

## ПРУЖИННИ СЪЕДИНИТЕЛИ И СПИРАЧКИ

Генчо СТАЙНОВ  
[gentcho@bas.bg](mailto:gentcho@bas.bg)

ст.н.с. д-р инж. Генчо Стайнов, Централна лаборатория по мехатроника и приборостроене – БАН,  
1113 София, ул.Академик Г.Бончев, бл.1.

**БЪЛГАРИЯ**

**Резюме:** Разгледан е процеса на зацепване на пружина към гладък вал при пасивен и активен пружинен съединител. Показано е, че зацепването при активния съединител става по цялата дължина на контакта, докато при пасивния, дължината на зацепената част от пружината съответства на въртящия момент. Представени са изрази за енергията необходима за отключване и заключване на активен и пасивен пружинен съединител. Разгледани са някои конструктивни проблеми на еднопосочната фриксионна връзка, както и на възможните им решения.

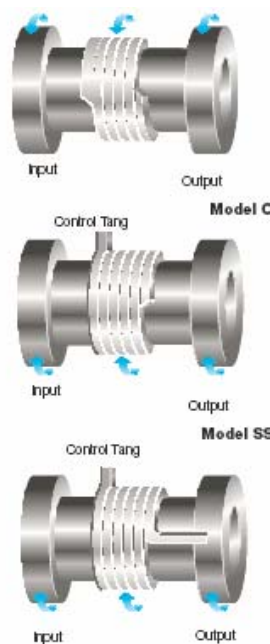
**Ключови думи:** пружинен съединител, съединител с увиваща се пружина, енергия за заключване, енергия за отключване,

### 1. Въведение.

Ако между два съосни вала с еднакъв диаметър се монтира винтова пружина с предварителен натяг (т.е. диаметърът на пружината в свободно състояние е по-малък от диаметъра на валовете) се получава пружинен съединител, който предава въртящ момент в посоката на затягане на пружината върху входящия вал и не предава в посоката на развиване – т.е. получава се съединител със свободен ход или еднопосочен съединител. Пружинният съединител при свободния ход предава минимален момент обусловен от предварителния натяг. Пружинните съединители се използват първоначално в телефонните шайби и механизмите за задвижване на страничните стъкла на автомобили и щори като еднопосочен съединител, но по-късно навлизат в практиката като надеждни машинни елементи: спирачки, съединители със свободен ход и комбинации между тях [4, 5]. Фриксионната връзка може да бъде осъществена както по външната повърхност на вала (wrap spring), така и по вътрешната повърхност на цилиндрична втулка. В първия

случай гъвкавият елемент работи на опън, а във втория – на натиск.

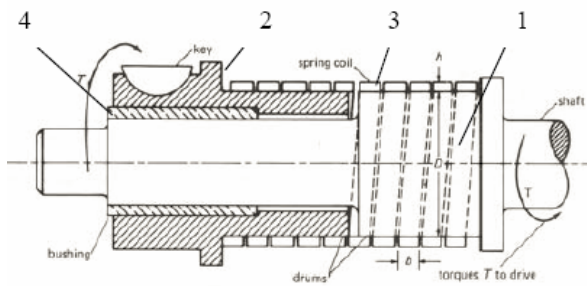
Точността на зацепване е обичайно  $\pm 0.5^\circ$  и зависи от гладкостта на фриксионните повърхности и точността на формата им. Точността на зацепване зависи и от еластичната деформация на пружинния



Фиг.1. Схеми на пружинни съединители и спирачки „wrap spring” на фирма Warner Electric.

От горе на долу са показани съединители:  
- със свободен ход;  
- с управление на зацепването;  
- съединител за един оборот.

елемент под действие на въртящия момент, което е разгледано по-долу при анализа на



Фиг.2. Съединител с увиваща пружина [2].

1 – задвижващ вал; 2 – задвижван вал;

3 – пружина; 4 – центрираща втулка.

действието на съединителя.

Когато съединителят се използва като **еднопосочен съединител** (диод) е необходимо да се осигури само предварителен натяг на пружината върху двата вала, и пружината е „пасивна”.

Използват се за щори, механизми за настройка на седалките и прозорците в автомобилите, съединител към главното витло на хеликоптери и др.

Когато има възможност за въздействие върху свободния край на пружината, съединителят е с „активна” пружина.

Типични приложения са:

- **прекъсвач на кинематичната връзка** към задвижван орган - осигурява се управляващ елемент, който да създава или премахва предварителния натяг.

- **механичен сервоелемент** - управлява се силата на триене между края на пружината и вала.

Последните две приложения се използват в устройства за задвижване на електрозадвижвани прозорци на автомобили, щори, протези, подежни механизми, опаковъчни и сортировъчни машини, предпазни устройства, ограничители на момент и др.

*Предимства и недостатъци.*

Предимството на пружинните съединители е компактността им спрямо предавания въртящ момент и ниската цена.

Като недостатъци на пружинните съединители могат да се посочат:

- При предаване на въртящ момент полу-валовите се натоварват ексцентрично от пружината – това изисква допълнителни мерки за центрирането им.

- Склонност към счупване на „управляващите краища” на пружината при претоварване;

- Износване на контактните повърхности и промяна на характеристиката. Фирмите производителки на пружинни съединители обаче гарантират желан брой цикли и осигуряват таблици и монограми за правилен избор на съединителите.

## 2. Пресмятане

Избора на подходящ съединител или спирачка тип “Wrap spring” най-често става по данни на фирмите производителки, проверени по експериментален път и гарантиращи необходимия брой цикли.

Предаваният от пружинен съединител въртящ момент според Iten и Mueller [2] е:

$$(1) \quad M = \frac{2 \cdot a \cdot I \cdot E}{d_m^2 \cdot 1000} (e^{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \mu} - 1) [Nm]$$

където:

a- разлика в диаметрите на вала и пружината преди монтаж в мм.

I- инерционен момент на тела на пружината в посоката на огъване в [мм<sup>4</sup>];

E- модул на еластичност на тела от които е изработена пружината [N/mm<sup>2</sup>];

d<sub>m</sub>- среден диаметър на вала с монтираната пружина [mm];

μ- коефициент на триене (0.1-0.15);

n- брой на активните навивки на пружината по правилото за половината от общият брой навивки. Височината на тела на пружината се избира около 15 -20 пъти по-малка от диаметъра d<sub>m</sub>. Времето за зацепване на съединителя обичайно е 2-4 ms. За сигурно предаване на въртящият момент, броят на навивките на пружината трябва да е най-малко 13 (по 6.5 навивки на всеки полу-вал)

Освен конструктивните и технологични предимства на заключващите механизми с увиваща се пружина (пружинни съединители), важен показател за ефективността им е енергията, която трябва да се вложи за заключването и за освобождаването им, при въздействие на външни (смушаващи) усилия. Фрикционното взаимодействие при завъртане в посоката на затягане на пружината се създава от опъна в свободния и край, породен от силата на триене, респективно от нормалния натиск върху него. Решението на задачата за фрикционното взаимодействие на абсолютно гъвкава безтеглова нишка с неподвижен

цилиндричен вал с безкрайна коравина и с еднакви качества по дължината на контакта е получено от Ойлер през 1775г.

При изменение на опъна  $S_1$  в свободния край, пружинния съединител реагира с увеличение на предаваното усилие  $S_2$  като сервоелемент или „механичен транзистор“ с коефициент на усиление  $e^{\mu\alpha}$ :

$$(2) \quad S_2 = S_1 e^{\mu\alpha}$$

Следователно за „отключване“ на зацепения съединител е достатъчно да се премахне усилието  $S_1$ .

За заключването съответно е необходимо създаване на начален опън  $S_1$ . Зацепването на съединителя обаче, става под действие на външната „смуцаваща“ сила  $S_2$ , която предизвиква появата на опънова сила  $S(x)$  по дължината на тела на пружината.

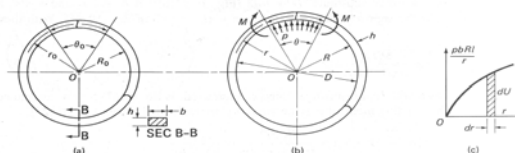
Разпределението на усилието по дължината на пружината зависи и от начина на управление на съединителя – пасивно с предварителен нормален натиск на пружинния елемент или активно, чрез затягане на свободния край.

От ур. 2 следва, че тъй като предаваният въртящ момент зависи от разпределението на усилията  $S_1$  по дължината на тела, при промяна на въртящия момент, поведението на съединителя ще зависи също и от „историята на натоварването“.

За определяне на необходимата енергия за заключване и необходимата енергия за отключване ще бъде направен анализ на действието на пружинните съединители.

### 3. Анализ на действието на пасивен пружинен съединител с предварително зададен нормален натиск между пружината и вала.

Предварителният нормален натиск на пружинния елемент към вала се осигурява



Фиг.3. Пружинен съединител по [1].

а – свободна пружина;

б- пружина монтирана върху вал.

с – изменение на радиалната сила с изменение на радиуса на вала.

чрез монтиране на пружината върху вал с по-голям диаметър (фиг.3.) или във вътрешната повърхност на кух вал с по-малък диаметър от

диаметъра на пружината в свободно състояние.

Енергията  $U$  за деформацията на пружината до новият диаметър [1, 3] се определя от израза:

$$(3) \quad U = \frac{EI}{2r_0^2} \left( 1 - \frac{r_0}{r} \right)$$

Предварителният нормален натиск по дължината на пружината като линейно разпределена сила се получава от израза [1]:

$$(4) \quad p_0 = \frac{8EI\Delta}{b(D+h)^4} \pm p_c$$

Тук  $p_c$  е разпределената центробежна сила, която се прибавя или изважда в зависимост от това дали пружината е разположена вътрешно или външно към фрикционната повърхност.

Съответно въртящият момент  $M_0$  за деформиране на пружината до по-големия диаметър се получава по формулата [1]:

$$(5) \quad M_0 = \frac{2EIa}{(D+h)^2}$$

В горните изрази:

$r_0$  – среден радиус на пружината в недеформирано състояние (фиг.3);

$r$  – среден радиус на пружината в деформирано състояние;

$a$  - разлика в диаметрите на вала и пружината  $a = 2(r - r_0)$ .

$l$  – дължина на тела на пружината;

$I$ - инерционен момент на тела на пружината в посоката на огъване;

$E$ - модул на еластичност на тела от които е изработена пружината;

$D$ - диаметър на вала ( $D=2r$ );

$h$ - височина на тела на пружината;

$n$ - брой на активните навивки на пружината.

На фиг.4 е показан разрез на пружинен съединител разположен между два полу-вала.

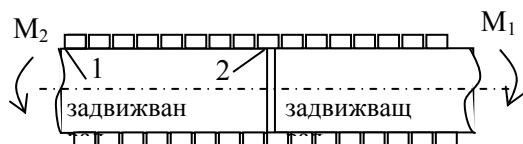
Преди прилагане на въртящ момент  $M_1$ , по дължината на пружината съществува равномерно разпределен предварителен нормален натиск ( $p_0$ ). Завъртането на задвижващия вал в посока на затягане на пружината предизвиква появата на сила  $S_1$  във фронта на разпространяваща се по дължината на тела на пружината опънова вълна:

$$(6) \quad S_1 = \mu \cdot p_0 \cdot b,$$

където  $b$  е ширината на тела.

Вълната има форма на експонента и се разпространява от т. 2 към т. 1 (фиг.3).

С напредването на вълната усилието в т.2



**Фиг.4. Схема на фрикционната връзка между пружината и полу-валовите.**

- 1 – свободен край на пружината;
- 2 – точка на максимално усилие.

расте до достигане на стойността съответстваща на приложения въртящ момент респ. силата  $S_2$  от ур.2. Под действие на тази вълна, телът на пружината се деформира еластично заедно с изходящия вал, към който е притиснат.

В зоната на фрикционния контакт съществува:

- равенство на контактните повърхности;
- равенство на деформациите на повърхността на вала и пружината по дължината на контакта.

Равенството на деформациите не настъпва веднага след прилагане на въртящия момент, а след известно приплъзване между притиснатите елементи.

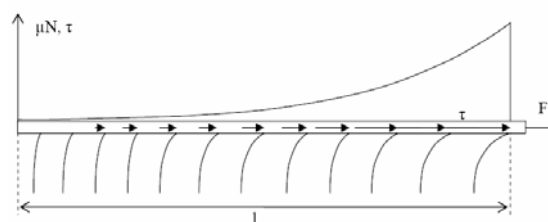
Нормалният натиск върху задвижвания вал е пропорционален на опъна и се изменя по същият закон (фиг.5). На същата фигура е показано разпределението на тангенциалните усилия предаващи момента  $M_1$  върху задвижвания вал.

Тъй като деформацията на пружина с постоянно напречно сечение при процеса на зацепване се изменя по експонента, за да има равенство на деформациите на тела на пружината и валът, повърхността на вала трябва да се деформира също по експоненциален закон. В процеса на зацепване на пружината, валът се усуква от приложеният в края му усукващ момент в зависимост от начина на закрепване към изходящия вал. Тъй като въртящият момент  $M_1$  се предава към края на задвижвания вал, ъгловата деформация от усукването по дължината на задвижващия вал се изменя по линеен закон. При това повърхността на вала се деформира от целия въртящ момент, приложен към последните две навивки в т.2 (фиг.1), докато зацепената с нея пружина е деформирана по експоненциален закон (фиг.5).

Следователно валът и пружинният елемент при стандартните изпълнения съединители

се деформират различно и приплъзват един спрямо друг до установяване на еднакви деформации в зоната на контакта независимо от стойността на въртящия момент. Това е съпътствано най-често с износване на края на вала и промяна на характеристиката на съединителя.

Ако валът е по-податлив от пружината, ще доминира разпределението на силите в пружината и участъкът от пружината върху края на изходящия вал ще приплъзва от т. 2 към т.1 до като валът се деформира така, че да се получи закона на изменение на усилието от фиг.1. в толкова навивки, че да се достигне усилието  $S_2$  предизвикано от въртящия момент  $M_1$  върху входящия вал.



**Фиг.5. Крива на разпределение на нормалния натиск  $N$  и опъна  $\mu N$  по разгънатата дължина на пружината след периода на преплъзване. В долната част е онагледена деформацията на вала под действие на тангенциалните усилия на триене между пружина с постоянно сечение и вала при предаване на въртящ момент.**

Ако пружината е по-податлива от вала, пружината ще приплъзва в участъка от вала разположен след първата навивка до като пружината се деформира така, че да се получи закона на изменение на усилието от фиг.1 в толкова навивки, че да се достигне усилието  $S_2$  предизвикано от въртящия момент  $M_1$  върху входящия вал.

Ако приложеният към съединителя въртящ момент  $M_1$  е по-малък от максимално допустимият ( $S_2 < S_{2max}$ ), крайните навивки на пружината ще останат ненатоварени.

За заключване на съединителя не е необходимо влагането на допълнителна енергия, но за отключването му е необходимо да се вложи енергията  $U$  съгласно ур. 3 и към свободния му край да се приложи въртящ момент  $M = M_0$  съгласно ур.5 през времето на работния ход на механизма..

**4. Анализ на действието на активен пружинен съединител без предварителен нормален натиск между пружината и вала (диаметърът на вала е по-малък от вътрешния**

диаметър на пружината в свободно състояние). Най често използваният начин за активно управление е, чрез принудително свързване на въртящия се заедно с входящия вал свободен край на пружината към неподвижния изходящ вал.

От края на пружината т.1 към т.2 започва увиване на пружината около вала на две фази:

**Първа фаза** – влизане на пружината и вала в контакт.

Първата фаза продължава до като цялата дължина на пружината влезе в контакт с вала. Потенциалната енергия на пружината увита около вала може да се определи по ур. 3.

Повърхностното налягане на тела върху вала в края на първата фаза е нула и силата на предварителен опън в тела е  $S_0 = 0$ . Съединителят не предава още въртящ момент  $M_2 = 0$ .

**Втора фаза** – увеличаване на сцеплението под действие на въртящият момент  $M_1$ .

При по-нататъшното увиване на пружината, телът приплъзва по цялата си дължина по вала, при което силата  $S_1$  в т. 1 започва да нараства. Съответно съгласно ур. 2 нараства и силата  $S_2$  в т. 2. Този процес продължава до като в т.2 се създаде опън  $S_2$  достатъчен за предаване на приложения въртящ момент  $M_1$ , при което по цялата дължина на тела се установява експоненциален градиент на силата на опън.

*Следователно активният съединител се зацепва винаги по цялата дължина на тела независимо от големината на предавания въртящ момент и няма ненатоварени навивки както при пасивните пружинни съединители.*

Ако след първоначалното зацепване, предаваният въртящ момент намалее, съединителят ще има поведението на пасивен, т. е **върху разпределението на усилията в тела оказва влияние „историята на натоварването“**.

Следователно всяко заключване с активен пружинен съединител изисква влагане на енергия:

- през първата фаза – за огъване на тела чрез ъглова деформация на пружината до допиране на навивките до спирачната повърхност /за да се навие пружината трябва да й се промени потенциалната енергия чрез извършване на работа – момент по ъгъл /;

- през втората фаза – за надлъжна деформация на пружината и усукване на вала

под действие на външното смущение /въртящ момент/ .

Енергията необходима за заключване е равна на енергията необходима за първата фаза. Тя се получава от ур. 3, с отчитане че при активен съединител между валове, диаметърът на пружината в свободно състояние е по-голям от диаметъра на монтираната върху вала пружина.

Енергията за втората фаза се получава от външното въздействие – т. е. не е необходимо да се влага от заключващото устройство. Стойността на енергията за втората фаза може да се получи при допускането, че липсва приплъзване в зоната на контакта.

## **5. Конструктивни съображения за избягване на приплъзването.**

Ако деформациите под действие на съответните сили във всяка точка от контактната повърхност между пружината и валът са еднакви, то ще липсва приплъзване при предаване на усилието. Тъй като деформациите са пропорционални на напреженията, следва че чрез геометрични конструктивни мерки е възможно да се постигне равенство на деформациите на контактуващите елементи така, че да се избегне приплъзване в зоната на контакта.

За осигуряване на изискването деформацията на повърхността на пружината под действие на опъна в нея да е равна на деформацията на вала под действие на тангенциалните усилия, пораждащи резултантния усукващ момент, има три конструктивни възможности:

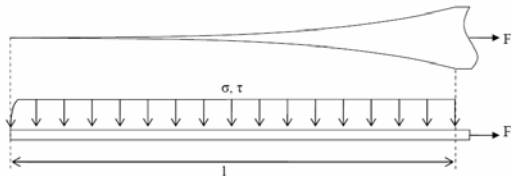
- промяна на сечението на пружината при запазване на постоянно сечение на вала.
- промяна на сечението на вала, при запазване на постоянно сечението на пружината.
- промяна на сечението и на вала и на пружината.

Тъй като максималната сила в пружинния елемент се получава в преходния участък между двата полу-вала, от конструктивни съображения е подходящо пружината да е с правоъгълно или квадратно сечение така, че лежащата върху валовите страна да е по-широка от междината между тях. По този начин се избягва допълнително натоварване на пружината под действие на опъновото усилие вследствие на частично пропадане в междината между валовите.

Друго конструктивно съображение е, че опънът в еластичния елемент се променя по

експоненциален закон от свободния край към свързващия двата полу-вала край и следователно там носещото сечение трябва да е най-голямо.

На фиг. 6 е показано разпределение на напрежението на опън  $\sigma$  по разгънатата дължина на пружина, ширината на която се променя по експоненциален закон  $e^{\mu\alpha}$ . Тангенциалните напрежения  $\tau$  от триене



**Фиг. 6.** Разпределение на напрежението  $\sigma$  по дължината на тела, когато сечението му се променя по експонентата  $e^{\mu\alpha}$ .

**Тангенциалните напрежения  $\tau$  от триене между пружината и вала са еднакви по дължината на контакта.**

между пружината и вала при предаване на въртящ момент са еднакви по дължината на контакта. Диаметърът и сечението на вала трябва да се изберат от условието  $\epsilon_\tau$  на вала да е равно на  $\epsilon_\sigma$  на пружината.

Стойности на приплъзването могат да се получат при моделиране с крайни елементи, а експериментално – чрез термична камера позволяваща наблюдаване на термо-еластичност на метали.

Горните изводи са направени при условие, че коефициента  $\mu$  е константа и не се изменя с промяната на нормалния натиск.

## 6. Заключение.

Разгледани са възможностите на пружинните съединители и спирачки с увиваща се пружина за двупосочно заключване на ротационни звена. Направен е анализ на взаимодействието на пружината с изходящия вал. Представени са изрази за разхода на енергия за заключване и отключване на активен и пасивен пружинен съединител.

## 7. Благодарности

Настоящата публикация е финансирана от МОН-НФНИ по проект ТН1510/2005

## ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Burr, Arthur H., „Mechanical analysis and design” (1982) p.100.
- [2]. Iten, P. Mueller L. "Schlingfedern: interessante mechanische Servoelemente", Antriebstechnik, No. 11, (1995), p. 67.
- [3]. Wiebusch C.F. "The Spring Clutch" Journal of Applied Mechanics, (1939).
- [4]. Leone Mike. No-slip clutch/brakes keep loads and drives synced up. Machine Design 1/25/(2007).
- [5]. Проспект на фирма Warner Electric.

## WRAP SPRING CLUTCHES AND BRACKES

D-r eng. Gentcho Stainov

[gentcho@bas.bg](mailto:gentcho@bas.bg)

D-r eng. Gentcho Stainov, Central Lab. of Mechatronics and Instrumentation – Bulgarian Academy of Sciences, 1113 Sofia, Acad.G.Bontchev str. Bl.1.  
**BULGARIA**

**Abstract:** The engagement process of a spring to a smooth shaft for passive and active type wrap spring clutch is investigated. The results show that the engagement of an active clutch is along the whole length of the wire, while at the passive clutch the engagement appear on a part of the wire depending of the amount of the applied torque. Expressions for the energy necessary for engagement and disengagement of the passive and active clutches are represented. Some design problems of the one way friction engagement are investigated.

**Key words:** spring clutch, wrap spring clutch, energy for engagement, energy for disengagement