

**KINEMATIC AND FORCE SYNTHESIS OF BISTABLE VALVE WITH ENERGY
RECUPERATION AND SHAPE MEMORY ALLOY DRIVER**

Todor TODOROV Mihail MILKOV Mihail KOSTOV Ivailo PENEV

Abstract: The kinematic and kinetostatic conditions for design of mechanism with bistable action and recuperation nonlinear system for reduction of the forces which act during the on/off control of the radiator valve for house heating systems are considered at the paper. For this purpose a six-link mechanism utilizes the potential energy of spring when the valve passes through “on” to “off” position and reversely. By force and geometric synthesis the parameters of linkage are determined in such way so at the middle of the stroke of the output link a nonstable equilibrium position is stated. Before this equilibrium position the shape memory alloys are driving links but after that position the recuperation spring is the driver. By the so synthesized mechanism extremely low energy consumption and high dynamical response is achieved.

Keywords: Kinematics, kinetostatics, bistable mechanism, energy recuperation, potential energy, shape memory alloy, on/off valve.

**КИНЕМАТИЧЕН И СИЛОВ СИНТЕЗ НА БИСТАБИЛЕН КЛАПАН С ЕНЕРГИЙНА
РЕКУПЕРАЦИЯ И ЗАДВИЖВАНЕ ЧРЕЗ СПЛАВИ С ПАМЕТ НА ФОРМАТА**

Тодор ТОДОРОВ Михаил МИЛКОВ Михаил КОСТОВ Ивайло ПЕНЕВ

Резюме: В статията са разгледани кинематичните и кинетостатичните условия за проектиране на механизъм с бистабилно действие и рекуперираща нелинейна система за редуциране на силите, възникващи при on/off управление на клапан за радиатор на сградни отоплителни системи. За целта е използван лостов механизъм с шестзвенна структура, която при преминаване от включено до изключено и обратно положение на клапана използва потенциалната енергия на пружина. Чрез силов и кинематичен синтез са определени параметрите на лостовия механизъм и пружината, така че в средата на хода на изпълнителното звено да се постигне неустойчиво равновесно положение. Преди това положение, задвижващи са сплавите с памет на формата, а след него рекупериращата пружина. Чрез така синтезирания механизъм е постигната много ниска консумация на енергия и високо бързодействие.

Ключови думи: Кинематика, кинетостатика, бистабилен механизъм, енергийна рекуперация, потенциална енергия, сплави с памет на формата, on/off клапан.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Бистабилните клапани имат две стабилни положения, включено и изключено (on/off) и са в основата на цифровата хидравлика и пневматика [1]. Важно предимство при тях е, че в двете неподвижни положения няма консумация на енергия [2]. Високите динамични характеристики на тези клапани са предпоставка за успешното им приложение в битови устройства и системи за отопление на сгради. Изследванията в тази област показват, че един клапан с непрекъснато действие, при който дебитът се регулира плавно, може да работи по начин, сходен с бистабилните и замяната му с такъв при определени условия повишава COP (coefficient of performance) на отоплителната система [3].

Задвижването в on/off клапаните най-често се осъществява чрез електромагнитни соленоиди, което има своите предимства като висока скорост и надеждно управление [4]. От друга страна това задвижване има недостатъци, изразяващи се в големи габарити, висока енергийна консумация, загряване при превключване с висока честота, относително висок шум.

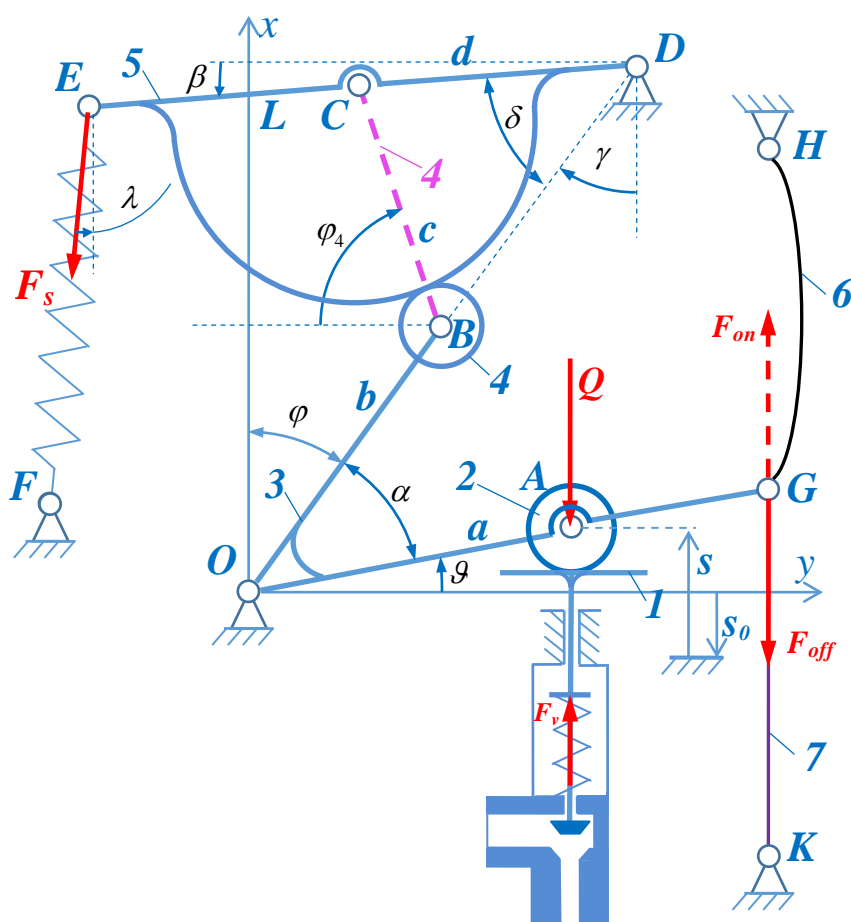
Актуаторите със сплави с памет на формата (СПФ) са с най-висока енергийна плътност, което обосновава техните относително малки габарити. Те работят безшумно и надеждно се управляват електрически чрез загряване. В аустенитната фаза тези материали са в състояние да преодолеят големи сили [5]. Нитиноловите сплави допускат до 8% еластична деформация, а при някои нови материали като BiFeO_3 тази деформация достига 14% [6]. Максимална еластична деформация от 32% е постигната чрез VO_2 [7]. Тези качества са причина СПФ да бъдат прилагани в on/off клапани в макро и микротехниката.

Известни са разнообразни приложения на СПФ в клапани. Например Mercedes-Benz прилагат успешно клапан със СПФ в автоматична трансмисия [8].

Литературните проучвания показват, че приложението на СПФ в on/off клапани е сравнително ограничено. Цел на настоящата статия е да се синтезира механизъм, задвижван от СПФ, който да преобразува моностабилен клапан в бистабилен и същевременно да се постигне редуциране на енергийните разходи. Изложените тук идеи са защитени в заявка за патент [9].

2. ОПИСАНИЕ НА СТРУКТУРАТА НА КЛАПАНА

Кинематичната схема съгласно патента на клапана е показана на фиг. 1. Плъзгач 1 премества буталото на нормално отворен моностабилен клапан като се задвижва чрез лост 3 от жици 5 и 6, изработени от сплави с памет на формата. Жица 6 служи за отваряне, а жица 5 за затваряне. За да се намалят силите на триене лостът 3 контактува с плъзгача 1 чрез ролка 2, която се върти около точка А. В точка В на тернения лост 3 е разположен центъра на ролка 4, която контактува с контур с формата на окръжност с център тока С в равнината на кобилица 5, която се върти около неподвижна точка D. В точка E е окачена натоварена на опън пружина с рекупериращо действие.



Фиг. 1. Кинематична схема на клапана.

Цялата кинематичната верига на лостовия механизъм служи за преобразуване на моностабилното действие на клапана в бистабилно като за целта размерите на звената и пружинната сила са определени, така че да се получи точка с неустойчиво равновесие в средата на хода на клапанното бутало при зададена характеристика на еластичната сила на клапанната пружина. Друга важна функция, която е заложена в принципа на действие на механизма е да се редуцира клапанната сила. Цел на синтеза е до точката на неустойчиво равновесие задвижваща сила да е сплавта с памет на формата, а след това задвижването да се поеме от рекупериращата пружина. По този начин потенциалната енергия, която трябва да се преодолее от сплавите с памет на формата е многократно по-ниска от пълната потенциална енергия на клапанната пружина и това намалява енергийната консумация. Същевременно се постига бистабилен ефект и клапанът работи в режим on/off.

3. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ

Означенията на дължините са съгласно фиг.1. Разгледан е кинематично еквивалентния механизъм. За обобщена координата е избрана позицията s на плъзгача 1. В този случай за координатите на точка A следва

$$x_A = \sqrt{a^2 - (s + s_0)^2} = a \cos \vartheta \quad y_A = s + s_0, \quad (1)$$

където $\vartheta = \angle xOA$, s_0 е позицията на точка A , при която клапанът е затворен.

Точка B е с координати

$$x_B = b \sin \varphi \quad y_B = b \cos \varphi, \quad (2)$$

където

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - (\alpha + \vartheta). \quad (3)$$

Разгледан е променливият триъгълник $\triangle CBD$, за който

$$BD = \rho = \sqrt{(x_B - x_D)^2 - (y_B - y_D)^2}. \quad (4)$$

Чрез косинусовата теорема е изразен ъгълът

$$\delta = \angle BDC = \arccos \frac{\rho^2 + d^2 - c^2}{2\rho d}. \quad (5)$$

Ъгълът $\gamma = \angle BDU$, който определя ориентацията на правата BD е дефиниран чрез израза

$$\gamma = \arctan \frac{x_D - x_B}{y_D - y_B}. \quad (6)$$

Координатите на точка C са

$$x_C = x_D - d \cos(\delta + \gamma), \quad y_C = y_D - d \sin(\delta + \gamma). \quad (7)$$

Аналогично за координатите на точка E е получено

$$x_E = x_D - L \cos(\delta + \gamma), \quad y_E = x_D - L \sin(\delta + \gamma). \quad (8)$$

Ориентацията на звено 4 е зададена чрез ъгъл

$$\varphi_4 = \arctan \frac{y_C - y_B}{x_B - x_C}. \quad (9)$$

Ъгълът λ между ос y и направлението на пружинната сила е изразен чрез

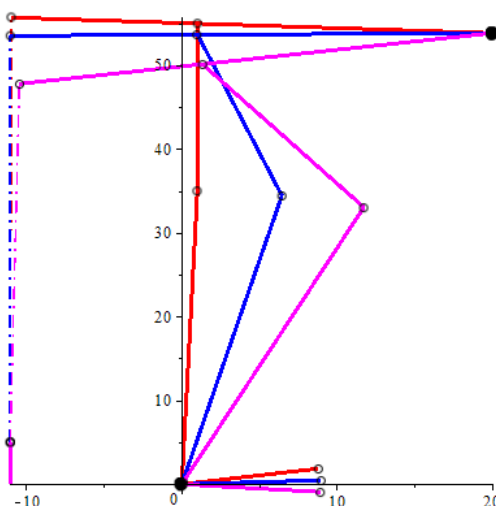
$$\lambda = \arctan \frac{y_F - y_E}{x_F - x_E}. \quad (10)$$

Ориентацията на звено 5 е определена чрез ъгъл β , за който е получено

$$\beta = \arctan \frac{x_D - x_E}{y_D - y_E}. \tag{11}$$

Неподвижният край на пружината, точка F , се регулира като чрез винт се променя вертикалната координата y_F . Координатата x_F е постоянна.

По изведените зависимости е създадена програма, която пресмята всички кинематични параметри и визуализира положенията на механизма (фиг. 2).



Фиг. 2. Визуализирани планове на положенията на лостовия механизъм.

4. СИЛОВ АНАЛИЗ

Първоначално е разгледано кинетостатичното равновесие на асуровата група, съставена от звена 4 и 5. Инерционните сили са пренебрегнати. В точка E действа пружинната сила, която е пресметната по формулата

$$F_s = (L_s - L_{s0})k, \tag{12}$$

където

$$L_s = \sqrt{(x_F - x_E)^2 + (y_F - y_E)^2} \tag{13}$$

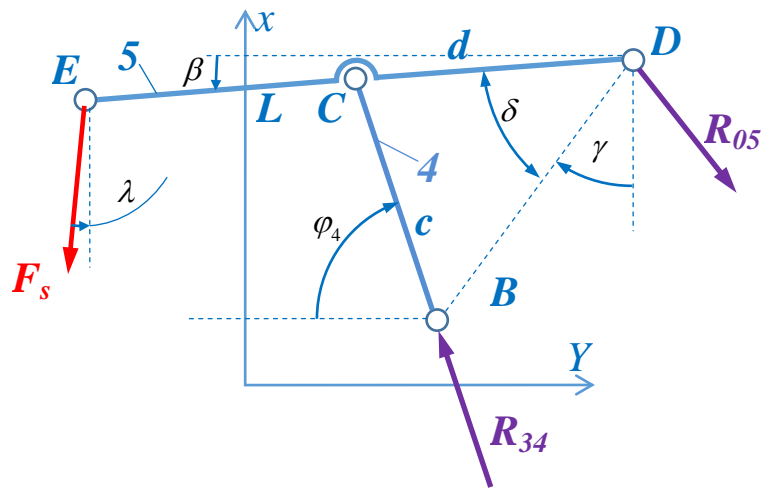
е дължината на разтегнатата пружина (разстоянието между точки E и F), L_{s0} е началната дължина на пружината и k е коефициента на еластичност на пружината.

Тъй като върху звено 4 не действат никакви външни сили, идеалните реакции $\vec{R}_{45} = -\vec{R}_{54}$ и $\vec{R}_{43} = -\vec{R}_{34}$, са с директриси, съвпадащи с отсечката CB (фиг. 3). Разгледано е условието за равновесие на моментите спрямо точка D , $\sum_{(4,5)} M_{D_i} = 0$, равносилно на

$$F_s h_s = R_{34} h_{34}, \tag{14}$$

където

$$h_s = L \cos(\beta + \lambda), \quad h_{34} = d \sin(\beta + \varphi_4). \tag{15}$$



Фиг. 3. Кинестатично равновесие на асурова група 4,5.

След заместване на формули (15) в уравнение (14) е получено

$$R_{34} = F_s \frac{L \cos(\beta + \lambda)}{d \sin(\beta + \varphi_4)}. \tag{16}$$

Идеалната реакция в точка D , R_{05} следва от равновесието на силите за цялата асурова група, което се свежда до векторното уравнение

$$\vec{F}_s + \vec{R}_{34} + \vec{R}_{05} = 0. \tag{17}$$

Чрез косинусовата теорема за големината на идеалната реакция в точка D е намерено

$$R_{05} = \sqrt{F_s^2 + R_{34}^2 + 2 F_s R_{34} \sin(\lambda - \varphi_4)}. \tag{18}$$

Направлението на R_{05} , намерено чрез теоремата за равновесие на три сили не е показано тук.

При втория етап на силовия анализ е разгледано равновесието на асурова група 2, 3 при пренебрегнати сили на триене (фиг.4 а). Тук реакцията в точка A е означена с Q . За нея е известно, че има вертикална посока и приложна точка A . Силите на жиците от СПФ F_{on} и F_{off} тук не са включени, защото те задвижват механизма и подлежат на определяне след като се отчете и натоварването от клапана. Отново е съставено моментово уравнение $\sum_{(2,3)} M_{0_i} = 0$ за цялата асурова

група спрямо точка O , което води до

$$Qa \cos \vartheta = R_{43} b \sin(\varphi_4 + \vartheta + \alpha), \tag{19}$$

от където

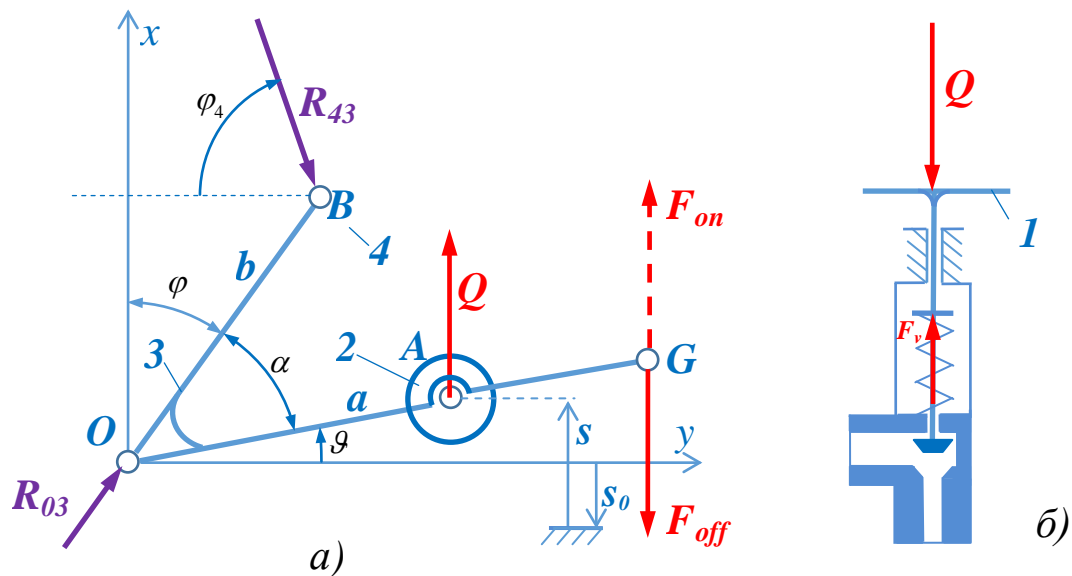
$$Q = R_{34} \frac{b \sin(\varphi_4 + \vartheta + \alpha)}{a \cos \vartheta} = R_{34} \frac{b}{a} [\sin(\varphi_4 + \alpha) + \cos(\varphi_4 + \alpha) \tan \vartheta]. \tag{20}$$

Ако се приеме, че ъгълът $\lambda \approx 0$ изразът (17) може да се сведе до

$$R_{34} = F_s \frac{L}{d \sin \varphi_4 + \cos \varphi_4 \tan \beta}. \tag{21}$$

След заместване на формула (21) в (20) е получено

$$Q = F_s \frac{Lb \sin(\varphi_4 + \alpha) + \cos(\varphi_4 + \alpha) \tan \vartheta}{ad \sin \varphi_4 + \cos \varphi_4 \tan \beta} \quad (22)$$



Фиг. 4. Кинестатично равновесие на задвижващата и задвижваната групи: а) задвижваща асурова група 2,3; б) задвижвано звено 1 и реакцията на клапана.

Силата от пружината на клапана F_v е получена експериментално и апроксимирана с израза

$$F_v = F_{v0} - sk_v, \quad (23)$$

където k_v е коефициент на еластичност на пружината на клапана. При затворено положение и близо до него върху клапанното бутало действа силата от налягането на флуида. Поради малките налягания при разглежданите хидравлични системи, тази сила е пренебрегната.

От фиг. 4 б) е видно, че приведената сила Q на рекупериращата пружина се изважда от клапанната еластична сила, което означава че в точка А действа сила

$$Q - F_v = F_s \frac{Lb \sin(\varphi_4 + \alpha) + \cos(\varphi_4 + \alpha) \tan \vartheta}{ad \sin \varphi_4 + \cos \varphi_4 \tan \beta} - (F_{v0} - sk_v) \quad (24)$$

Ако се приеме, че задвижващите сили на жиците от СПФ са с вертикални направления, то в този случай те трябва да удовлетворяват условията

$$\frac{a}{L_s} |Q - F_v| \leq \begin{cases} F_{off} & 0 \leq s \leq \frac{h}{2} \\ F_{on} & \frac{h}{2} \leq s \leq h \end{cases}, \quad (25)$$

където $L_s = OG$, $h = s_{max}$ е ходът на клапана.

5. СИНТЕЗ ПО УСЛОВИЯТА ЗА РЕКУПЕРИРАЦИЯ И БИСТАБИЛНОСТ

В опростен вид задачата на синтеза се изразява в определяне на размерите на звената и параметрите на рекупериращата пружина, така че да се постигне равенство на рекупериращата и

клапанната сила в средата на хода. Това е условието за безразлично равновесие. За да се постигне бистабилно поведение е необходимо преди точката на равновесие $Q - F_v > 0$, а след нея $Q - F_v < 0$. Тези условия гарантират две устойчиви положения на механизма. Допълнителни условия на синтеза са разликите от двете сили $|Q - F_v|$ да бъде минимална, но в края на хода не по-малка от силата F_p , която действа върху клапанното бутало при затворено положение и в началото не по-малка от минималната клапанна сила при отворено положение. Друго допълнително задължително условие е ъглите на предаване на силите в механизма да не бъдат по-малки от допустимите, за да се осигури движение по принцип. Освен това тези ъгли трябва да бъдат възможно най-малки, за да се постигне максимално висок коефициент на полезно действие. В общия случай задачата се свежда до определяне на стойностите на $h_s, a, L_s, \alpha, b, c, d, L, x_D, y_D, x_F, y_F$ или 12 геометрични и 2 силови параметри - F_{v0}, k_v като тук не са включени характеристиките на сплавите с памет на формата. Параметърът h_s е дължината на клапанното стебло, която гарантира отвореното положение на клапана да съвпада с края на хода на механизма.

От така формулираните условия следват зависимостите:

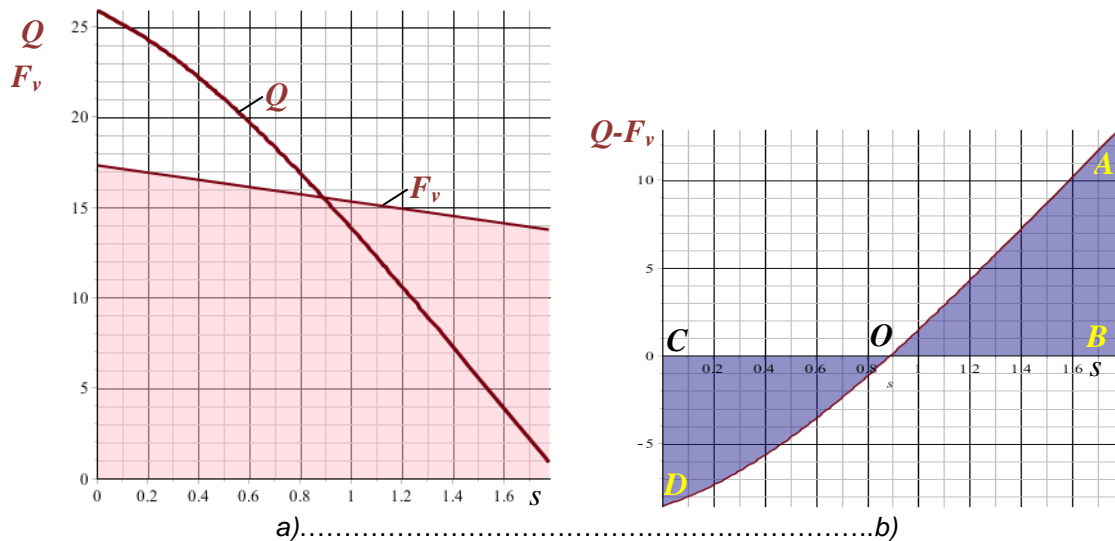
$$F_s\left(\frac{h}{2}\right) \frac{Lb}{ad} \frac{\sin\left[\varphi_4\left(\frac{h}{2}\right) + \alpha\right] + \cos\left[\varphi_4\left(\frac{h}{2}\right) + \alpha\right] \tan\vartheta\left(\frac{h}{2}\right)}{\sin\varphi_4\left(\frac{h}{2}\right) + \cos\varphi_4\left(\frac{h}{2}\right) \tan\beta\left(\frac{h}{2}\right)} = \left(F_{v0} - \left(\frac{h}{2}\right)k_v\right) \tag{26}$$

$$F_s(0) \frac{Lb}{ad} \frac{\sin[\varphi_4(0) + \alpha] + \cos[\varphi_4(0) + \alpha] \tan\vartheta(0)}{\sin\varphi_4(0) + \cos\varphi_4(0) \tan\beta(0)} - F_{v0} > 0 \tag{27}$$

$$F_s(h) \frac{Lb}{ad} \frac{\sin[\varphi_4(h) + \alpha] + \cos[\varphi_4(h) + \alpha] \tan\vartheta(h)}{\sin\varphi_4(h) + \cos\varphi_4(h) \tan\beta(h)} - (F_{v0} - hk_v) > F_p \tag{28}$$

Чрез решенията на горното уравнение и двете неравенства са намерени три параметъра на механизма. Останалите 9 параметри са подбрани чрез многопараметрична числена оптимизация за удовлетворяване на допълнителните условия на синтеза.

На фиг. 5 са дадени графики от синтеза, където се вижда съотношението на силите.



Фиг. 5. Резултати от оптимизацията: а) графика на рекупериращата и клапанната сила; б) разликата от двете сили.

От фиг. 5 а) е видно, че при затваряне на клапана по схема с аналогово действие трябва да се извърши работа, равна на площта на трапеца, образуван от линията на пружинната сила и абсцисата. При ново синтезирания механизъм работата е лицето на криволинейния триъгълник ОАВ

(фиг.5 б). Отношението на двете площи е повече от 5:1, което показва, че идеалната рекуперирана енергия при затваряне е повече от 5-пъти по-ниска от тази без рекуперация. Полученият резултат доказва високата енергийна ефективност на синтезирания механизъм.

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Синтезиран е механизъм, който преобразува моностабилното действие на клапан в бистабилно.

При синтеза е постигната висока степен на рекуперация на енергията. За разгледания пример редуцията на енергията е повече от 5-пъти.

Създаден е метод за синтез на механизъм с посочените по-горе характеристики.

Създаден е софтуер с помощта, на който е извършен описания синтез за различни видове клапани.

Задачата за синтеза тук е разгледана в нейния идеален вариант, изразяващ се в пренебрегване на силите на триене в кинематичните двоици. Освен това са пренебрегнати хистерезисните загуби в клапана, които не може да се отчетат от статичната характеристика, защото силите на триене и загубите от вътрешното триене в еластичните елементи се проявяват само при движение, т.е. в динамичен режим.

Тези проблеми и управлението на жиците от СПФ са предмет на следващи публикации.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Uusitalo J.-P., Soëderlund L., Kettunen, L., Linjama M., Vilenius M., Dynamic analysis of a bistable actuator for digital hydraulics, IET Sci. Meas. Technol., Vol. 3, Iss. 3, 2009, pp. 235–243.
- 2 Chen, A., Pan T., On-chip control of pneumatic-based bistable valve switch, IEEE, Micro Electro Mechanical Systems (MEMS), 2014 IEEE 27th International Conference on, 2014, pp. 1023 – 1026.
- 3 Green R., Knowles T., The effect of Thermostatic Radiator Valves on heat pump, EA Technology Consulting performance, Report No: 6507, 2011, 25 p.
- 4 Jing-Xiang H., Jian-Jun L., Ding-Qing Z., High Speed On-off Valve and it's Development Trend, Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2, 2009.
- 5 Fernandes F. M. B., Shape Memory Alloys – Processing, Characterization and Applications, InTech, 2013, pp. 178-207.
- 6 Zhang J., Ke X., Gou G., Seidel J., Xiang B., Yu P., A nanoscale shape memory oxide, Nature Communications, Vol. 4, 2013, 2768.
- 7 Merced E., Tan X., Sepúlveda N., Strain energy density of VO₂-based microactuators, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 196, 2013, pp. 30–37.
- 8 Stoeckel D., Tinschert J., SAE Technical Paper Series # 910805, 1991.
- 9 Тодоров Т. С. Милков М. Й., Устройство за задвижване на клапани чрез сплави с памет на формата, Заявка за патент за изобретение, (51) Int. Cl. F 16 K 31/02 (2006.01), Официален бюлетин на патентно ведомство, No 12, 2014, стр. 11-12.

КОРЕСПОНДЕНЦИЯ

Професор, д-р, инж. Тодор ТОДОРОВ
Технически университет – София, България
e-mail: tst@tu-sofia.bg

Професор, д.т.н, инж. Михаил МИЛКОВ
Технически университет – София, България
e-mail: mymilkov@yahoo.com

MSc DIC, BEng, Mihail KOSTOV
London, UK
e-mail: m.kostov@gmail.com

Студент, бакалавър, инж. Ивайло ПЕНЕВ
Технически университет – София, България
e-mail: eng.penev@gmail.com