

## **ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА СИСТЕМА ЗА ВИБРОУПЛЪТНЯВАНЕ (ПОДБИВАНЕ) НА ЖЕЛЕЗНИЯ ПЪТ**

**Борис Георгиев Петков**  
[borpet@vtu.bg](mailto:borpet@vtu.bg)

**ВТУ “Тодор Каблешков”  
1574 София, ул. Гео Милев 158  
БЪЛГАРИЯ**

***Ключови думи:** електрохидравлична следяща система, виброуплътняване, подбиване, траверсоподбивна машина.*

***Резюме:** в материала е представена електрохидравлична следяща система за подбиване на железния път. Изведени са уравненията на движение и са получени предавателните функции и блоковата схема. Направен е симулационен модел, чрез SIMULINK. Направен е анализ на динамичните свойства, чрез намиране на амплитудно- фазовите честотни характеристики. Проверена е устойчивостта като се приложени алгебрични и честотни критерии.*

### **1. ВЪВЕДЕНИЕ**

Механичната система за виброуплътняване, изпълнена като подбивен механизъм с кинематично „твърди” колебания не може да осигури реализиране на подбивния процес с оптимални параметри. Изследването на процеса на виброуплътняване [5,6] показва отклонения от зададените параметри на подбиване по време на работа, дължащи се на нестационарен работен режим на подбивния машинен агрегат, характеризиращ се с намаляваща ъглова скорост и намаляваща скорост на прибиране на подбивките.

Замяната на механичната система за виброуплътняване с електрохидравлична позиционна следяща система (позиционна сервосистема) дава възможност за постигане на определено усъвършенстване на работата на подбивния механизъм като:

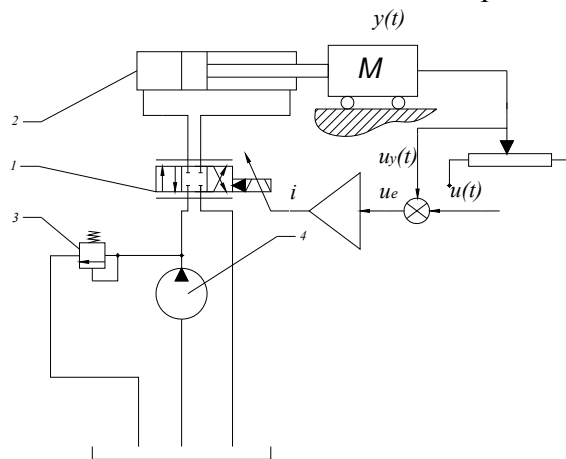
- осигурява с достатъчна точност зададен закон за движение на подбивните инструменти, съответстващ на оптималните параметри на виброуплътняване;
- осигурява възможност, по програмен път, да се задават различни закони за движение, съобразно физическите характеристики на обработваемата среда;
- повишава производителността на траверсоподбивната машина.

За целите на подбивния процес най- подходящ е дроселния метод на регулиране [1], при който в управляващите вериги се прилагат елементи (хидравлични разпределители) с променливи проходни сечения. Тези елементи регулират както дебита, така и направлението на работната течност.

## 2. ПРИНЦИПНА ФУНКЦИОНАЛНА СХЕМА

На фиг.1 е показана принципната функционална схема на позиционна сервосистема, с дроселно регулиране, с отрицателна обратна връзка по положение, организирана като затворена система с програмно регулиране. Регулаторът в тази система е сервоклапан с непряко управление. Заради нулевото или отрицателно припокриване сервоклапаните се характеризират с незначителна зона на нечувствителност, поради това могат да изменят посоката на движение на хидравличния двигател при много малка промяна на управляващия сигнал. Това качество им дава възможност да регулират не само скоростта на движение, но и положението на хидравличните двигатели, чрез вграждането им в затворени системи за управление.

За получаване на определен закон за движение  $y(t)$  на задвижваната приведена маса  $M$  към усилвателя през суматор се подава входен сигнал  $u(t)$ , съответстващ на заданието. Усилвателя преобразува входното напрежение  $u$  в пропорционален на него ток  $i$ , който създава момент в електромеханичния преобразувател на сервоклапана и плунжерът на основния разпределител се измества от нулевото си положение. Една от областите на цилиндъра се свързва с нагнетателния тръбопровод, а другата с резервоара и буталото на цилиндъра със задвижваната маса  $M$  започва да се движи в съответната посока. Към задвижващия механизъм е свързан



фиг.1 - Принципна функционална схема на електрохидравлична следяща система

1-сервоклапан; 2- хидравличен двигател (хидроцилиндър); 3- предпазно преливен клапан; 4- помпа;

преобразувател, така че пропорционално на преместването  $y(t)$  да се получава напрежение  $u_y(t)$  с противоположен знак по отношение на входното  $u(t)$  – отрицателна обратна връзка. В суматора входното напрежение и напрежението от обратната връзка се сравняват, като сумарното напрежение  $u_e = u - u_y$  постъпва към усилвателя. С преместването на задвижваната маса към положение, съответстващо на заданието, сумарното напрежение  $u_e$  намалява докато стане равно на нула, токът  $i$  също ще бъде нула и разпределителят на сервоклапана ще заеме средно положение, определено от стойността на входното напрежение  $u$ .

## 3. ОСНОВНИ УРАВНЕНИЯ

Основните уравнения, описващи движението на системата за регулиране, след линеаризация имат следния вид:

### 3.1. Дебити през основния разпределител

- в правата посока -

$$(1) \quad \Delta q_1 = k_{q1x} \cdot \Delta x - k_{q1p1} \cdot \Delta p_1 \quad \text{и} \quad \Delta q_2 = k_{q2x} \cdot \Delta x + k_{q2p2} \cdot \Delta p_2$$

- в обратната посока -

$$(2) \quad \Delta q'_1 = n_{q_1x} \cdot \Delta x + n_{q_1p_1} \cdot \Delta p'_1 \quad \text{и} \quad \Delta q'_2 = n_{q_2x} \cdot \Delta x - n_{q_2p_2} \cdot \Delta p'_2$$

където:  $k_{q1x}$ ,  $k_{q2x}$ ,  $k_{q1p1}$ ,  $k_{q2p2}$ ,  $n_{q1x}$ ,  $n_{q2x}$ ,  $n_{q1p1}$ ,  $n_{q2p2}$  са коефициенти определени от частните производни, получени при представянето на нелинейните функции на дебита в ред на Тейлор, пресметнати за стойности на аргументите при установен режим на работа.

### 3.2. Дебити в областите на хидравличния цилиндър

- в правата посока -

$$(3) \quad \Delta q_1 = A_1 \Delta v + T_{V1} (\Delta \dot{p}_1) \quad \text{и} \quad \Delta q_2 = A_2 \Delta v - T_{V2} (\Delta \dot{p}_2)$$

- в обратната посока -

$$(4) \quad \Delta q'_1 = A_1 \Delta v' - T_{V1} (\Delta \dot{p}'_1) \quad \text{и} \quad \Delta q'_2 = A_2 \Delta v' - T_{V2} (\Delta \dot{p}'_2)$$

където:  $A_1$  и  $A_2$  са площите на буталната и прътовата област;  $T_{V1} = \frac{V_1}{E}$  и  $T_{V2} = \frac{V_2}{E}$ ;  $V_1$ ,  $V_2$  са обемите съответно на буталната и прътовата област на цилиндъра. Техните стойности се определят [4] за средно положение на буталото спрямо цилиндъра (най-неблагоприятно от гледна точка на големината на деформациите);  $E$  - модул на обемна деформация на течността, който с отчитане на деформацията на стените на цилиндъра и на тези в закрепващите детайли може да се приеме [4] в ориентировъчни граници от  $1,1 \cdot 10^3$  до  $1,2 \cdot 10^3$  МПа.

### 3.3. Уравнение на движение на приведената маса $M$ -

- в правата посока -

$$(5) M (\Delta \dot{v}) = A_1 \Delta p_1 - A_2 \Delta p_2 - \Delta F_c$$

- в обратната посока -

$$(6) \quad M (\Delta \dot{v}') = A_2 \Delta p'_2 - A_1 \Delta p'_1 - \Delta F'_c$$

където:  $v$  и  $v'$  са скоростите на движение на буталото в правата и обратната посока;  $F_c$ ,  $F'_c$  - съпротивленията в правата и обратната посока.

## 4. БЛОКОВА СХЕМА

Катосе приложи лапласовата трансформация, принулеви начални условия, към диференциалните уравнения (3,4,5,6) се получават следните изрази:

$$(7) \Delta q_1 = A_1 \Delta v + T_{V1} s \Delta p_1 \quad \text{и} \quad \Delta q_2 = A_2 \Delta v - T_{V2} s \Delta p_2$$

$$(8) \Delta q'_1 = A_1 \Delta v' - T_{V1} s \Delta p'_1 \quad \text{и} \quad \Delta q'_2 = A_2 \Delta v' + T_{V2} s \Delta p'_2$$

$$(9) M s \Delta v = A_1 \Delta p_1 - A_2 \Delta p_2 - \Delta F_c$$

$$(10) M s \Delta v' = A_2 \Delta p'_2 - A_1 \Delta p'_1 - \Delta F'_c$$

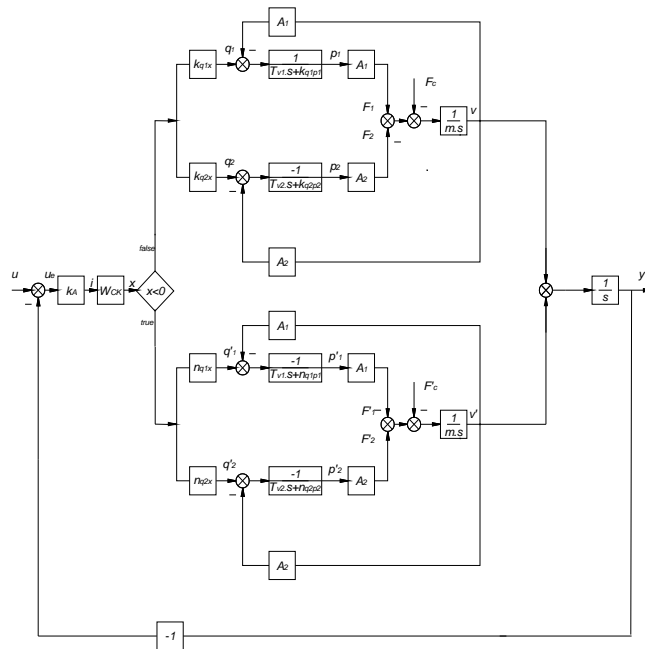
Имайки предвид уравнения (1,2) лапласовите образи (7,8,9,10) могат да се представят, като за краткост символът  $\Delta$  се пропуска, по следния начин:

$$(11) p_1 = \frac{k_{q1x} x - A_1 v}{T_{V1} s + k_{q1p1}}, \quad p_2 = -\frac{k_{q2x} x - A_2 v}{T_{V1} s + k_{q1p1}}$$

$$(12) p'_1 = -\frac{n_{q1x} x - A_1 v'}{T_{V1} s + n_{q1p1}}, \quad p'_2 = \frac{n_{q2x} x - A_2 v'}{T_{V1} s + n_{q1p1}}$$

$$(13) \quad v = \frac{1}{M s} (A_1 p_1 - A_2 p_2 - F_c), \quad v' = \frac{1}{M s} (A_2 p'_2 - A_1 p'_1 - F'_c)$$

Представените по такъв начин основни уравнения съдържат предавателните функции между входните и изходните параметри на отделните функционални елементи на системата за автоматично регулиране, така като се има предвид функционалната схема (фиг.1) може да се състави блоковата ѝ схема (фиг.2):



фиг.2-Блок- схема на електрохидравличната следяща система

В блоковата схема (фиг.2)  $k_A$  и  $W_{CK}$  са предавателните функции съответно на електронния преобразувател и на сервоклапана.

Грешката в преместването, пропорционална на напрежението  $u$ , се преобразува в електрически ток. Управляващият ток, чрез електро-механичен преобразувател, премества плунжера на основния разпределител със стойност  $\pm x$ .

Ако стойността на  $x$  е положителна, в буталната област на цилиндъра постъпва дебит  $q_1$ , пропорционален на преместването с коефициент  $k_{q1x}$ , а от прътвата напуска дебит  $q_2$ , с коефициент на пропорционалност  $k_{q2x}$ . Следвайки движението на плунжера, в областите на цилиндъра постъпват дебита с различна големина ( $q_1 > q_2$ ), в резултат буталото извършва колебателно и постъпателно движение, определено от разликата в дебитите с честота равна на честота на управляващия сигнал. Съгласно уравнения (11,12) в областите на цилиндъра се създават налягания  $p_1$  и  $p_2$ , които по съответните площи  $A_1$  и  $A_2$ , формират задвижваща сила  $F_3 = p_1 A_1 - p_2 A_2$ , която преодолява съпротивлението  $F_c$  и по уравнение (13) се създава скорост  $v$ .

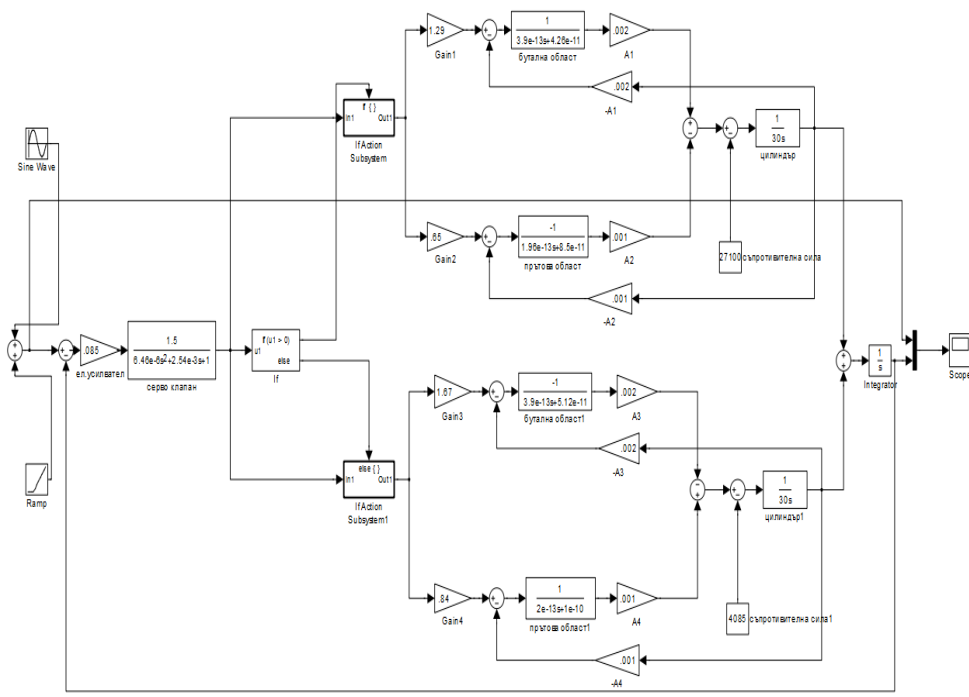
Ако стойността на  $x$  е отрицателна, в прътвата област цилиндъра постъпва дебит  $q'_2$ , пропорционален на преместването с коефициент  $n_{q1x}$ , а буталната напуска дебит  $q'_1$ , с коефициент на пропорционалност  $n_{q2x}$ . Процесите протичат аналогично на случая с положително преместване, като се създава скорост  $v'$ .

Интегрирайки тази скорост (с предавателна функция  $\frac{1}{s}$ ) се получава преместването на буталния прът на цилиндъра  $y$ . Стойностите на това преместване се преобразуват в напрежение  $u_y$ , което се сравнява със задащото  $u$ .

## 5. СИМУЛАЦИОНЕН МОДЕЛ

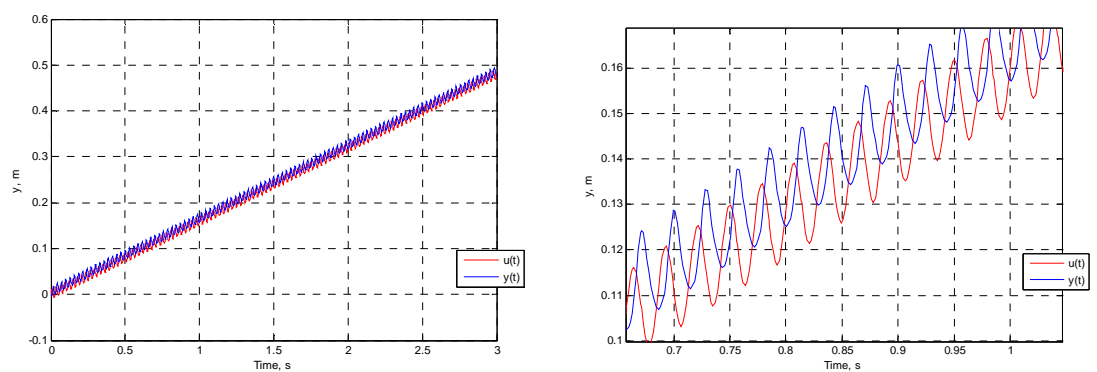
Моделът е разработен в среда на SIMULINK 7.4 (Система за динамични симулации за MATLAB) на база на блоковата схема (фиг.3) на електрохидравличната система за автоматично регулиране и изведените предавателни функции на отделните динамични звена.

Симулацията е проведена за време 3 секунди, с фиксирана стъпка 0,001сек., като е приложен числен метод *Bogacki - Shampine*, а операторът за числено интегриране (solver) е ode3.



фиг.3 - Симуляционен модел

Резултата от симулацията е показан на фиг.4. Вижда се много добро съвпадение, като в амплитудите така и в наклона (скоростта), между входящия  $u(t)$  и изходящия  $y(t)$  сигнали.



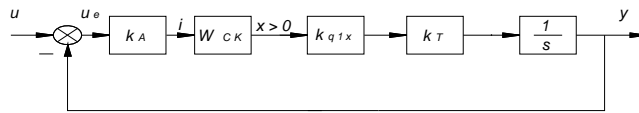
фиг.4 - Симуляционен модел - резултати

**6.ЧЕСТОТНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ.УСТОЙЧИВОСТ**

За намирането на еквивалентна предавателна функция на системата е необходимо да се извърши преобразуване [2] на блоковата схема в едноконтурна.

Като се има предвид алтернативното предаване на сигнала от сервоклапана към товара, което означава, че изпълнителния механизъм извършва последователно две независими движения, блоковата схема може да се представи като две отделни схеми, които да се изследват независимо (фиг.5).Тъй като собствената честота на сервоклапана е значително по- малка от тази на товара, динамичните характеристики на системата ще се определят от динамичните свойства на сервоклапана, а товара може да се представи като пропорционално звено с коефициент на усилване  $k_T = \frac{k_{q1x}}{A_1} + \frac{k_{q2x}}{A_2}$  за

правата посока и  $k'_T = \frac{n_{q1x}}{A_1} + \frac{n_{q2x}}{A_2}$  за обратната.

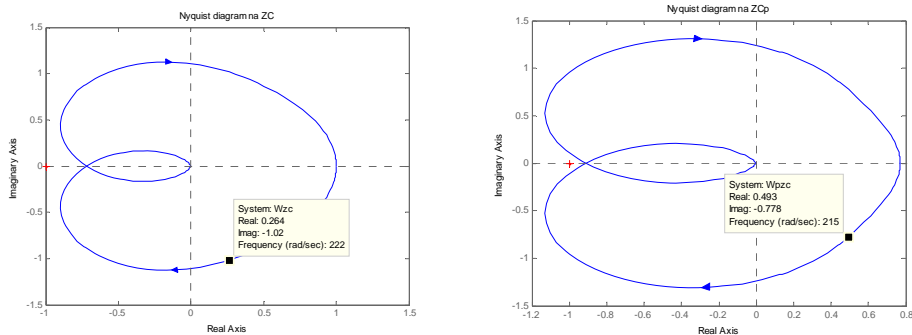


фиг.5 - Преобразувана едноконтурна блок- схема на системата за движение в права посока. Аналогична е схемата за движение в обратната посока

Еквивалентната предавателна функция на затворената система за правата посока е

$$(14) \quad W = \frac{k_A k_{xi} k_T}{T_{ck}^2 s^3 + 2\xi_{ck} T_{ck} s^2 + s + k_v}, \text{ а за обратната : } W' = \frac{k_A k_{xi} k'_T}{T_{ck}^2 s^3 + 2\xi_{ck} T_{ck} s^2 + s + k'_v}.$$

Динамичните свойства на системата се оценяват [2] достатъчно нагледно и пълно, чрез **честотните характеристики**. Те дават информация за реакцията на динамичната система при хармонично въздействие. Построяването на амплитудно-фазовите характеристики (АФЧХ) се извършва в среда на MATLAB, като се прилага функцията *nyquist*(фиг.6). Като се пресметнат:  $A(\omega) = \frac{A_y}{A_x} = \sqrt{\text{Re}^2 + \text{Im}^2}$ ,  $\theta = -\arctg \frac{\text{Im}}{\text{Re}}$ , за относителната амплитуда  $A_{se}$  получават стойности 1,04 и 0,92, съответно



аб

фиг.6 - АФЧХ на системите за движение в права посока и системата за движение в обратна посока за правата посока и обратната посока и фазовото изместване  $\theta$ , съответно:  $-75^\circ$  и  $-58^\circ$ .

За определяне на **устойчивостта** на електрохидравличната система са приложени алгебричен критерий на Раус [2,3] и честотен критерий на Боде [2,3].

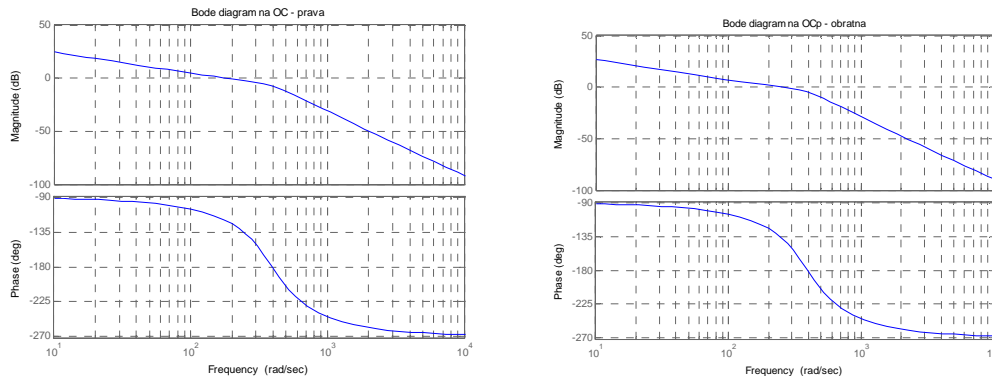
**Критерият на Раус** изисква да са изпълнени неравенствата:

$$(15) \quad 2\xi_{ck}\omega_{ck} - k_v > 0 \text{ и } 2\xi_{ck}\omega_{ck} - k_v > 0, \omega_{ck} = \frac{1}{T_{ck}}$$

Като се вземат предвид уравнения (14) и се извършат съответните пресмятания за левите части на неравенствата (15) се получават следните стойности, съответно: 225 и 176, които удовлетворяват критерия на Раус и дават основания електрохидравличната система да се счита за устойчива.

**Критерия на Боде** изисква да се установи взаимното разположение на логаритмичните амплитудни (ЛАЧХ) и фазови (ФЧХ) характеристики на отворената система. Критерият на Боде има следната формулировка: *за да бъде затворената система за автоматично регулиране устойчива, необходимо и достатъчно е ЛАЧХ -  $L(\omega)$  на съответстващата ѝ отворена система, при изменение на честотата в интервал от 0 до  $+\infty$  да пресече абсцисната ос преди ФЧХ да е достигнала ъгъл ( $-180^\circ$ ).* На фиг.7 се показани ЛАЧХи ФЧХ на системите за права и обратна посока,

построени по предавателните функции  $W_{oc} = \frac{k_A k_T k_{xi}}{T_{ck}^2 s^3 + 2\xi_{ck} T_{ck} s^2 + s}$ ,  $W'_{oc} = \frac{k_A k'_T k_{xi}}{T_{ck}^2 s^3 + 2\xi_{ck} T_{ck} s^2 + s}$  в среда на MATLAB, чрез функцията *bode*.



*аб*

**фиг.7 - ЛАЧХ и ФЧХ на отворените системи за движение в права посока*а* и системата за движение в обратна посока*б***

От фиг.7 се вижда, че и при двете системи критерият на Боде за устойчивост е изпълнен - логаритмичните честотни характеристики пресичат абсцисата преди фазово честотните да достигнат ъгъл  $-180^0$ , следователно електрохидравличната система е устойчива, съгласно този критерий.

### 5.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Хидравличната система построена според функционалната схема фиг.1 и функционираща съгласно блоковата структурна схема фиг.2 показва много добро съвпадение между входния и изходния сигнал при провеждане на симулация за предаване на сигналите; динамичния анализ проведен, чрез намиране на честотните характеристики показва задоволително съответствие на амплитудите на изходните сигнали, спрямо амплитудите на входните; анализът на устойчивостта е с положителни резултати според приложени алгебрични и честотни критерии.

### Литература:

- [1] Попов Д.Н. – Динамика и регулирование гидро- и пневмо систем, „Машиностроение”, Москва, 1977 г.
- [2] Наплатанов Н.Д. - Теория на автоматичното регулиране, "Техника", София, 1971 г.
- [3] Ключев А.С. - Автоматическое регулирование, "Энергия", Москва, 1967 г.
- [4] Комитовски М.Д.- Елементи на хидро- и пневмозадвижването, "Техника", София, 1985 г
- [5] Сырещиков Ю. и др. – Новые путевые машины, „Транспорт”, Москва, 1984г.;

# RAILWAY TAMPING UNIT DRIVEN BY ELECTRICAL - HYDROLIC SYSTEM

**Boris Georgiev Petkov**  
[borpet@vtu.bg](mailto:borpet@vtu.bg)

*Todor Kableshkov University of Transport  
Geo Milev str. 158, 1574 Sofia  
BULGARIA*

**Key words:***electrical- hydrolic system, tamping, tamping machine.*

**Abstract:***Electrical- hydrolic system for railway tamping is represented. The equations of motion, transfer functions and block scheme are obtained. The simulation of model is represented by SIMULINK. The dynamic properties are analyzed by frequency response and the stability is proved.*