

# УТИЦАЈ ДЕБЕЉИНА ЧИНИЕСТЕ ПРУЖИНЕ У СПОЈКЕ МОТОРНИХ ВОЗИЛА ВРЗ ЊИХОВЕ НАПОНЕ

## ВЛИЈАНИЕ НА ДЕБЕЛИНАТА НА ЧИНИЕСТИТЕ ПРУЖИНИ ЗА СПОЈКИ НА МОТОРНИ ВОЗИЛА ВРЗ НЕЈЗИНИТЕ НАПОНИ

**Вонр. проф. д-р Симеон Симеонов, дипл.маш.инж.<sup>1</sup>**

(E-mail: [simeon.simeonov@ugd.edu.mk](mailto:simeon.simeonov@ugd.edu.mk))

**Доц. д-р Славчо Цветков, дипл.маш.инж.<sup>1</sup>**

(E-mail: [slavco.cvetkov@ugd.edu.mk](mailto:slavco.cvetkov@ugd.edu.mk))

**Доц. д-р д-р Златко В. Соврески, дипл.маш.инж.<sup>1</sup>**

(E-mail: [zlatko.sovreski@ugd.edu.mk](mailto:zlatko.sovreski@ugd.edu.mk) and [zlatkosovre@yahoo.com](mailto:zlatkosovre@yahoo.com))

**Доц. д-р Мишко Цидров, дипл.маш.инж.<sup>1</sup>**

(E-mail: [misko.dzidrov@ugd.edu.mk](mailto:misko.dzidrov@ugd.edu.mk))

**Асс. м-р Сашко Милев, дипл.маш.инж.<sup>1</sup>**

(E-mail: [sasko.milev@ugd.edu.mk](mailto:sasko.milev@ugd.edu.mk))

*Универзитет “Гоце Делчев” Штип – Машински факултет<sup>1</sup>*

### **Абстракт**

Еден од поглавните делови кај моторните возила е спојката. Таа е механички склоп вграден помеѓу моторот и менувачот кој најчесто со помош на триење го пренесува вртежниот момент од погонскиот на гонетиот дел (од моторот на менувачот и останатата трансмисија).

Чиниестата пружина како е еден од главните делови на спојката која ја создава притисната сила на спојката. Врз квалитетот на пружината влијаат конструктивни и технолошки фактори. Во овај труд ќе се разгледаме само еден од конструктивните фактори, а тоа дебелината на чиниестата пружина.

### **1. ВОВЕД**

Одамна е познато дека металите се помалку отпорни на динамички напрегања (променливо) отколку на статички. При иста големина на напрегањето, при статичко оптоварување се појавуваат мали деформации, а кај променливи т.е. по извесен број на промени доаѓа до замор и до кинење на материјалот.

Заморот на материјалот започнува секогаш во најоптовареното место и во едно метално зрно кое пластично се деформира. Со пластичната деформација ова место зајакнува и напоните во него не се зголемуваат, додека не се деформираат и зајакнат и останатите делови од металното зрно. При променливо оптоварување до зајакнувањето доаѓа при помали напони, а кај статичко оптоварување при поголеми напони. Со завршување на процесот на

зајакнување, металното зрно практично ја губи способноста за понатамошна деформација. Тогаш напоните во најоптоварените места се зголемуваат и ја постигнуваат вредноста на затезната цврстина. После ова се појавуваат микроруптури кои делуваат како т.н. “прснатина” и на своите краеве предизвикуваат концентрација на напони, кои брзо ја достигнуваат вредноста на затезната цврстина. На овој начин руптурата се шири зафаќајќи ги соседните делови од металот внатре во нападнатото зрно. Потоа напоните се пренесуваат на соседното зрно и го зафаќа целиот пресек, а со тоа доаѓа и до кинење на материјалот.

Динамичката цврстина на материјалот се определува по методата на Велер. Се испитуваат епрувети од потполно ист облик, димензии и квалитет. Истите се подложат на различни променливи оптоварувања се до кинење на материјалот. На тој начин се добива т.н. “Велерова” крива од која може да се определи динамичката цврстина.

## **2.1. ЦЕЛ НА ИСТРАЖУВАЊЕТО**

Тргувајќи од фактот дека и покрај досегашните обемни проучувања за работа на фрикционите спојки, а со тоа и на чиниестите пружини во тек на експлоатација на спојката сеуште може да дојде до откажување на функционирање на спојката поради слабеење или кршење на чиниестата пружина. Како причина за ова може да биде неправилно димензионирање на чиниестата пружина, несоодветен материјал и несоодветен технолошки процес. Цел на ова истражување е да се проучи конструктивниот фактор - дебелина на чиниестата пружина, односно нејзиното влијание врз силата и напоните.

## **2.2. МЕТОДОЛОГИЈА НА ИСТРАЖУВАЊЕ**

За да се даде одговор на поставените цели од ова истражување, а тргнувајќи од реалните можности прифатен е следниот пристап:

- Усвојување на постапка за оценка на влијанието на дебелината на чиниестата пружина врз силата и напоните на пружината.
- Изработка на план и програма за испитување на влијанието на дебелината на чиниестата пружина врз динамичката издржливост.

### 3. ИСТРАЖУВАЊЕ

Респектирајќи ги досегашните теоретски и практични сознанија и искуствата и можностите за конкретните истражувања, прифатено е истражување на еден од следните фактори кои влијаат врз динамичката издржливост на чиниестата пружина:

- Конструктивни фактори кои ги опфаќаат димензионалните вредности, обликот на пружината и квалитетот на материјалот.
- Технолошки фактори кои се јавуваат во текот на производниот процес.

Од конструктивните фактори највлијателни (доминантни) врз динамичката издржливост се:

- Дијаметарот на чиниестата пружина;
- Дебелината на чиниестата пружина;
- Аголот на чиниестата пружина;
- Потпорните точки.

Истражувањето ќе биде насочено кон истражување на влијанието на дебелината на чиниестата пружина врз нејзината динамичката издржливост

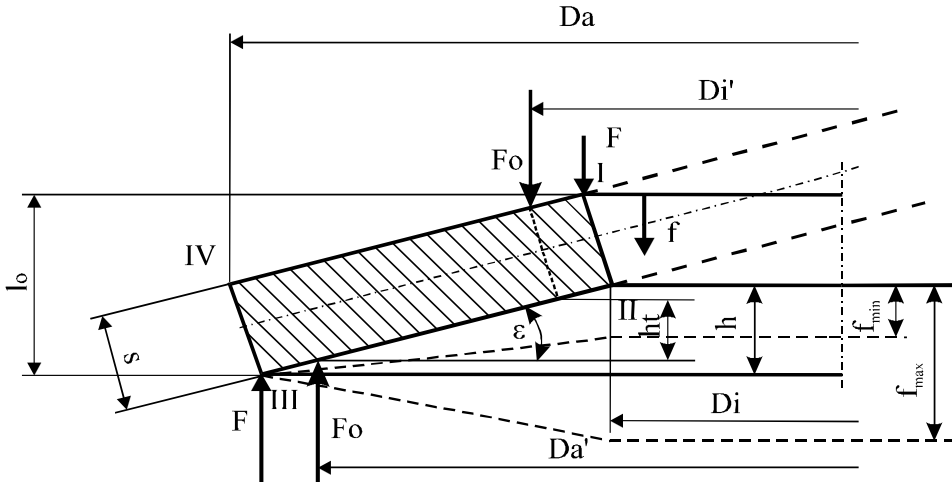
Дебелината воглавно е детерминирачки елемент на притисната и исклучната сила. Најголема дебелина кај досега најголемата развиена спојка (влечен тип од 430мм) е 5,65mm. Во категоријата на патнички и лесни товарни возила (спојки до 250мм), колку што може да опфати испитувачкиот пункт за 6 истовремени испитувања, дебелината на чиниестата пружина се движи од (1,7÷2,55)mm.

Статичките и динамичките напрегања се вршат теоретски со елеминирани останати фактори. Нивна потврда се врши преку статички замор на материјалот (и динамички замор) преку број на циклуси согласно Велеровата крива. Оваа пресметка и испитувањата се вршат со цел да се утврди односот и релацијата на притисната сила и напоните на чиниестата пружина, како влијателни конструктивни фактори врз трајната динамичка цврстина.

За таа цел беа изработени 6 мостри чиниести пружини за патничко возило. Истите се монтираат во спојката, се мери нивната притисна и исклучна сила, а потоа се ставаат на испитниот стол .

### 3.1 ПРЕСМЕТКА НА СИЛИТЕ И НАПОНИТЕ

Пресметка на напоните на чиниестата пружина ќе се врши по изразите на ALMEN-LASZLO-овата теорија за пресметка на чиниести пружини (Сл.1):



Сл.1 Сили на пружината

#### Пресметка

-Агол на свивање:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon \frac{\pi}{180} \quad (\text{rad})$$

-Висина на чиниестата пружина:

$$h = \frac{D_a - D_i}{2} \tan \varepsilon \quad (\text{mm})$$

-Однос на дијаметрите на чиниестата пружина:

$$\delta = D_a / D_i \quad (\text{mm})$$

-Коефициенти  $\alpha$ ,  $k_1$ ,  $k_3$

$$k_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\left(\frac{\delta+1}{\delta-1}\right) - \frac{2}{\ln(\delta)}} ; \quad \alpha = 4 \frac{E}{1-\mu^2} ; \quad k_3 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln(\delta)} \cdot \frac{\delta-1}{2},$$

$$k_4 = \frac{D_a - D_i}{D_{a1} - D_{i1}}$$

**fmax** и **fmin**- уклон за екстремни вредности на **F(f)**;

$$p = \sqrt[3]{9 \cdot h^2 - 6(h^2 + s^2)}$$

$$f_{\max} = (3h + p) / 3 \quad (\text{mm})$$

$$f_{\min} = (3h - p) / 3 \quad (\text{mm})$$

-Пресметка на напоните:

$$\sigma_{1,i} = \alpha \cdot \frac{s^2}{k_1 \cdot Da^2} \cdot \frac{ff_i}{s} \left[ -k_2 \left( \frac{h}{s} - \frac{ff_i}{2 \cdot s} \right) - k_3 \right] \quad (\text{daN/mm}^2)$$

$$\sigma_{2,i} = \alpha \cdot \frac{s^2}{k_1 \cdot Da^2} \cdot \frac{ff_i}{s^2} \left[ -k_2 \left( \frac{h}{s} - \frac{ff_i}{2 \cdot s} \right) + k_3 \right]$$

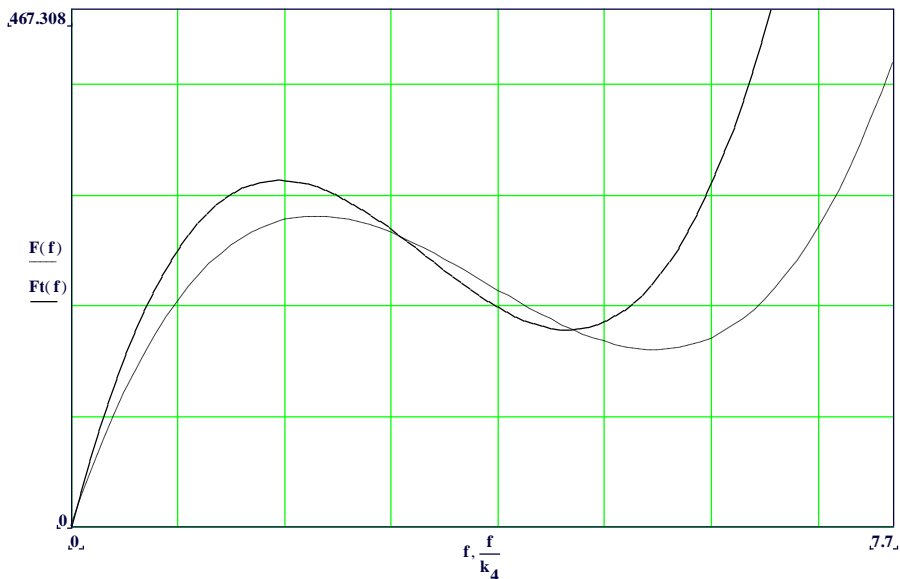
$$\sigma_{3,i} = \alpha \cdot \frac{s^2}{k_1 \cdot Da^2} \cdot \frac{ff_i}{s} \cdot \frac{1}{\delta} \left[ (2k_3 - k_2) \cdot \left( \frac{h}{s} - \frac{ff_i}{2 \cdot s} \right) + k_3 \right]$$

$$\sigma_{4,i} = \alpha \cdot \frac{s^2}{k_1 \cdot Da^2} \cdot \frac{ff_i}{s} \cdot \frac{1}{\delta} \left[ (2 \cdot k_3 - k_2) \cdot \left( \frac{h}{s} - \frac{ff_i}{2 \cdot s} \right) - k_3 \right]$$

- Притисната сила на спојката:

$$F_t(f) = \alpha \cdot k_4 \cdot \frac{s^4}{da^2 \cdot k_1} \cdot \frac{f}{s} \left[ \left( \frac{h}{s} - \frac{f}{s} \right) \cdot \left( \frac{h}{s} - \frac{f}{2 \cdot s} \right) + 1 \right] \cdot k_z \quad (\text{daN})$$

На Сл.2 е прикажан дијаграмот на промена на притисната сила на спојката и пружината во зависност од уклонот.



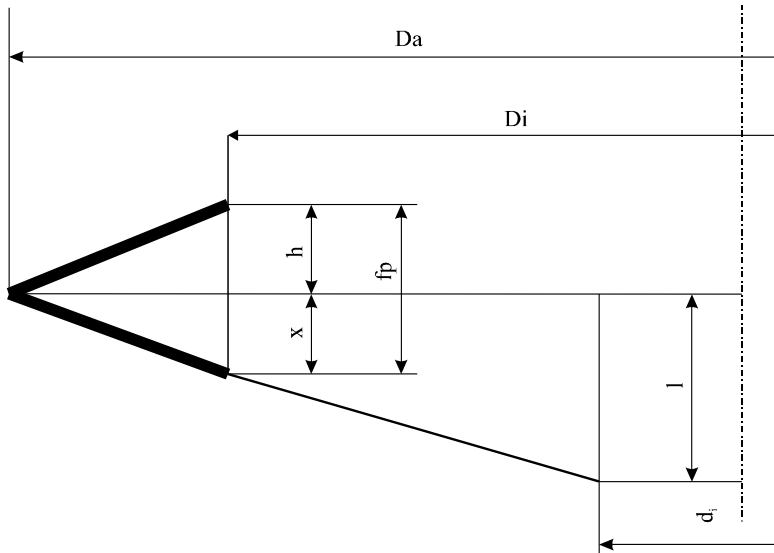
Сл.2 Дијаграм на силата на пружината (---) и на спојката (\_\_\_\_\_)

-Пресметка на динамичките напони на пружината

Уклонот при исклучување на спојката -контролна точка  
(Сл.3):

$$\delta_f = \frac{Da - Di}{Da - d} \cdot l \text{ (mm)}$$

$$f_n = h + \delta_f \text{ (mm)}$$



Сл.3 Уклон при исклучување на спојката

### Напони во точка 3

-Горен напон:

$$\sigma_s = \alpha \cdot \frac{s^2}{k_1 \cdot Da^2} \cdot \frac{f_p}{s} \cdot \frac{1}{\delta} \left[ (2 \cdot k_3 - k_2) \cdot \left( \frac{h}{s} - \frac{f_p}{2 \cdot s} \right) + k_3 \right]$$

(daN/mm<sup>2</sup>)

-Долен напон (напон во точка3 при уклон (f=h):

$$\sigma_d = \sigma_{3,2} \quad \text{(daN/mm}^2\text{)}$$

-Динамички напон:

$$\sigma_{dt} = \sigma_s - \frac{4}{7} \sigma_t$$

Пресметката е извршена на чиниестата пружина за патнички програм со користење MathCad програм, материјал Č4830. Резултатите се дадени во табела: Табела бр.1.1

**Da[mm]**-Надворешен дијаметар на чиниестата пружина, **Da=174[mm]**;  
**Di[mm]**[-Внатрешен дијаметар на чиниестата пружина **Di=134[mm]**;  
 $\epsilon$ [°]-Агол на свивање на пружината,  $\epsilon=11$ [°];  
**s[mm]**-Дебелина на пружината, **s[mm]**;  
**E[N/mm<sup>2</sup>]**-Модул на елстичност (**E=20600 (daN/mm<sup>2</sup>)** за челик);  
 $\mu$ [-]-Поисонов број за челик за пружини,  $\mu=0,3$ ;  
**Da'[mm]**-Надворешен дијаметар на потпорите на спојката, **Da'=168[mm]**;  
**Di'[mm]**-Внатрешен дијаметар на потпорите на спојката, **Di'=134,[mm]**;  
 $\ell$ [mm]-Исклучен пат,  $\ell=8$ [mm];  
**d[mm]**-Дијаметар на исклучниот лагер, **d=34,2[mm]**;  
**kz**-Коефициент на корисно дејство, **kz=0,95**;

Табела бр.1.1 s=1,7(mm)

	<b>f[mm]</b>	<b>F[N]</b>	$\sigma_I$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{II}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{III}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{IV}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
<b>f=max.</b>	5,651	755,45	-1294,91	326,29	1031,14	-217,37
<b>f=ho</b>	3,888	1476,7	-1167,46	52,24	941,78	89,94
<b>f=min.</b>	2,124	2198	-788,93	-131,8	641,48	172,23
Напрегање	Горно напрегање		Долно напрегање		Динамичко напрегање	
	$\sigma_g$		$\sigma_d$		$\sigma_{din}$	
Вредност $\sigma$ [N/mm <sup>2</sup> ]	<b>1017</b>		<b>941,78</b>		<b>478,84</b>	

Дозволено напрегање  $\sigma_m=1400\div 1500$  [N/mm<sup>2</sup>] за статички оптоварувања.

Дозволено напрегање  $\sigma_d=820$  [N/mm<sup>2</sup>] за динамички оптоварувања.

Во Табела бр.2 се дадени карактеристичните точки од силите и напоните во пружината, тоа се рамна положба на пружината **f=h** за силата и **f=fmax** за максималниот напон точка 3, за различни дебелини на пружината.

Табела бр.2

	Дебелина на пружината s (мм)					
	1,7	1,8	1,86	1,9	1,94	1,98
<b>fmax[mm]</b>	5,6	5,58	5,54	5,51	5,48	5,44
<b>f=h[mm]</b>	3,88	3,88	3,88	3,88	3,88	3,88
<b>F<sub>f,max</sub> (N)</b>	755	1073	1285	1434	1591	1755
<b>F<sub>f=h</sub> (N)</b>	1476	1753	1934	2061	2195	2333
$\sigma_{III}, f_{max}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	1031	1068	1089	1103	1117	1130
$\sigma_{III}, f = h$ [N/mm <sup>2</sup> ]	942	967	982	992	1002	1012
$\sigma_{din}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	479	505	520	530	541	551
<b>K=<math>\sigma_{III}, f_{max}/\sigma_{din}</math></b>	2,15	2,11	2,09	2,077	2,06	2,05

### 3.2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИСПИТУВАЊА

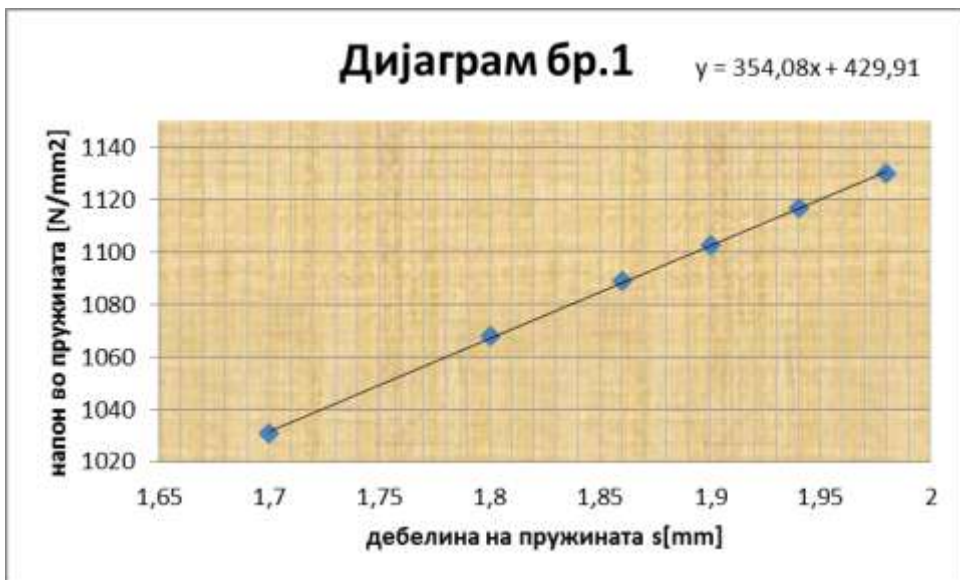
Со цел да се проверат динамичката издржливост на пружините, тие се монтираат на спојка за патничко возило, а потоа се стават на испитен стол. Испитниот стол има 6 места за испитување на спојки. Бројот на промени  $2 \cdot 10^6$  циклуси. Се мери притиснатата сила, исклучната сила и подигањето пред заморот и после заморот на пружините.

Резултатите од експерименталните испитувања на напрегањата (Табела бр.3).

Табела бр.3

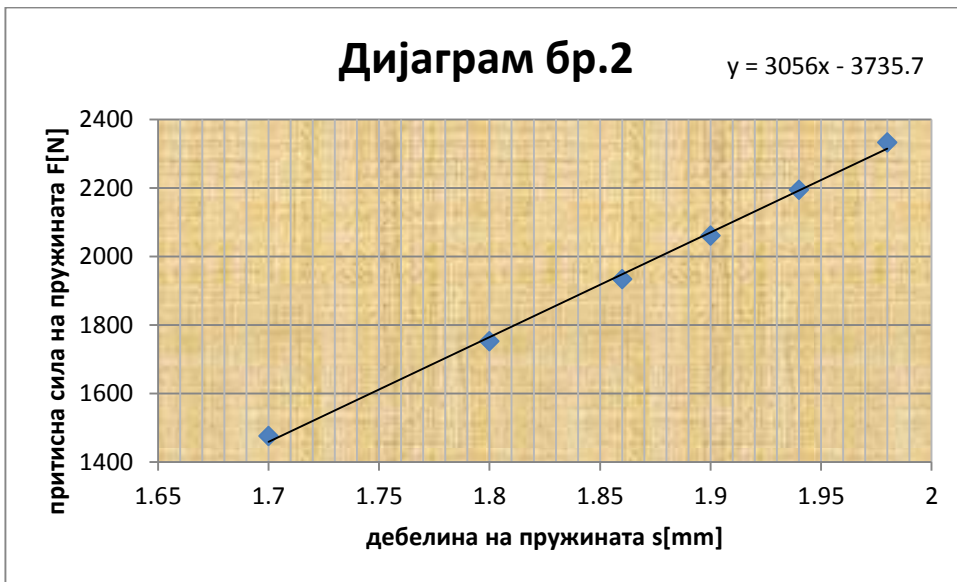
Реден број	Број на циклуси	Напрегање пресметковни (N/mm <sup>2</sup> )
1	$2,2 \cdot 10^6$	$\sigma_M = 1131 < 1500$ $\sigma_{din} = 550 < 820$
2	$2,4 \cdot 10^6$	
3	$2,8 \cdot 10^6$	
4	$2,9 \cdot 10^6$	
5	$3 \cdot 10^6$	
6	$3,3 \cdot 10^6$	

На Сл.4 се прикажани функционалната зависност на притиснатата сила од дебелината на пружината, а на Сл.5 е дадена функционалната зависност на напоните во зависност од дебелината на пружината.



Сл.4





Сл.5

## АНАЛИЗА НА РЕЗУЛТАТИТЕ И ЗАКЛУЧОЦИ

Од извршената пресметка на статичките и динамичките напрегања на чиниестата пружина за патничко возило се гледа дека тие се во дозволени граници за дадените димензии на истата. Од дадените резултати во табелата можеме да заклучиме дека силата е најголема при минимален нагиб, а напрегањата се најголеми при максимален угиб. Од извршените испитувања на динамички замор, тие го задоволија потребниот број на промени ( $N > 2 \cdot 10^6$ ) циклуси и при тоа не дојде до значајни промени на функционалните карактеристики или кршење на истите. Испитуваните чиниести пружини при нивно експериментално испитување го издржуваат потребниот број на циклуси

Поаѓајќи од спроведените испитувања, во зависност од влијанието на дебелината на чиниестата пружина врз динамичката издржливост на чиниестите пружини може да се даде следниот заклучок:

- Дебелината на пружината се избира така да ги задоволи конструктивните барања на пружината од една страна, а од друга страна напрегање да бидат во дозволени граници.
- Зголемување на силата е право пропорционално со зголемување на дебелината на чиниестата пружина.
- Напонот се зголемува право пропорционално со зголемување на дебелината на пружината.
- Функцијата на промена на напонот и силата се дадени со линеарните равенки
  - $Y = 354.08 \cdot X + 429.91$ , напон е функција од дебелината на пружината
  - $Y = 3056 \cdot X - 3735.7$ , силата е функција од дебелината;
- Динамичките напони приближно 2 пати се помали од статичките.

- Експериментот од динамичкот замор на пружините даде позитивен резултат,  $N > 2 \cdot 10^6$  циклуси.
- Притисната и исклучната сила со сите отстапувања беа во дозволени граници за  $2 \cdot 10^6$  циклуса.
- Се создава можност за понатамошни истражувања на конструктивните фактори врз карактеристиките на пружината.

## ЛИТЕРАТУРА

1. MUBEA DISC SPRING HANDBOOK, katalog 1992
2. Velimir Z. Vukan, OPRUGE, Bugojno, Septemvri, 1991g.
3. Nunney J, Light & Heavy Vehicle Technology, London, 2001.
4. Zink, M., Hausner, M., Welter, R., and Shead, R., 2006, "Clutch and release system", 8th LuK SYMPOSIUM.
5. Kaya, N., 2006, "Optimal design of an automotive diaphragm-spring with high fatigue resistance", International Journal of Vehicle Design,.
6. Heiniger, INSTITUT ZA RAZVIJ, Fuchtel Sachs, Katalog,.
7. Vlado Jordanov, SPOREDBENA ANALIZA NA ODNESUVAWETO NA CINIESTITE PRUZINI ZA FRIKSIONI SPOJKI VO VOZILATA, Diplomska rabota, Skorje, 1997g.
8. 8. С. Симеонов, Фрикциони спојки за моторни возила, прирачник, ЈОУ библиотека "Искра" Кочани 2007г.