

Синтез на електрохидравлична система за управление на дебита при промяна на налягането посредством аксиално-бутална помпа тип A10VSO

Илчо Ангелов, Никола Станчев

Synthesis of the electrohydraulic control system of the flow rate as the pressure changes, by axial-piston pump type A10VSO. The article represents a technical solution for the expansion of hydraulic systems with installed variable axial piston pumps by embedding electro-proportional control with displacement control in closed loop.

Key words: *Electro Hydraulic System, Simulation Model, Synthesis and Analysis, Variable Axial Piston pumps*

ВЪВЕДЕНИЕ

При автоматизацията на много процеси в промишлеността, транспорта и авиацията широко се използват хидравличните и електрохидравличните следящи системи. С развитието на това направление са се обособили три основни типа затворени системи за регулиране, съответно на позиция, скорост и сила, като в последните години все по-широко приложение намират електрохидравличните системи с обемно регулиране на тези параметри. В този случай се избягва основният недостатък на системите с дроселно регулиране, а именно относително големите загуби на енергия [2].

В настоящата работа е предложено решение за обемно регулиране на работните параметри в дадена хидравлична система с регулируема помпа, чрез въвеждането на блок за управление с обратни връзки по дебит и налягане, при което е синтезирана система с възможност за управление и регулиране на дебита при промяна на външното натоварване.

1. КОМПАНОВКА НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНАТА СХЕМА

На база на предложеното решение е синтезирана електрохидравлична схема на система за регулиране по дебит и налягане, показана на Фиг.1. Системата е изградена като отворена хидравлична система за задвижване, състояща се от хидравличен резервоар, на който са монтирани ел. мотор М и куплираната към него аксиално-бутална регулируема помпа П. За база е подбрана стандартно произвеждана бутална помпа с регулатор по налягане и по дебит DFR1, като допълнително към регулатора е монтиран в паралел трипътен разпределител с електропропорционално управление и вградена вътрешна обратна връзка.

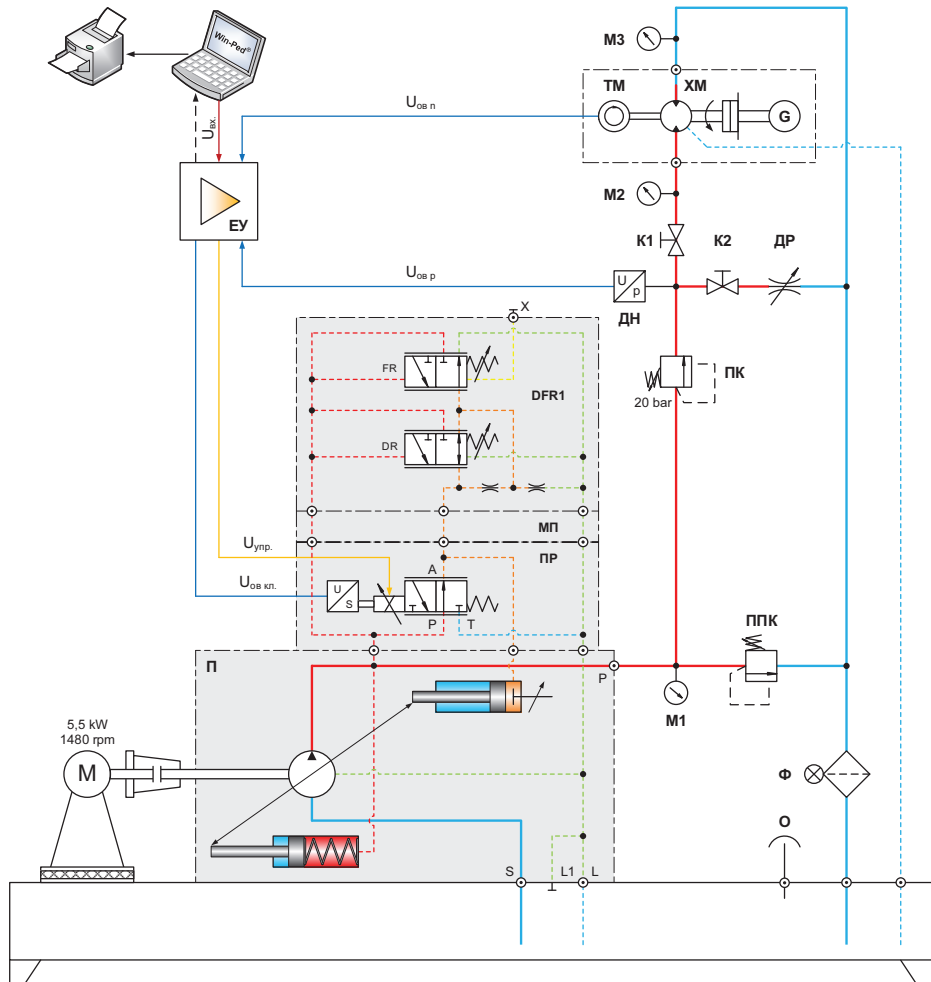
В напорния тръбопровод непосредствено след помпата е монтиран предпазно-преливен клапан ППК, подпорен клапан ПК, а след него е разположен датчик за налягане ДН, както и спомагателни двупътни кранове К1, К2 и регулируем дросел ДР. Изпълнителният орган в системата е предвиден да бъде нерегулируем ротационен хидродвигател ХМ с присъединен към него датчик за ротационна скорост ТМ. Като управляваща част се явява специализиран многоканален аналогов електронен усилвател за управление по дебит и налягане ЕУ.

В работен режим, след пускане на системата буталната помпа нагнетява работна течност в напорния тръбопровод с максималния си геометричен работен обем, при което поради наличието на подпорен клапан ПК, налягането в системата се покачва до стойност, която е достатъчна за да се „нулира“ помпата до почти нулев геометричен обем. При подаване на управляващ сигнал към пропорционалния разпределител ПР, геометричният обем на помпата се изменя в зависимост от съответният закон на управление.

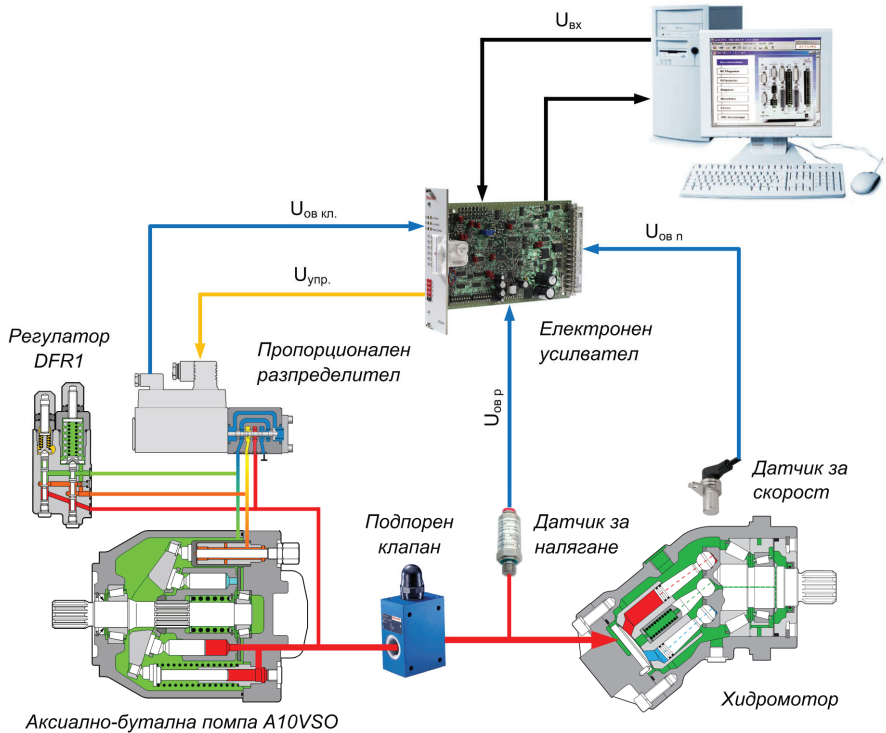
Регулаторът на помпата (DFR1) работи само при достигане на максимално налягане, при което работният обем на помпата автоматично се намалява до минимален и консумираната мощност в този случай е минимална. Посредством показанията

на датчика за налягане ДН и датчика за ротационна скорост ТМ, се осъществява регулиране по затворен контур, посредством електронен усилвател ЕУ.

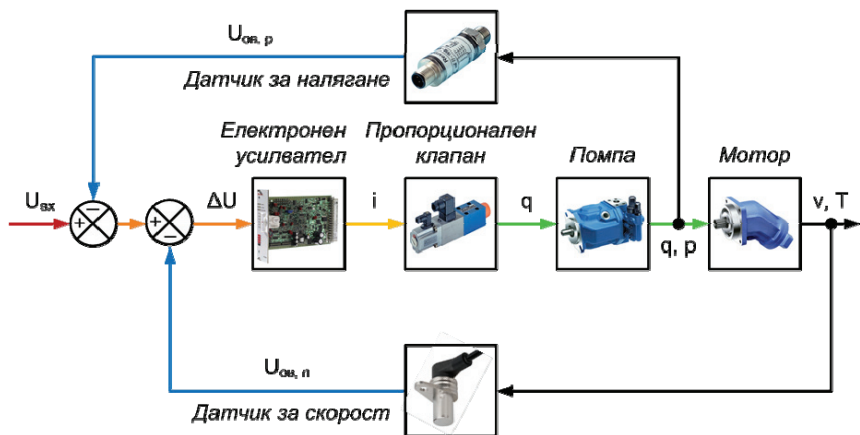
Посредством специализиран софтуер, който се предоставя от фирмата производител на съответното електронно-пропорционално устройство ЕУ, става възможно да се записват, обработват и визуализират стойностите на работните параметри в системата, както и да се реализират различни по форма външни управляващи сигнали.



Фиг.1 Електрохидравлична схема на система за управление по дебит и налягане



Фиг.2 Функционален вид на електрохидравлична система за управление по дебит и налягане



Фиг.3 Блокова диаграма на система за управление по дебит и налягане

2. ИЗБОР НА УСТРОЙСТВА

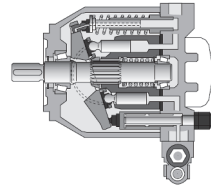
При така синтезираната електрохидравлична система, която е показана на Фиг.2 и на Фиг.3 са подбрани следните хидравлични, стандартно произвеждани, основни компоненти:

2.1. Хидравлична помпа П

За база е взета аксиално-бутална хидравлична помпа A10VSO с променлив геометричен обем и регулатор за управление по налягане и дебит.

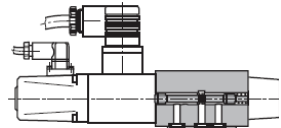
Работни параметри:

- максимален геометричен обем, $V_g = 18 \text{ cm}^3$;
- максимално работно налягане, $p_{\max} = 280 \text{ bar}$;



2.2. Пропорционален разпределител ПР

Избран е 3/3 разпределител с електро- пропорционално управление и с вградена вътрешна обратна връзка по преместване на плунжера, тип VT 6-DFPE.



2.3. Подпорен клапан ПК

Избран е стандартен предпазно-преливен клапан с пряко управления тип DBDS6 с диапазон на регулиране на налягането, $p = 0 \div 200 \text{ bar}$;

2.4. Датчик за налягане ДН

Избран е стандартно произвеждан датчик за налягане с аналогов сигнал тип HM 20. Диапазон на измерване: $p_N = 0 \div 200 \text{ bar}$;



2.5. Хидравличен ротационен двигател ХМ

Избран е стандартен аксиално-бутален хидравличен мотор с постоянен геометричен обем $V_g = 32 \text{ cm}^3$, тип A2FM.

2.6. Датчик за скорост ТМ

Избран е стандартен индуктивен датчик за безконтактно измерване на ротационна скорост с диапазон на измерване: $f = 2 \div 6000 \text{ Hz}$.



2.7. Електронен усилвател ЕУ

Избран е специализиран аналогов многоканален електронен усилвател за управление на регулируемите помпи, тип VT5041-3X за регулиране на дебит, налягане и мощност.



3. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ НА СИНТЕЗИРАНАТА СИСТЕМА

На Фиг.4 е представена блокова диаграма на разглежданата задвижваща система, което дава възможност да се определи коефициента на усилване на всяко звено от веригата, както и оптималният коефициент на усилване $K_V = K_{V,opt}$;

$$K_V = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6, \text{ s}^{-1} \quad (1)$$

където:

K_1 – коефициент на усилване на електронния усилвател;

$$K_1 = \frac{K_{V,opt}}{K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6}, \text{ A/V} \quad (2)$$

K_2 – коефициент на усилване на регулируемата помпа;

$$K_2 = \frac{2\pi}{V_g}, m^{-3} \quad (3)$$

K_3 – коефициент на усилване на пропорционалния клапан;

$$K_3 = \frac{q_N}{i_N}, m^3 / A.s \quad (4)$$

K_4 – коефициент на усилване на ротационния хидродвигател;

$$K_4 = \frac{2\pi}{V_g}, m^{-3} \quad (5)$$

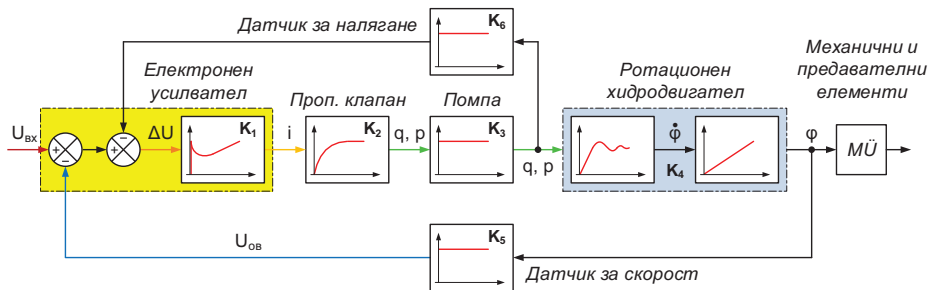
K_5 – коефициент на усилване на обратната връзка по скорост;

$$K_5 = \frac{z \cdot n}{60}, s^{-1} \quad (6)$$

K_6 – коефициент на усилване на обратната връзка по налягане;

$$K_6 = \frac{10V}{p}, V / Pa \quad (7)$$

V_g – геометричен обем, cm^3 ; z – брой на елементите генериращи индукция; n – честота на въртене, min^{-1} ; V – ел. напрежение, V ; p – налягане, Pa ;



Фиг.4. Структурна схема с предавателни функции на синтезираната система [3]

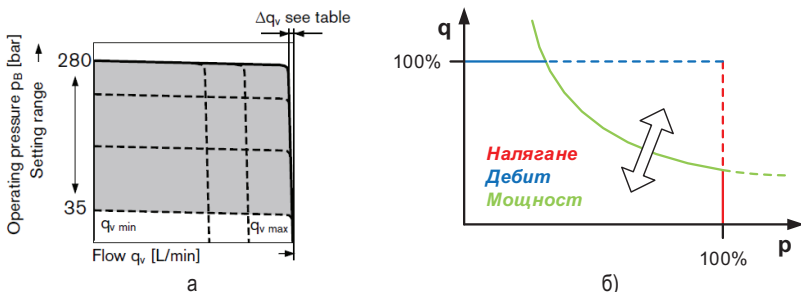
4. СИНТЕЗ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ

На Фиг.5. са представени работните характеристики, съответно на съществуващото и предложеното ново решение за регулиране на работните параметри на хидравличната система.

При съществуващото решение (Фиг.5а), посредством регулаторът на помпата е възможно да се регулират налягането и дебита в системат в определени диапазони, като един от съществените недостатъци тук е наличието на дроселиране в системата поради необходимостта от регулируем дросел в напорния тръбопровод на помпата, като тук трябва да се отбележи загубите на енергия при това решение са големи и К.П.Д. на системата е под 43%.

Друг недостатък при това решение е липсата на възможност за изменение на работните параметри на хидравличната система в динамичен режим.

При предложеното решение с обемно регулиране става възможно да се осъществи безстепенно регулиране в динамичен режим на работните параметри на системата, съответно дебит и налягане в определени диапазони, както се вижда от характеристиката на Фиг. 4б. Това решение дава възможност К.П.Д. на системата да се повиши до около 70%. Освен това е възможно да се осъществи и регулиране по мощност, като консумираната от системата мощност може да се изменя по определен, предварително зададен закон за управление.



Фиг. 5 Работни характеристики на съществуващото и предложеното решение

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В резултат на базата на извършения анализ е предложена електрохидравлична задвижваща система, в която регулирането на скоростта на изпълнителния механизъм става посредством промяна на дебита в хидравличната система чрез изменение на работния обем на помпата, т.е. налице е обемно регулиране на скоростта.

2. Посредством включените в системата устройства за контрол на честотата на въртене на хидромотора и за контрол на налягането, които подават сигнал към електронния усилвател, става възможно да се поддържа определена скорост независимо от промяната на външното натоварване.

3. Включването на електронен усилвател дава възможност при подходящо подбиране на задаващо устройство, което да формира определен по форма и качества входящ управляващ сигнал и може да се реализира изменението на скоростта на изпълнителния механизъм по предварително зададен закон (като вид и големина).

4. Това изследване, комбинирано с методиката показана в [1], дава възможност да се синтезира електрохидравлична система за управление по налягане и дебит с обемно регулиране на скоростта като опция на вече съществуващи системи с аксиално - бутални помпи, но без електронно управление.

Литература

[1]. Ангелов И., Н. Станчев, Методика за анализ и синтез на електрохидравлична позиционна следяща система, МНК ЕМФ'11, Созопол 2011г.

[2]. Комитовски, М. Д., Елементи на хидро- и пневмозадвижването, „ТЕХНИКА“ – София, 1985.

[3]. Ewald, R., J. Hutter, D. Kretz, F. Liedhegener, W. Schenkel, A. Shmitt, M. Reik, Proportional and Servo Valve technology – The Hydraulic Trainer, Volume 2, Bosch Rexroth AG 2003.

За контакти:

Доц. д-р инж. Илчо Ангелов, Технически Университет – София, Катедра Хидроаеродинамика и Хидравлични машини, 0887 857820, ilangel@tu-sofia.bg

Маг. инж. Никола Иванов Станчев, Технически Университет – София, Катедра Хидроаеродинамика и Хидравлични машини, 0898 977315, agentsteel@abv.bg

Докладът е рецензиран.