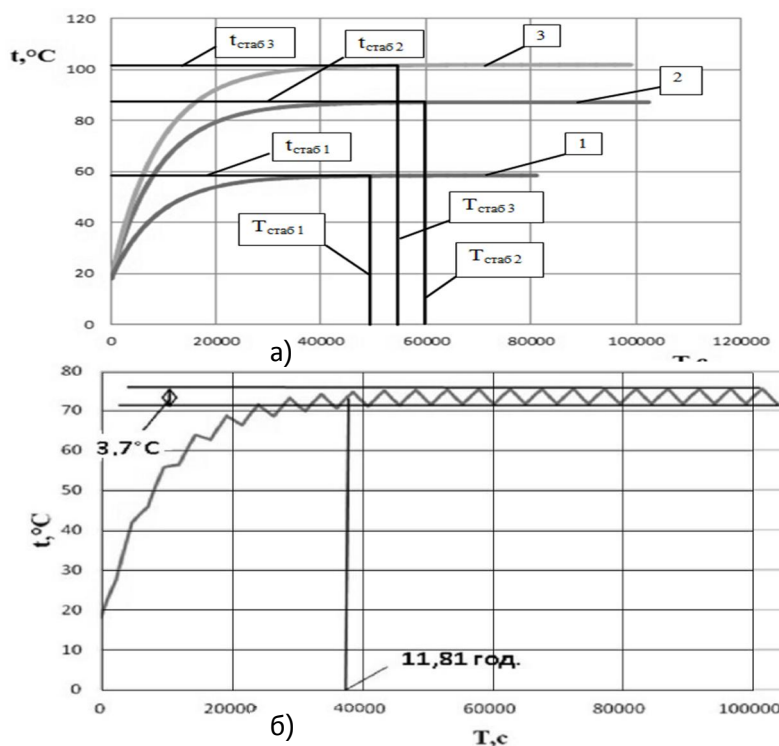


Рис.1. Результати експериментів для циклового гідроприводу: а) залежність температури робочої рідини від часу роботи системи для трьох режимів; б) залежність температури рідини від часу роботи системи при чергуванні 1-го та 3-го режимів з інтервалом 40 хвилин

Зауважимо, що потужність насосних нерегульованих агрегатів, як правило, складає від одиниць до десятків кВт. Відповідно до (6) зміни потужності теплового потоку входять в добуток разом з часом такту. При відносно невисокому середньому значенні потужності за циклограмою, завдяки її нерівномірності, на окремих тактах потужність теплового потоку може мати надвеликі значення і її вплив на температуру рідини необхідно враховувати разом з тривалістю такту та початковим значенням температури рідини.

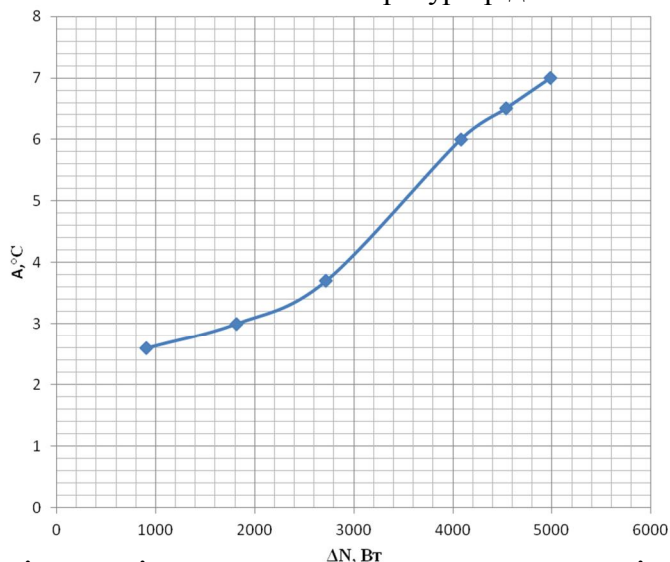


Рис.2. Залежність амплітуди установившихся коливань температури рідини для тестової системи, що працює за двома режимами з рівними інтервалами часу від різниці середніх за циклограмою значень потужності

На другому етапі було проведено модельні експерименти для режимів з різними значеннями середньої за цикл потужності. Встановлено, що амплітуда коливань температури може бути оцінена за кутом нахилу лінійних ланок функцій стабілізації для цих режимів (рис. 1а) та терміном роботи систем у кожному режимі і залежить від різниці середньо-циклових значень потужності (рис. 2).

Результати модельних експериментів підтверджено фізичними тестовими експериментами на системі з двома гідроциліндрами, змінними рівнями навантаження та циклограмою, тривалістю 11 секунд. Відхилення результатів фізичних і модельних експериментів по поточним значенням температури не перевищує 12°C , по часу стабілізації – до 20%, по значенню стабілізованої температури не перевищує 6°C .

Висновки. Встановлено, що при періодичній зміні режимів роботи гідроприводу, які відрізняються середньо-цикловою потужністю, система виходить на установившіся коливання значень температури. Амплітуда коливань температури має нелінійну залежність від різниці потужностей і залежить від часу перебування системи у кожному з режимів. Запропонований алгоритм спрощеного розрахунку може бути використано для розробки циклограм упереджувача підключення та відключення теплообмінних апаратів на основі розрахунку швидкості змін температури, початкового значення температури та тривалості наступного режиму роботи гідроприводу.

Список літератури

1. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Неміровський, Л. Г. Козлов. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 273 с.
2. Аврунин Г.А., Грицай І.В. Кириченко І.Г, Мороз І.І., Щербак О.В. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учебное пособие. – Харьков: ХНАДУ, 2008. 412 с.
3. Лурье З. Я. Уравнение состояния и физико-механические характеристики рабочей жидкости при моделировании переходных процессов в гидроприводе / З. Я. Лурье, И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // «Промышленная гидравлика и пневматика». – 2013. – №3(41). – С. 49–58.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М., «Энергия», 1977, 344с.