

УДК 621.22

Л.Г. КОЗЛОВ, С.М. ЛОЗОВСЬКИЙ

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

СПЕЦІАЛІЗОВАНА САПР ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОПРИВОДІВ**З НЕЗАЛЕЖНИМ ВІД НАВАНТАЖЕННЯ РОЗПОДІЛОМ ПОТОКУ**

Анотація. На основі нелінійної математичної моделі та програмних засобів MATLAB Simulink, Delphi, КОМПАС V10 та запропонованого алгоритму, створено САПР, яка дозволяє автоматизувати процес визначення динамічних характеристик гідроприводу, з подальшою побудовою 3D-моделі гідророзподільника і випуском технічної документації для виготовлення його деталей.

Ключові слова: САПР (система автоматизованого проектування), гідропривід, гідророзподільник

Аннотация. На основе нелинейной математической модели и программных средств MATLAB Simulink, Delphi, КОМПАС V10 и предложенного алгоритма, создана САПР, которая позволяет автоматизировать процесс определения динамических характеристик гидропривода, с последующей постройкой 3D-модели гидрораспределителя и выпуском технической документации для изготовления его деталей.

Ключевые слова: САПР (система автоматизированного проектирования), гидропривод, гидрораспределитель

Abstract. Based on nonlinear mathematical model and software MATLAB Simulink, Delphi, KOMPAS V10 and the offered algorithm, it is created by CAD, which allows to automate process of definition of dynamic characteristics of a hydrodrive, with the continued construction of 3D-models proportional hydraulic valve and release of engineering specifications for manufacturing of his details.

Keywords: CAD (Computer-Aided Design), hydrodrive, proportional hydraulic valve.

Вступ

Одними з основних показників якості роботи машин з гідроприводом є динамічні характеристики. В процесі проектування машини необхідно забезпечити такі сполучення конструктивних елементів, при яких будуть задовольнятися вимоги до динамічних характеристик [1, 2].

Визначення динамічних характеристик в гідроприводі пов'язане з математичним моделюванням протікаючих робочих процесів, які описуються системою нелінійних диференціальних рівнянь. Під час проектування необхідно неодноразове розв'язання рівнянь математичної моделі при різних початкових значеннях змінних стану та різних сполученнях конструктивних параметрів з метою забезпечення необхідних характеристик, що пов'язано із значним об'ємом обчислюваних та конструкторських робіт.

Метою роботи є

вдосконалення методики проектування гідророзподільників для гідроприводів з незалежним від навантаження розподілом потоків.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Розробити розрахункову схему гідропривода з незалежним від навантаження розподілом потоків.
2. На основі розрахункової схеми, створити математичну модель.
3. Розробити програмний комплекс на основі вдосконаленого алгоритму, за допомогою Delphi 7.0, Matlab GUI – середовищ програмування.
4. Провести дослідження робочих процесів в даному гідроприводі.
5. Створити методику проектування гідророзподільників для гідроприводів з незалежним від навантаження розподілом потоків.

Розв'язання задач

Трудомісткість розробки нових гідроприводів може бути суттєво знижена при використанні спеціалізованих САПР, що в значній мірі автоматизують процеси дослідження робочих процесів гідроприводів та конструювання гідроагрегатів.

На кафедрі ТАМ ВНТУ створена спеціалізована САПР, яка дозволяє створювати 3D-моделі гідроагрегатів для нового покоління гідроприводів з незалежним від навантаження розподілом потоків. Алгоритм та особливості побудови САПР розглянуті на прикладі розробки 3D-моделі гідроагрегата при необхідності забезпечення вимог по часу регулювання в гідроприводі.

Розробка САПР базується на нелінійній моделі гідропривода з незалежним від навантаження розподілом потоку, розробленого у ВНТУ [3].

На рис. 1 представлена розрахункова схема гідропривода, розроблена у ВНТУ. Схема включає в себе насос 1, дроселі 2 та 3, гідроциліндр 4, гідромотор 5, регулятори 6 та 7.

Представлена схема гідропривода працює наступним чином.

Витрата Q_N від насоса 1 подається в гідролінію нагнітання 10 та розділяється на 2 частини витрати (Q_1 та Q_2) пропорційні величинам площ f_1 та f_2 дроселів 2 та 3, визначаючи швидкість V_1 поршня гідроциліндра 4 та кутову швидкість ω вала гідромотора 5. Витрата Q_1 поступає через робоче вікно F_1 регулятора 6 до циліндра 4, визначаючи швидкість руху V_1 його поршня. На вході в гідроциліндр 4 та гідромотор 5 встановлюється тиск p_C та p_M пропорційно навантаженням T_{nav} та M_{nav} , що діють на вал

гідромотора відповідно. Одночасно потік робочої рідини гідролінії керування під тиском p_2 поступає до регулятора 7, на золотник 9 якого також діє робоча рідина під тиском p_N , що поступає з лінії нагнітання 10. Золотник 8 регулятора 6 і золотник 9 регулятора 7, що знаходяться під дією тисків p_1 , p_2 , p_N та пружин 13 та 14 відповідно будуть підтримувати на дроселях постійний перепад тиску $\Delta p_{dp1} = p_N - p_1$ та $\Delta p_{dp2} = p_N - p_2$, що не залежить від величин навантаження T_{nav} та M_{nav} , а відповідно величини витрати Q_1 та Q_2 , що поступають до гідроциліндра 4 та гідромотора 5 не будуть залежати від величини навантаження T_{nav} та M_{nav} . Змінюючи величину площ f_1 та f_2 дроселів 2 та 3 можна пропорційно змінювати величину витрат Q_1 та Q_2 . В тому випадку коли $Q_1 + Q_2 > Q_N$, то регулятор 7 закривається і вся витрата Q_N насоса 1 буде поступати в лінію нагнітання 15 і далі через дроселі 2, 3 та регулятор 6 до гідроциліндра 4 та гідромотора 5. При цьому вікно F_2 через який живиться більш навантажений робочий орган повністю відкривається, а вікно F_1 регулятора 6, через який живиться менш навантажений гідроциліндр 4 частково закривається і створюються умови при яких витрати Q_1 та Q_2 , що поступають до гідроциліндра 4 та гідромотора 5 не залежать від величин навантаження T_{nav} та M_{nav} на гідроциліндрі 4 та гідромоторі 5, а тільки від величин f_1 та f_2 площ дроселів 2 та 3.

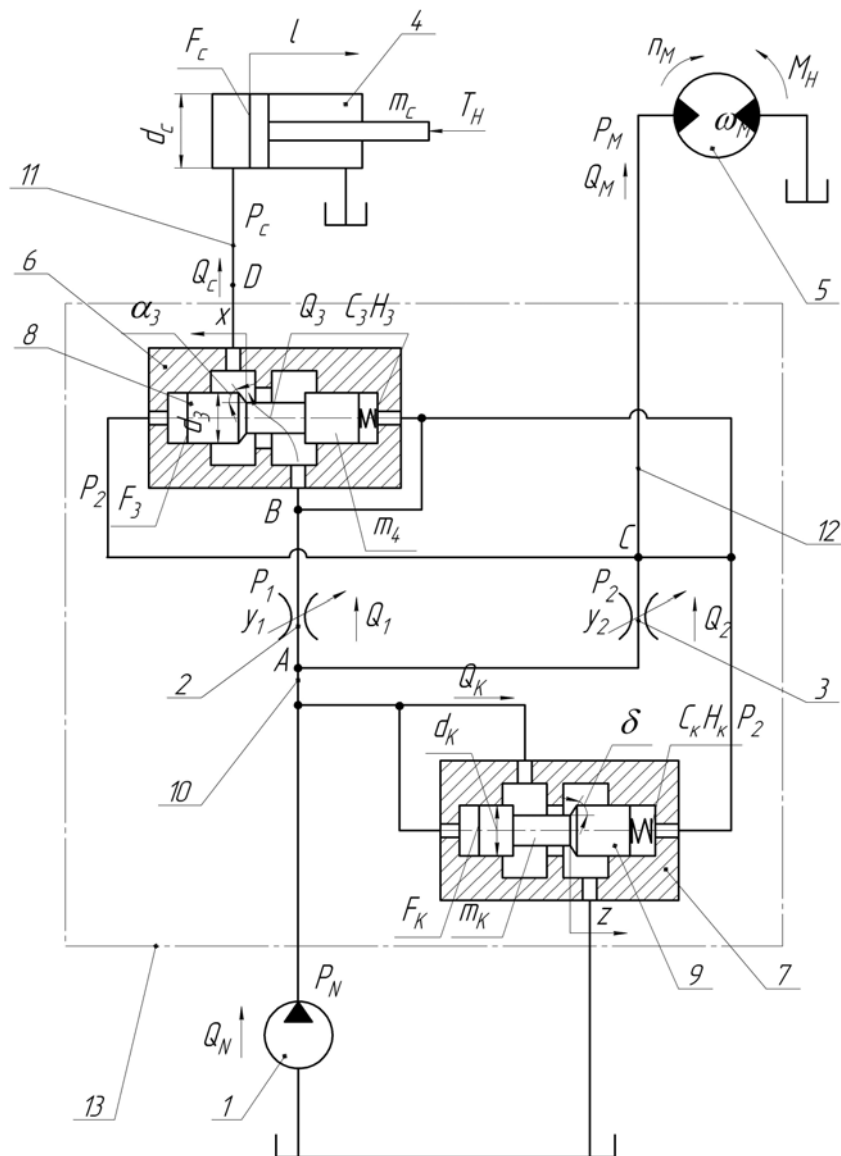


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідропривода

Головною перевагою такого гідропривода є те, що він забезпечує точне регулювання та підтримання постійними по величині незалежно від навантаження потоків робочої рідини до гідродвигунів, за рахунок застосування регулюючих елементів. Внаслідок цього забезпечується суміщення рухів виконавчих механізмів[4-6].

Математична модель гідропривода включає в себе рівняння нерозривності потоків для гідроліній між насосом 1, дроселем 2 та регулятором 6, між регулятором 6 та гідроциліндром 4, між насосом 1, дроселем 3 та гідромотором 5, між насосом 1 та клапаном 7, а також рівняння сил, що діють на золотник 8, 9 та поршень гідроциліндра 4.

Рівняння математичної моделі складені за наступними припущеннями та спрощеннями: температура робочої рідини прийнята постійною, хвильові процеси не враховувались, режими роботи безкавітаційні, втрати тиску в гідролініях не враховувались, сили сухого тертя для золотника регулятора та для золотника регулятора не враховувались, перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндрів, переливного клапана та регуляторів не враховувались [7,8].

Математична модель записана у формі Коші, має такий вигляд:

$$b_K \frac{dz}{dt} = P_N \cdot F_K - P_2 \cdot F_K - C_K(H_K + z) - T_K \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt} \quad (1)$$

$$b_3 \frac{dx}{dt} = P_1 \cdot F_3 - P_2 \cdot F_3 + C_3(H_3 - x) - T_3 \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt} \quad (2)$$

$$m_C \frac{d^2l}{dt^2} = P_C \cdot F_C - b_C \frac{dl}{dt} - T_H - T_C \cdot \text{sign} \frac{dl}{dt} \quad (3)$$

$$J_M \frac{d\omega_M}{dt} = \frac{P_M \cdot q_M}{2\pi} - M_H - b_M \omega_M - M_{\text{mep}} \cdot \text{sign} \omega_M \quad (4)$$

$$Q_N = \mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot \sin \delta \cdot \sqrt{\frac{2P_N}{\rho}} + \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |P_N - P_1|}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_N - P_1) + \\ + \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |P_N - P_2|}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_N - P_2) + W_A \cdot \beta \frac{dP_N}{dt} \quad (5)$$

$$Q_1 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |P_N - P_C|}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_N - P_C) + W_B \cdot \beta \frac{dP_1}{dt} \quad (6)$$

$$Q_2 = W_C \cdot \beta \frac{dP_2}{dt} \quad (7)$$

$$Q_3 = \frac{dl}{dt} \cdot F_C + W_D \cdot \beta \frac{dP_C}{dt} \quad (8)$$

де Q_N – величина витрат насосу, Q_1 – величина витрат дроселя 2, Q_3 – величина витрат регулятора 6, P_N – тиск в лінії нагнітання, P_C – тиск в гідроциліндрі 4, P_M – тиск на вході в гідромотор 5, P_1 – тиск на виході з дроселя 2, P_2 – тиск на виході з дроселя 3, W_A , W_B , W_D – об'єм рідини в гідролініях 10, 11 та 12, d_K – діаметр золотника регулятора 7, d_3 – діаметр золотника регулятора 6, d_C – діаметр поршня гідроциліндра, m_C – маса поршня гідроциліндра 4, m_K – маса золотника 9, F_K – площа робочого вікна регулятора 7, F_3 – площа робочого вікна регулятора 6, F_C – площа безштокової порожнини гідроциліндра 4, f_1 – площа відкриття робочого вікна дроселя 2, f_2 – площа відкриття робочого вікна дроселя 3, z – координата переміщення кромки золотника регулятора 7, x – координата переміщення кромки золотника регулятора 6, l – координата переміщення штока гідроцилінтра 4, ρ – густина робочої рідини, μ – коефіцієнт витрат, C_K – жорсткість пружини регулятора 7, C_3 – жорсткість пружини регулятора 6, δ – кут нахилу робочої кромки золотника 9, α_3 – кут нахилу робочої кромки золотника 8, β – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідинної суміші та гумометалевих рукавів, H_K – початкове стиснення пружини 13, H_3 – початкове стиснення пружини 14, T_H – навантаження на штоці гідроциліндра 4, M_H – навантаження на валу гідромотора 5, b_C – коефіцієнт в'язкого демпфування штока гідроциліндра 4, b_M – коефіцієнт в'язкого демпфування вала гідромотора 5, q_M – робочий об'єм гідромотора 5, ω_M – кутова швидкість гідромотора 5, J_M – момент інерції гідромотора 5.

Рівняння математичної моделі розв'язується за таких початкових умов:

$p_N(0) = 150 \cdot 10^5$ Н/м²; $p_1(0) = 138 \cdot 10^5$ Н/м²; $p_2(0) = 140 \cdot 10^5$ Н/м²; $p_C(0) = 80 \cdot 10^5$ Н/м²; $p_M(0) = 140 \cdot 10^5$ Н/м²; $x(0) = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м; $z(0) = 0$; $l(0) = 0$.

Основні конструктивні параметри гідроприводу та діапазони їх зміни:

$Q_N = 2 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $d_3 = 20 \cdot 10^{-3}$ м; $d_K = 27 \cdot 10^{-3}$ м; $d_C = 50 \cdot 10^{-3}$ м; $C_K = 30 \cdot 10^2$ Н/м; $C_3 = 30 \cdot 10^2$ Н/м; $H_3 = 15 \cdot 10^{-3}$ м; $H_K = 0,19 \cdot 10^{-3}$ м; $f_1 = 4 \cdot 10^{-6}$ м²; $f_3 = 15 \cdot 10^{-6}$ м²; $m_C = 50$ кг; $\rho = 900$ кг/м³; $\beta = 10^{-9}$ м²/Н; $\omega = 62,8$ с⁻¹; $q_M = 65 \cdot 10^{-6}$ м³; $T_{nav} = 500$ кН та $M_{nav} = 50$ кН – які моделюють ступінчасту зміну навантаження. Перехідний процес моделювався миттєвою зміною величини f_1 площі відкриття робочого вікна дроселя 2.

Обробку математичної моделі виконано за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink. Simulink – інтерактивний інструмент для моделювання, імітації і аналізу динамічних систем, що є додатком до пакету MATLAB і повністю інтегрований з ним [9]. Він дає можливість будувати графічні блок-діаграми, імітувати динамічні системи, досліджувати працездатність систем. Основна блок-схема розв'язання системи рівнянь показана на рис. 2.

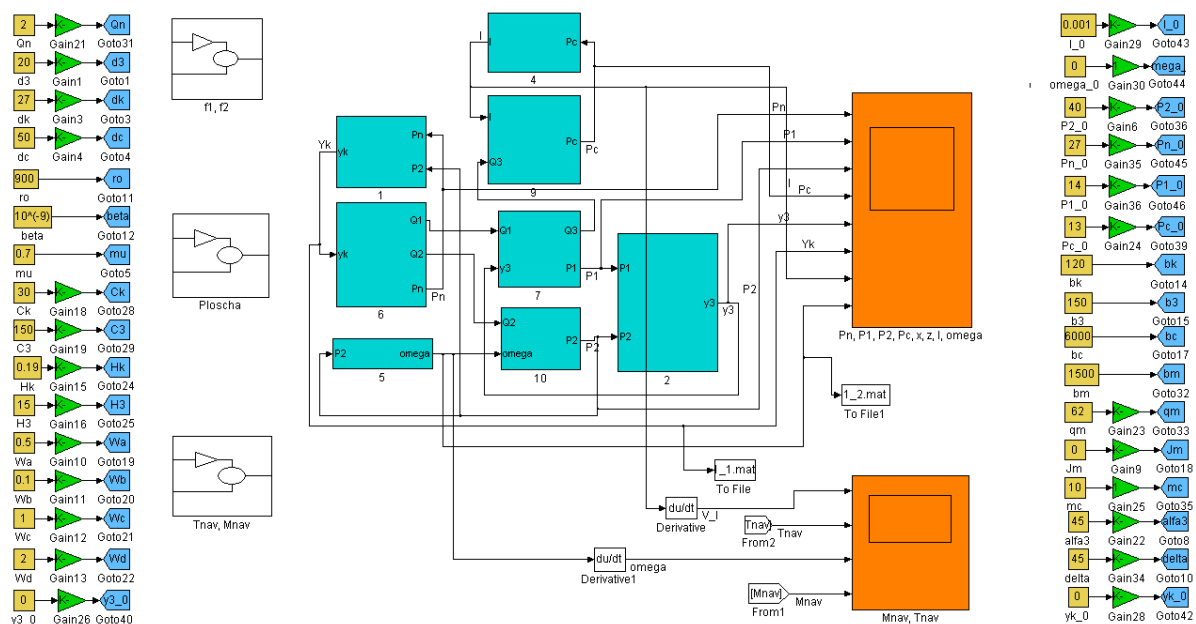


Рисунок 2 – Блок-схема розв'язання системи рівнянь

Розроблена САПР забезпечує виконання розрахунку часу перехідного процесу в гідроприводі, розрахунок залежності часу регулювання T_p від діаметра клапану d_K , динамічний вибір та узгодження зі стандартним рядом діаметра клапану d_K , а також створення технічної документації в автоматичному режимі [10].

Алгоритм роботи САПР, який представлено на рис. 3, розроблений на основі CAD – системи КОМПАС-3D V10, а також програмних середовищ MATLAB Simulink та Delphi 7.0.

За допомогою вбудованого у MATLAB редактора графічних інтерфейсів Graphical User Interface (GUI), було виконано графічну обробку розрахованих результатів роботи програмного засобу (ПЗ) «SAPR». [11,12]

Після заповнення полів вводу початкових даних, відбувається розрахунок та побудова графіка перехідного процесу.

Скрипт «SAPR» записано у вигляді файлу SAPR.m, що запускається командою «SAPR», у режимі командного рядка MATLAB.

Після виконання розрахунків на екрані з'явиться «вікно результатів» (рис. 4 (а, б, в)).

У цьому вікні можна побачити всю інформацію, щодо проведених розрахунків, а саме:

- 1) загальний вигляд та абсолютні координати точки, яка визначає час перехідного процесу в гідроприводі;
- 2) загальний вигляд залежності часу регулювання від діаметра клапану;

- 3) формування 3D-моделі гідророзподільника по розрахованим значенням конструктивних параметрів;
- 4) формування технічної документації гідророзподільника.

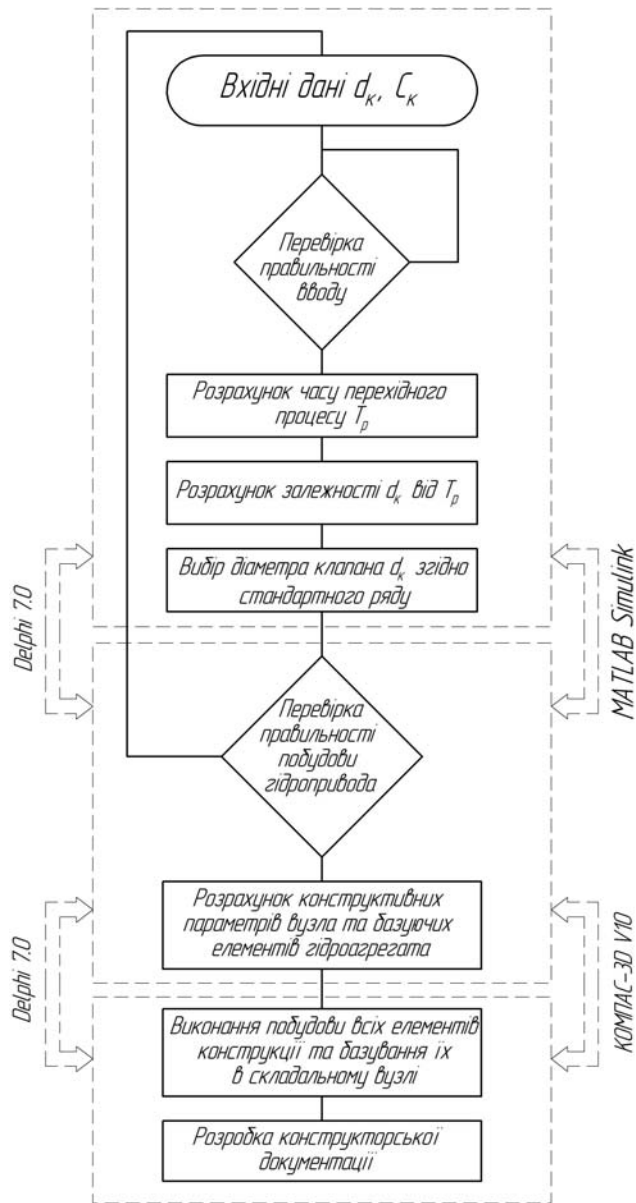
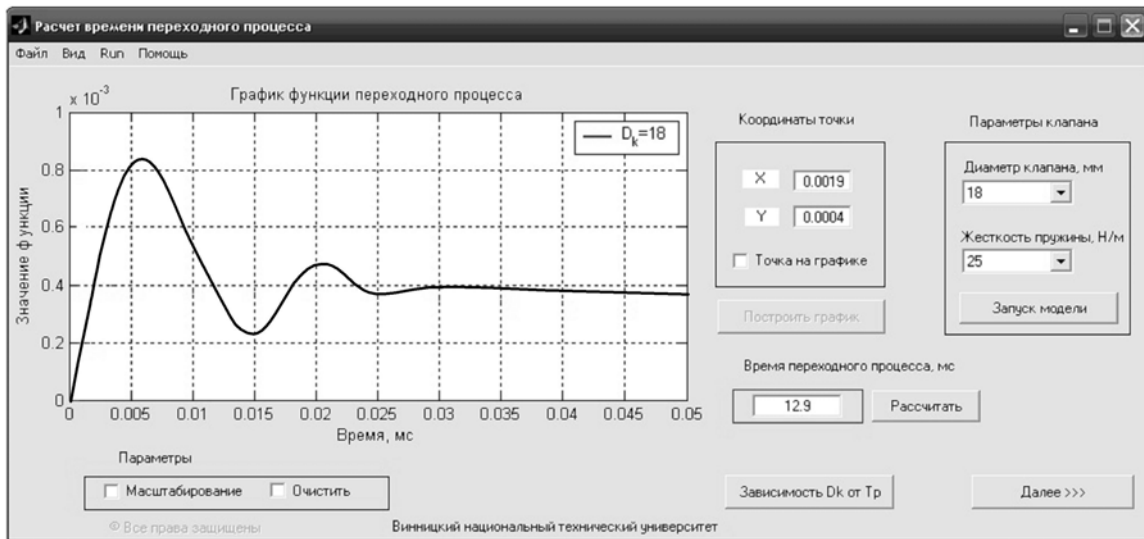


Рисунок 3 – Алгоритм роботи САІР

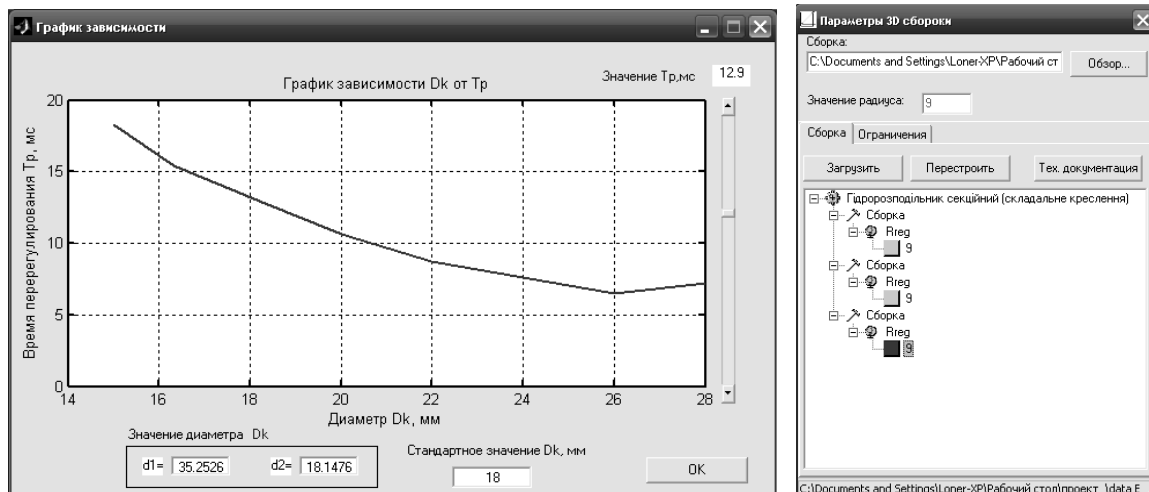
На (рис. 4 а) показано графік часу перехідного процесу в гідроприводі. Реалізація розрахунку часу перехідного процесу в MATLAB (GUI), представлена скріптом:

```

...
for i=4:1:533
    x=(abs(Date.ans(2,i+1)-Date.ans(2,i))/Date.ans(2,i)*100)
    if x>5
        ind=i;
        set(handles.hEd,'String',num2str(x,3));
        set(handles.chPoint,'Enable','on');
        set(handles.hEdX,'String',num2str(Date.ans(1,i)));
        set(handles.hEdY,'String',num2str(Date.ans(2,i)));
        set(handles.pbBuild,'Enable','off');
    end
end
  
```



а)



б)

в)

Рисунок 4 – Результати виконання програми: а) розрахунок часу перехідного процесу; б) вибір та узгодження зі стандартним рядом діаметра клапана d_K , в) розрахунок конструктивних параметрів та базуючих елементів вузла;

В даному скрипті реалізований метод «трубки входу», тобто абсолютне значення останньої точки порівнюється з попереднім, якщо відхилення становить менше $\pm 5\%$, цикл буде повторюватись поки це значення не перевищить відхилення, в іншому випадку програма знаходить точку яка і буде відповідати значенню перехідного процесу.

Створення в автоматичному режимі вибору та узгодження зі стандартним рядом діаметра клапана d_K , представленого на (рис.4 б)), реалізовано за допомогою скрипта:

```

...
global x y diskrim
global v
global x1 x2
a=0.082451;
b=-4.4029;
c=65.648-v;
dickrim=b^2-4*a*c;
if dickrim>0
x1=((-1)*b)+sqrt(dickrim)/(2*a);

```

```

    x2=(((-1)*b)-sqrt(dickrim))/(2*a);
else
    x1=(((-1)*b)+sqrt(dickrim))/(2*a);
    x2=x1;
end
if v<=6.50
    x1=0;
    x2=0;
end
x3=round(x2);
set(handles.hEd1,'String',x1);
set(handles.hEd2,'String',x2);
set(handles.hEdRound,'String',x3);
...

```

Динамічний режим роботи даного скрипта забезпечується тим, що обробка події покладена на функцію «**function figure1_WindowButtonMotionFcn(hObject, eventdata, handles)**».

Як результат роботи ПЗ «SAPR», на (рис. 5) подана конструкція переливної секції гідророзподільника. Переливна секція містить корпус 1, в якому розміщений клапан 2, голка 3, втулка 4, демпфери 4 та 5, пробки 6-12, пружини 13 та 14, ущільнення 15.

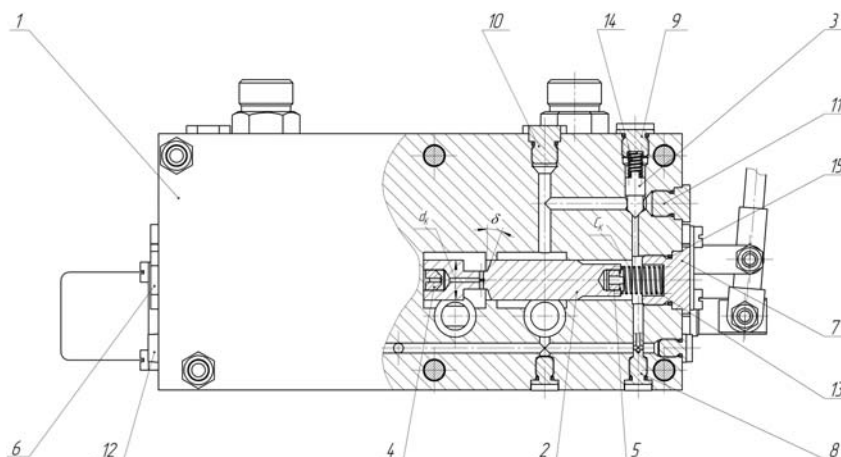


Рисунок 5 – Конструкція переливної секції гідророзподільника

Висновки

Таким чином на основі нелінійної математичної моделі та програмних засобів MATLAB Simulink, Delphi, КОМПАС V10 та запропонованого алгоритму, вдосконалено методику дослідження характеристик та проектування гідророзподільників на основі спеціалізованої САПР, яка дозволяє автоматизувати процес визначення динамічних характеристик гідроприводу, з подальшою побудовою 3D-моделі гідророзподільника і випуском технічної документації для виготовлення його деталей.

Список використаної літератури

1. Beitrag E. Load-sensing Steuerung: Anwendungen und Ausbaustufen // Der Konstrukteur. – 1988. – №5 – s. 60-64.
2. Козлов Л.Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LS регулюванням: дис. на здобуття наук. ступ. канд. наук: 26.04.2000. – Вінниця, 2000. – 320с.
3. Буренников Ю.А., Козлов Л.Г. Пропорциональный распределитель для гидросистемы, чувствительной к нагрузке // Весник НТУУ „КПІ”: Машиностроение. – Київ, 2002. – Вып. 42, Т.2 – с. 37–39.
4. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура/ В.А. Бондар /Ред. журн. – Суммы, 2003. – 5 с. Рус. – Деп. в ГНТБ Украины 16.02.95; № 362 – Ук95.
5. Modeling and parameter estimation for hydraulic system of excavator's arm/ HE Qing-hua, HAO Peng, ZHANG Da-qing// J. Cent. South Univ. Technol – China, 2008. – № 15. – P. 382-386.
6. Л.Г. Козлов, С.Л. Козлов, С.М. Лозовський Гідропривод з пропорційним регулюванням швидкості паралельно підключених гідроциліндрів // Вісник Хмельницького національного університету. – №3. В. 2010. – С.38-43.

7. Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов Элементы гидропривода (Справочник).– Киев, «Техніка», 1977.– 320с.
8. В.К. Свешников, А.А. Усов Станочные гидроприводы: Справочник.– М.: Машиностроение, 1982.–464с.
9. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений. – Диалог-МИФИ, 2003.
10. Ю.А. Буренников, Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський Оптимізація системи управління гідророзподільником з електрогідравлічним регулюванням // Вісник ВПІ.– №6. –2005. – с.225–229.
11. Петров О.В. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника: дис. на здобуття наук. ступ. канд. наук: 22.06.10. – Вінниця, 2010. – 219с.
12. Ермачкова Ю.А. Проектирование интерфейса в среде GUIDE MATLAB / Ю.А. Ермачкова // Современные информационные технологии в экономике, управлении и образовании. Сборник материалов межвузовской научно-практической конференции, посвященной 175 – летию потребительской кооперации России и 5 – летию филиала. – М.: Информационно-внедренческий центр «Маркетинг», 2006. – С. 35-37.

Відомості про авторів

Козлов Леонід Геннадійович – к.т.н., доцент, декан факультету технології автоматизації та комп'ютеризації машинобудування Вінницького національного технічного університету.

Лозовський Сергій Миколайович – аспірант кафедри технології та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету.