

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2010

Bc. Tomáš Pokorný

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

**PŘÍSTUP K VÝPOČTOVÉMU MODELOVÁNÍ
AUTOMOBILOVÉ PRUŽINY PO KOROZNÍM
ZATÍŽENÍ**

Bc. Tomáš Pokorný

Diplomová práce

2010

University of Pardubice
Jan Perner Transport Faculty

Department of Transport Means and Diagnostics

**APPROACH TO COMPUTER MODELLING OF
AUTOMOBILE SPRING AFTER CORROSION**

Bc. Tomáš Pokorný

Master thesis

2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš POKORNÝ**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**
Název tématu: **Přístup k výpočtovému modelování automobilové pružiny
po korozním zatížení**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Literární rešerše
2. Návrh experimentu
3. Zhodnocení experimentu
4. Návrh výpočtového modelu
5. Zhodnocení a závěry

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] M. VALA, M. TESAŘ. Teorie a konstrukce silničních vozidel I, Pardubice, 2003. 229 stran, 326 obrázků, 15 tabulek. ISBN 80-7194-503-X.
- [2] F. VLK. Podvozky motorových vozidel - Třetí aktualizované vydání, Brno: Vlk, 2006. 464 stran. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] F. VLK. Diagnostika motorových vozidel, Brno: Vlk, 2006. 444 stran. ISBN 80-239-7064-X.
- [4] Y. YAMADA. Materials for Springs, Berlin: Springer, 2007. 377 stran. ISBN 978-3-540-73811-4.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Krmela, Ph.D.

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **26. února 2010**

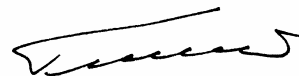
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2010**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Prohlášení

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 24.5.2010

Bc. Tomáš Pokorný

.....

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Janu Krmelovi, Ph.D., který mi byl vždy velmi nápomocen při nejrůznějších obtížích, které se vyskytly v průběhu prací na tématu diplomové práce. Dále nesmím opomenout pana prof. Ing. Jaroslava Menčíka, CSc., jež mi ochotně poskytl konzultace z oboru Pružnosti a pevnosti. Velký dík patří i doc. Ing. Miloši Vlkovi, CSc. z Ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky při VUT v Brně za jeho cenné rady, které mi velmi pomohly při experimentálním tenzometrickém měření. Samotná realizace tenzometrického měření by neproběhla bez asistence Katedry dopravního stavitelství Univerzity Pardubice. Dále musím poděkovat panu Ing. Pavlu Švandovi, Ph.D. za obsluhu trhačího stroje.

Taktéž je třeba poděkovat mé rodině, přátelům a vůbec všem, kdož se jakýmkoliv způsobem podíleli na vzniku této diplomové práce.

V Pardubicích dne 24.5.2010

Bc. Tomáš Pokorný

.....

Bibliografická citace

T. POKORNÝ. *Přístup k výpočtovému modelování automobilové pružiny po korozním zatížení*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2010. 115 stran, 67 obrázků, 9 tabulek, 8 grafů, 10 příloh. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Krmela, Ph.D.

Anotace

Cílem diplomové práce je návrh přístupu k výpočtovému modelování pružiny po korozním zatížení. Součástí diplomové práce je kontrolní analytický výpočet tlačné pružiny a návrh korozní zkoušky. Pro verifikaci numerických modelů je provedeno experimentální tenzometrické měření a měření tuhosti pružin. V závěrečné části práce je návrh metodiky pro zohlednění korozního zatížení automobilové pružiny při jejím konstrukčním návrhu.

Klíčová slova

tlačná vinutá pružina; tuhost pružiny; metoda konečných prvků (MKP); výpočtové modelování; tenzometry; koroze; korozní zkouška; degradace

Title

Approach to computer modelling of automobile spring after corrosion

Annotation

The purpose of the master thesis is creation of computer modelling of automobile spring after corrosion. Controlling analytical calculation of compression spring and the concept of a corrosion test are integral parts of the master thesis. Experimental measurement with strain gauges and measuring of stiffness of spring was executed for verification of numerical analysis. In the last chapter of the master thesis there is a concept of a procedure for interaction of automobile spring after corrosion during design project of spring.

Keywords

compression helical spring; stiffness of spring; finite element method (FEM); computer modelling; strain gauges; corrosion; corrosion test; degradation

Obsah

1 ÚVOD	11
2 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE	12
3 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ VÝKYVNÉ NÁPRAVY A VÝPOČET VINUTÉ PRUŽINY	13
3.1 Zavěšení kol.....	13
3.1.1 Náprava McPherson	13
3.2 Parametry vybrané vinuté automobilové pružiny.....	16
3.3 Funkce, rozdělení a typy pružin	21
3.3.1 Šroubovité pružiny	25
3.4 Materiál pružin	27
3.5 Zatížení působící na pružinu ve vozidle	28
3.5.1 Zatížení pružiny u nápravy McPherson.....	33
3.6 Výpočet tlačné válcové pružiny	36
3.7 Kontrolní výpočet tlačné pružiny pomocí počítačových programů	44
3.8 Modelování pružiny v programu Pro/ENGINEER	47
4 DEGRADACE SOUČÁSTÍ KOROZNÍM PŮSOBENÍM.....	54
4.1 Mechanismus koroze	54
4.2 Chemická koroze	55
4.3 Elektrochemická koroze	55
4.4 Korozní činitelé	56
4.5 Korozní rychlost	57
4.6 Vybraná hodnocení korozního napadení z hlediska typu.....	58
4.7 Koroze a mechanické namáhání	60
4.8 Návrh korozní zkoušky.....	61
4.8.1 Zhodnocení korozních zkoušek	63
5 EXPERIMENTÁLNÍ PŘÍSTUP K MĚŘENÍ VINUTÝCH PRUŽIN	66
5.1 Měření tuhosti vinutých pružin	66
5.2 Experimentální tenzometrické měření.....	71

5.2.1 Tenzometrie	71
5.2.2 Elektrické odporové tenzometry	72
5.2.3 Vlastní experimentální tenzometrické měření	74
5.2.4 Zhodnocení tenzometrického měření	78
6 NÁVRH MOŽNÝCH PŘÍSTUPŮ K VÝPOČTOVÉMU MODELOVÁNÍ PRUŽIN PO KOROZNÍM ZATÍŽENÍ	83
6.1 Návrh numerických modelů a jejich verifikace	84
6.1.1 Geometrický model pružiny a jeho diskretizace (Meshing)	84
6.1.2 Nová, korozi nezatížená pružina – výpočtová varianta A	86
6.1.3 Nová, korozi nezatížená pružina – výpočtová varianta B	89
6.1.4 Nová, korozi nezatížená pružina – výpočtová varianta C	92
6.1.5 Nová, korozi nezatížená pružina – výpočtová varianta D	93
6.1.6 Korozi zatížená pružina – výpočtová varianta A	97
6.1.7 Korozi zatížená pružina – výpočtová varianta B	99
6.1.8 Korozi zatížená pružina – výpočtová varianta C	102
6.1.9 Návrh metodiky pro zohlednění koroziho zatížení automobilové pružiny	105
7 ZÁVĚRY A DOPORUČENÍ PRO PRAXI	107
POUŽITÁ LITERATURA A INFORMAČNÍ ZDROJE	109
SEZNAM OBRÁZKŮ	112
SEZNAM TABULEK	114
SEZNAM GRAFŮ	114
SEZNAM PŘÍLOH	114

1 Úvod

Vinutá pružina, jako strojní součást, má v automobilovém průmyslu nezastupitelnou roli. Je uplatňována nejen jako pružící prvek automobilů, ale také slouží k uzavírání sacích a výfukových ventilů v pístových spalovacích motorech, je součástí třecí spojky, kde vyvozuje přitlačnou sílu mezi přitlačným a spojkovým kotoučem aj. V neposlední řadě vinuté pružiny tvoří významnou komponentu brzdových systémů a dopravních prostředků. Jinak řečeno, vinutá pružina je nenahraditelný prvek v mnoha odvětvích lidské činnosti a to nejen v automobilovém a strojním průmyslu.

Během provozu vozidel i jiných strojních zařízení, působí na pružinu mnoho nepříznivých okolních vlivů. Agresivní kapaliny, plynné odpadní produkty z průmyslové výroby obsažené v atmosféře, vysoké pracovní teploty aj. Uvedené aspekty způsobují postupnou degradaci pružiny. Aby mohla pružina dobře plnit požadovanou funkci, nesmí docházet k jejímu koroznímu zatížení, nebo toto korozní zatížení nesmí přesáhnout určitou dovolenou mez. To by mělo za následek ovlivnění mechanických vlastností pružiny a urychlení únavového poškození. V mnoha běžných aplikacích postačuje povrchová ochrana pružiny vhodným ochranným nátěrem nebo přímo volba korozivzdorného materiálu při výrobě pružiny.

Za běžného provozu automobilu dochází k postupnému narušování těchto ochranných povrchových vrstev. Někdy je volba korozivzdorného materiálu, případně jiné korozní ochrany, finančně velmi nákladná a z ekonomického hlediska neobhájitelná. Proto je třeba brát v úvahu určité korozní zatížení již ve stádiu návrhu a výroby pružiny. To si vyžaduje zahrnout tento negativní aspekt do stádia výpočtů. Z důvodu, že problematice zahrnutí vlivu korozního působení do výpočtů pružiny a jiných obdobně degradovaných součástí automobilů je věnováno v publikacích velmi málo pozornosti, vznikla předložená diplomová práce řešící vinutou pružinu po korozním zatížení numerickým přístupem. Snahou je nalézt taková řešení, která by vhodně popisovala korozně zatíženou pružinu a bylo u nich dosaženo shody s experimenty. Požadavkem je, aby navržené výpočtové modely byly optimalizovány s ohledem na výpočtový čas a zahrnovaly v sobě všechny podstatné vstupní údaje.

Pro výpočtové modelování bude použito programového systému ANSYS na bázi metody konečných prvků a programu ProEngineer.

2 Cíle diplomové práce

- Navrhnout korozní zkoušku vinuté pružiny
- Navrhnout možné přístupy k výpočtovému modelování vybrané vinuté pružiny po korozním zatížení
- Vytvořit výpočtový model degradované vinuté pružiny
- Verifikovat výpočtový model s experimenty
- Provést celkové zhodnocení, závěry a doporučení pro praxi

Konkrétně se bude jednat o:

- 1) Určení sil působících na pružinu při běžném provozu vozidla
- 2) Analytický kontrolní výpočet vinuté válcové tlačné pružiny vybraného automobilu
- 3) Porovnání analytického výpočtu s numerickým výpočtem v prostředí programu Pro/ENGINEER a výpočtovými programy MechSoft-PROFI a Strojář V 3.0
- 4) Návrhy možných přístupů k výpočtovému modelování automobilové pružiny po korozním zatížení s ohledem na výpočtový čas
- 5) Experimentální měření nové pružiny a pružiny po korozním zatížení a verifikace numerického modelu v programu ANSYS
- 6) Vytvoření konečněprvkového modelu v programu ANSYS

3 Konstrukční uspořádání výkyvné nápravy a výpočet vinuté pružiny

Automobilová pružina výkyvné nápravy typu McPherson automobilu Škoda Felicia je nedílnou součástí podvozku tohoto vozidla. Její technický stav, případně mechanické vlastnosti, rozhodují o pohodlí a bezpečnosti při jízdě daným vozidlem.

3.1 Zavěšení kol

Pojmem zavěšení kol se rozumí způsob připojení kol k rámu nebo ke karosérii vozidla.

Zavěšení kola má tyto funkce:

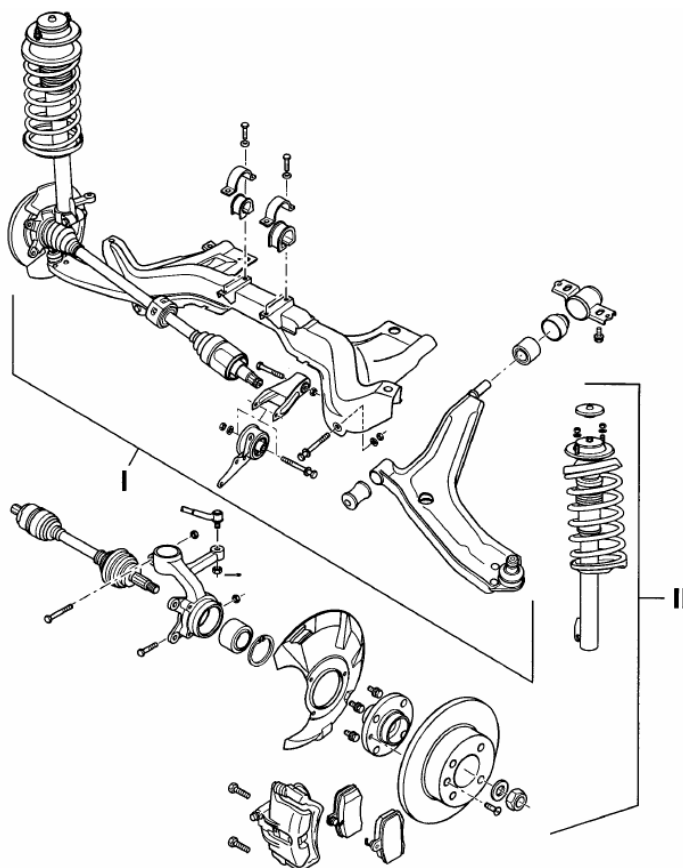
- a) umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karosérii nebo rámu, potřebný z hlediska odpružení,
- b) eliminuje na přijatelnou hodnotu nežádoucí pohyby kola – boční posuv a naklápění kola (tzv. vedení kola),
- c) přenáší síly a momenty mezi kolem a karosérií – svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (hnací a brzdné síly), příčné síly (odstředivé síly) a momenty podélných sil (hnací a brzdný moment) [2].

3.1.1 Náprava McPherson

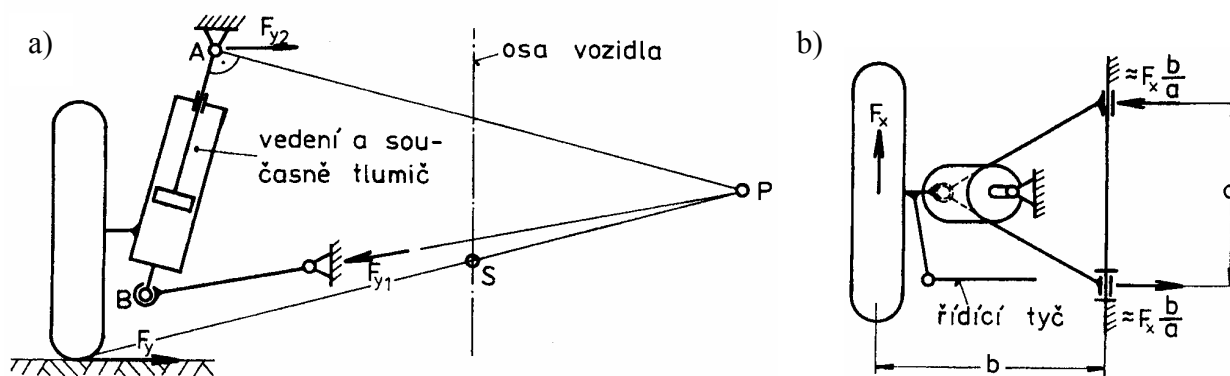
Jedná se o velmi často používanou koncepci zavěšení přední nápravy u osobních vozidel (**obr. 3.1**).

Náprava McPherson je odvozena z lichoběžníkové nápravy u které je horní rameno nahrazeno posuvným vedením, čímž se například získá přídavný vnitřní prostor pro motor nebo zavazadlový prostor [2].

Jestliže je závěs McPherson použit na přední nápravě, natáčí se kolo při řídicích pohybech kolem obou ložisek teleskopické vzpěry (**obr. 3.2**). Úsečka \overline{AB} pak tvoří rejdovou osu (osu řízení) [2].



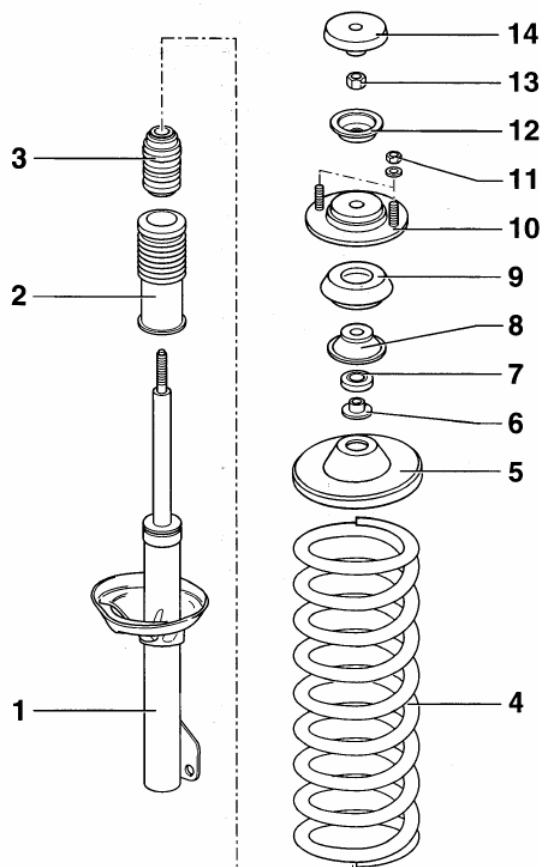
Obr. 3.1 Montážní přehled zavěšení předních kol (Škoda Felicia) [5]



Obr. 3.2 Princip přední nápravy McPherson [2]

a) zachycení boční síly a poloha středu klopení karosérie S; b) zachycení podélné síly

Vedení ve vzpěře McPherson (**obr. 3.3**) je zásadně konstruováno jako hydraulický tlumič. Přitom je pístnice kvůli příčnému zatížení značně silnější než u normálního tlumiče. Vozidlová pružina je obvykle navinuta na vodící trubku tlumiče [2].



Obr. 3.3 Tlumičová jednotka (Škoda Felicia) [5]

1 – tlumič; 2 – ochranná manžeta; 3 – přídatná pružina; 4 – pružina; 5 – miska pružiny;
6 – vložka ložiska; 7 – ložisko; 8 – miska ložiska; 9 – pružné lůžko; 10 – miska lůžka;
11 – matice; 12 – miska horní; 13 – matice; 14 – krytka

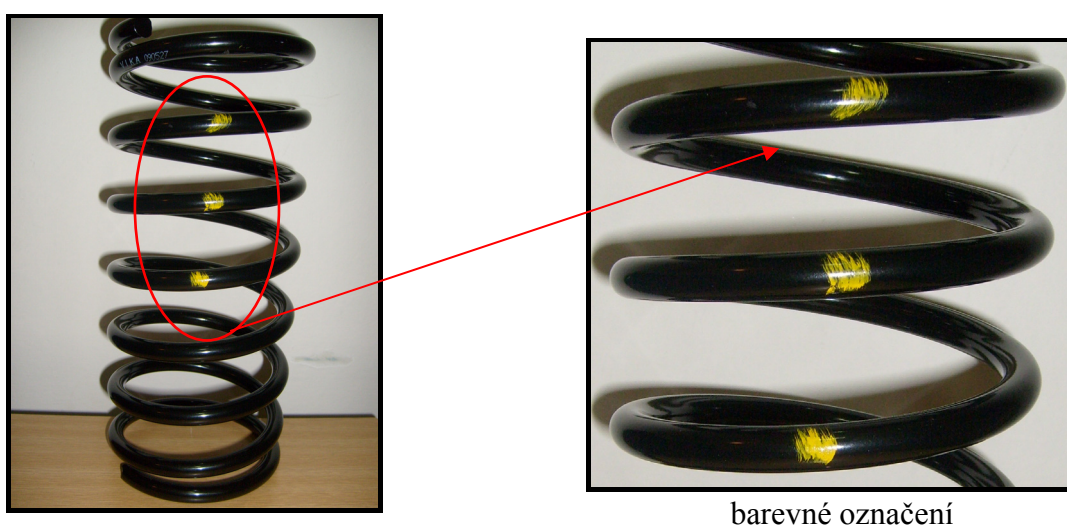
Na kluzných místech píst-válec a pístnice-vedení vzniká zesílené tření kvůli příčným silám při brzdění, akceleraci a při zatáčení. Toto zesílené tření může při malých nerovnostech zablokovat pohyb teleskopické vzpěry, tak že vozidlo kmitá jen na pneumatikách. Pro odstranění tohoto nežádoucího jevu se někdy šroubová pružina ukládá šikmo (působí proti bočním silám). Dalším opatřením je uložení horního kloubu do měkké pryže, která umožňuje relativní pohyby mezi teleskopickou vzpěrou a karosérií [2].

Horní uložení vzpěry McPherson musí umožňovat řídicí pohyby kola. Přitom je nutné mít na zřeteli, že šroubová pružina je při řízení spirálovitě „natahována“, jestliže je pevně vetknuta ke karoserii a k nápravě. Proto musí být mezi pružinou a jedním jejím uložením zajištěno relativní otáčení (kuličkové ložisko, kulový kloub, pryžové ložisko) [2].

3.2 Parametry vybrané vinuté automobilové pružiny

Vzhledem k tomu, že se v současnosti originální pružiny nevyrábí, byla vybrána náhrada pružiny. Tyto náhrady jsou vyráběny v Číně blíže nespecifikovaným výrobcem. Není deklarován materiál pružiny ani jiné údaje (např. geometrie, charakteristika, tuhost pružiny).

Parametry pro tuto pružinu, potřebné pro správnou činnost nápravy u vozu Škoda Felicia, jsou udávány v Dílenské příručce, viz literatura [5]. Přiřazení jednotlivých parametrů ke každé pružině, tak aby jejich interpretace byla jednoznačná, je provedeno barevným označením přímo na drátu pružiny. Konkrétně se jedná o tři žluté značky (obr. 3.4).



Obr. 3.4 Barevné značení automobilové pružiny

Tab. 3.1 Technická data pružin přední nápravy – Felicia [5]

	Průměr drátu (mm)	Vnější průměr (mm)	Délka bez zatížení (mm)	Celkový počet závitů	Barevné označení toleranci	Značení
Felicia i s ABS Felicia Combi Felicia Combi s ABS do 575 kg ¹⁾ Felicia Vanplus	13,5	147,5	337	8	modrá bílá	fialová -559.6
Felicia s motorem 1,6l i s ABS Felicia Combi s motorem 1,6l i s ABS, Felicia Combi s ABS přes 575 kg ¹⁾	13,5	147,5	343	8	modrá bílá	2xžlutá -560.6
Pickup s motorem 1,3l	13,5	147,5	323	7	modrá bílá	2xzelená -563.6
Pickup s motorem 1,9l	13,5	147,5	323	7	modrá bílá	3xzelená -564.6
Felicia s motorem 1,9l i s ABS 605-635 kg Felicia Combi s motorem 1,9 l 605-635 kg ¹⁾	13,5	147,5	330	7	modrá bílá	3xžlutá -561.6
Felicia s motorem 1,9l i s ABS 635-665 kg Felicia Combi s motorem 1,9l i s ABS 635-665 kg ¹⁾	13,5	147,5	334	7	bílá modrá	zelená -562.6

¹⁾... uvedená hmotnost udává pohotovostní zatížení přední nápravy a je ovlivněna mimořádnou výbavou vozu

Zjištění rozměrů a základních údajů o pružině měřením

Měření bylo prováděno za pomoci elektronického digitálního posuvného měřítka (**tab. 3.2**) za normálních podmínek (teplota 22 °C).

Tab. 3.2 Technické parametry posuvného měřítka (252F3060)

Parametr	Udávaná hodnota výrobcem
Rozlišení	0,01 mm
Rozsah	150 mm
Přesnost	±0,02 mm (< 100 mm)
	±0,03 mm (> 100 mm)
Reakční rychlost	1,5 m/s
Teplotní rozsah	5 – 40 °C

Označení jednotlivých měřených parametrů (**tab. 3.3**) je voleno dle konvence, aby odpovídalo běžnému značení podle literatury. Každý parametr byl měřen třikrát a na různých místech pružiny, tím se minimalizovala možnost chyby. Naměřené hodnoty geometrických parametrů pružiny byly statisticky vyhodnoceny.

Tab. 3.3 Naměřené a dopočítané rozměry pružiny

Parametr	Hodnota dle Dílenské příručky [5]	Naměřené a vypočtené hodnoty		
Průměr průřezu drátu d	13,5 mm	13,71 mm	13,66 mm	13,67 mm
		13,7 mm		
Vnější průměr pružiny D_1	147,5 mm	146,15 mm	146,37 mm	145,95 mm
		146,2 mm		
Vnitřní průměr pružiny D_2 (*)	120,5 mm	118,39 mm	118,04 mm	118,08 mm
		118,2 mm		
Střední průměr vinutí D (*)	134,0 mm	132,2 mm		
Délka pružiny ve volném stavu L_0	330,0 mm	333,0 mm	334,0 mm	335,0 mm
		334,0 mm		
Počet činných závitů n	---	6,5		
Počet závěrných závitů n_z	---	1,5 (2x 0,75)		
Celkový počet závitů n_c	7,0	8,0		
Vůle mezi činnými závity ve volném stavu v	---	34,22 mm	35,27 mm	34,82 mm
		34,8 mm		

(*)...dopočítávaná hodnota

Hodnoty, které nebyly uvedeny v Dílenské příručce, ale lze je určit výpočtem:

a) Vnitřní průměr pružiny D_2

$$\underline{\underline{D_2}} = D_1 - 2 \cdot d = 147,5 \text{ mm} - 2 \cdot 13,5 \text{ mm} = \underline{\underline{120,5 \text{ mm}}} \quad (3.1)$$

kde je: D_2 vnitřní průměr pružiny [mm],

D_1 vnější průměr pružiny [mm],

d průměr průřezu drátu [mm].

b) Střední průměr vinutí D

$$\underline{\underline{D}} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{147,5 \text{ mm} + 120,5 \text{ mm}}{2} = \underline{\underline{134,0 \text{ mm}}} \quad (3.2)$$

kde je: D střední průměr vinutí [mm].

Výpočet průměrných hodnot a středního průměru vinutí z naměřených údajů:

a) Průměr průřezu drátu d

$$\underline{\underline{d}} = \frac{\sum_{i=1}^n d_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 d_i}{3} = \frac{13,71 \text{ mm} + 13,66 \text{ mm} + 13,67 \text{ mm}}{3} = \underline{\underline{13,7 \text{ mm}}} \quad (3.3)$$

b) Vnější průměr pružiny D_1

$$\underline{\underline{D_1}} = \frac{\sum_{i=1}^n D_{1,i}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 D_{1,i}}{3} = \frac{146,15 \text{ mm} + 146,37 \text{ mm} + 145,95 \text{ mm}}{3} = \underline{\underline{146,2 \text{ mm}}} \quad (3.4)$$

c) Vnitřní průměr pružiny D_2

$$\underline{\underline{D_2}} = \frac{\sum_{i=1}^n D_{2,i}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 D_{2,i}}{3} = \frac{118,39 \text{ mm} + 118,04 \text{ mm} + 118,08 \text{ mm}}{3} = \underline{\underline{118,2 \text{ mm}}} \quad (3.5)$$

d) Délka pružiny ve volném stavu L_0

$$\underline{\underline{L_0}} = \frac{\sum_{i=1}^n L_{0,i}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 L_{0,i}}{3} = \frac{333 \text{ mm} + 334 \text{ mm} + 335 \text{ mm}}{3} = \underline{\underline{334,0 \text{ mm}}} \quad (3.6)$$

e) Střední průměr vinutí D

$$\underline{\underline{D}} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{146,16 \text{ mm} + 118,17 \text{ mm}}{2} = \underline{\underline{132,2 \text{ mm}}} \quad (3.7)$$

f) Vůle mezi činnými závity ve volném stavu v

$$\underline{\underline{v}} = \frac{\sum_{i=1}^n v_{0,i}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 v_{0,i}}{3} = \frac{34,22 \text{ mm} + 35,27 \text{ mm} + 34,82 \text{ mm}}{3} = \underline{\underline{34,8 \text{ mm}}} \quad (3.8)$$

Výpočet jednotlivých relativních odchylek hodnot změřených od hodnot udávaných výrobcem:

a) Odchylka průměru průřezu drátu δ_d

$$\underline{\underline{\delta_d}} = \frac{d_M - d_V}{d_V} \cdot 100\% = \frac{13,7 \text{ mm} - 13,5 \text{ mm}}{13,5 \text{ mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{1,5\%}} \quad (3.9)$$

kde je: d_M naměřená hodnota průměru drátu pružiny [mm],

d_V hodnota průměru drátu pružiny udávaná Dílenskou příručkou [mm].

b) Odchylka vnějšího průměru pružiny δ_{D_1}

$$\underline{\underline{\delta_{D_1}}} = \frac{D_{1,M} - D_{1,V}}{D_{1,V}} \cdot 100\% = \frac{146,2 \text{ mm} - 147,5 \text{ mm}}{147,5 \text{ mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{0,9\%}} \quad (3.10)$$

kde je: $D_{1,M}$ naměřená hodnota vnějšího průměru pružiny [mm],

$D_{1,V}$ hodnota vnějšího průměru pružiny udávaná Dílenskou příručkou [mm].

c) Odchylka vnitřního průměru pružiny δ_{D_2}

$$\underline{\underline{\delta_{D_2}}} = \frac{D_{2,M} - D_{2,V}}{D_{2,V}} \cdot 100\% = \frac{118,2 \text{ mm} - 120,5 \text{ mm}}{120,5 \text{ mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{1,9\%}} \quad (3.11)$$

kde je: $D_{2,M}$ naměřená hodnota vnitřního průměru pružiny [mm],

$D_{2,V}$ hodnota vnitřního průměru pružiny vypočtená z hodnot udávaných Dílenskou příručkou [mm].

d) Odchylka středního průměru vinutí δ_D

$$\underline{\underline{\delta_D}} = \frac{D_M - D_V}{D_V} \cdot 100\% = \frac{132,2 \text{ mm} - 134,0 \text{ mm}}{134,0 \text{ mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{1,3\%}} \quad (3.12)$$

kde je: D_M hodnota středního průměru vinutí vypočtená z naměřených údajů [mm],

D_V hodnota středního průměru vinutí vypočtená z hodnot udávaných Dílenskou příručkou [mm].

e) Odchylka délky pružiny ve volném stavu δ_{L_0}

$$\delta_{L_0} = \frac{L_{0,M} - L_{0,V}}{L_{0,V}} \cdot 100\% = \frac{334,0 \text{ mm} - 330,0 \text{ mm}}{330,0 \text{ mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{1,2\%}} \quad (3.13)$$

kde je: $L_{0,M}$ naměřená hodnota délky pružiny ve volném stavu [mm],

$L_{0,V}$ hodnota délky pružiny ve volném stavu udávaná Dílenskou příručkou [mm].

Celkový počet závitů (součet činných a závěrných) udává originální výrobce v Dílenské příručce (**tab. 3.1**), dle barevného značení, sedm. Tento údaj neodpovídá pružinám zakoupeným od čínského výrobce. Ostatní geometrické parametry odpovídají. Tuhost pružiny závisí nepřímo úměrně na počtu činných závitů. Proto pružina se stejným počtem závěrných závitů, ale s větším počtem závitů činných, dosáhne menší tuhosti, což bude mít za následek sníženou únosnost. Dosedový stav u pružiny nastane při nižším zatížení a pružina přestane plnit svou funkci.

Podle naměřených údajů se jedná o pružinu určenou pro vůz Škoda Felicia Combi s dieslovým motorem o obsahu 1,9 litru s barevným značením „zelená“. Neodpovídá barevnému značení „3xžlutá“ (**obr. 3.4**), které je uvedeno na zakoupené pružině. Jediný rozměr, který nesouhlasí, je délka pružiny ve volném stavu L_0 . Tato informace je pouze doplňková a výpočet neovlivní.

Tab. 3.4 Přehled jednotlivých relativních odchylek

δ_d	δ_{D_1}	δ_{D_2}	δ_D	δ_{L_0}
1,5 %	0,9 %	1,9 %	1,3 %	1,2 %

Vzhledem k tomu, že žádná relativní odchylka hodnot změřených od hodnot udávaných výrobcem (**tab. 3.4**) nepřesahuje 5 %, lze pro další výpočty pružiny používat rozměry udávané Dílenskou příručkou (**tab. 3.1**), pouze s tím rozdílem, že zakoupené neoriginální pružiny jsou s jiným počtem celkových závitů. Měření proběhlo pouze na jedné pružině.

3.3 Funkce, rozdělení a typy pružin

Pružiny jsou strojní součásti zhotovené z kovových a nekovových materiálů a tvarované tak, že se působením vnějšího zatížení (tahové, tlakové síly atd.) výrazně pružně deformují (prodlužují, stlačují atd.). Jsou přitom schopny akumulovat mechanickou energii, pružně vyvozovat nebo přenášet vnější silové účinky a snižovat nebo naopak zvyšovat dynamické účinky mechanických rázů, otřesů, kmitů a vibrací [6].

Použití, klasifikace a obecné vlastnosti pružin

V technické praxi mají pružiny široké uplatnění. Používají se zejména:

- a) k akumulaci mechanické energie pro pohony (hodinové strojky),
- b) k vyvozování sil a momentů (ventily spalovacích motorů),
- c) k měření sil a momentů (dynamometry),
- d) ke snižování dynamických účinků rázů, otřesů, kmitů a vibrací (pérování vozidel a sedadel),**
- e) k pružnému přenosu sil a momentů (pružné spojky) [6].

Pružiny je možno klasifikovat podle celé řady kritérií. Zde jsou uvedena jen ta nejdůležitější:

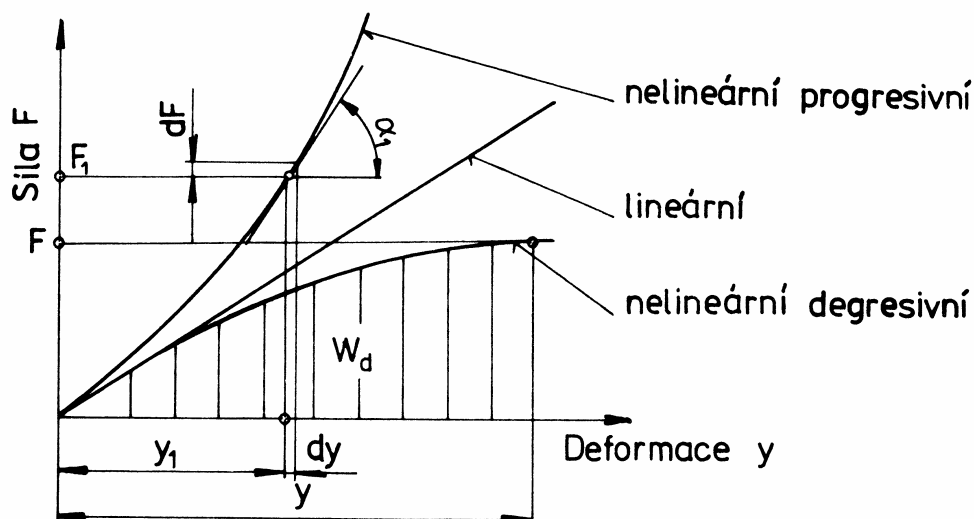
- a) podle druhu vnějšího zatížení a podle druhu jím vyvolané funkční deformace se pružiny dělí na:
 - tažné
 - tlačné
 - zkručné
 - ohýbané,

- b) podle charakteru vnějšího zatížení se rozlišují pružiny zatížené:
 - staticky
 - dynamicky
 - rázově,

- c) podle převažujícího druhu napětí, které vyvolává vnější zatížení se rozlišují pružiny namáhané převážně na:
- krut
 - tah nebo tlak
 - ohyb
 - kombinované namáhání,
- d) podle materiálu činné části se pružiny dělí na:
- kovové (ocelové)
 - nekovové (pryžové, pneumatické, hydropryžové, hydropneumatické atd.),
- e) podle tvaru, konstrukčního uspořádání nebo provedení se rozlišují pružiny například na:
- ocelové pružiny šroubovitě (válcové nebo kuželové)
 - spirálové
 - torzní tyče
 - listové
 - talířové atd. [6].

Vlastnosti pružiny se obvykle posuzují podle charakteristiky, tuhosti nebo poddajnosti, podle schopnosti akumulovat energii a podle vlastního tlumení. Mezi důležitá kritéria patří i ukazatelé objemového a hmotového využití pružiny [6].

Charakteristika pružiny představuje závislost mezi zatížením a deformací pružiny. U pružin tlačných je to závislost tlačné síly F zatěžující pružinu na stlačení pružiny y . Rozlišují se pružiny s charakteristikou lineární a s charakteristikou nelineární – progresivní nebo degresivní (**obr. 3.5**) [6].



Obr. 3.5 Charakteristiky pružin [6]

Charakteristickou veličinou pružiny je její tuhost c , která určuje její pružící vlastnosti. Získá se derivací charakteristiky $F = f(y)$, resp. je rovna velikosti směrnice tečny ve sledovaném bodě charakteristiky. Platí tedy

$$c = \frac{dF}{dy} = \operatorname{tg} \alpha \quad (3.14)$$

kde je: c tuhost pružiny [$N \cdot m^{-1}$, $N \cdot mm^{-1}$],

F zatěžující síla pružiny (tlačná síla) [N],

y stlačení pružiny [m, mm] [6].

Pružiny s lineární charakteristikou mají tuhost konstantní. Při výpočtu pružiny určené k tlumení nárazů jen nutné sledovat i její schopnost akumulovat rázovou pohybovou energii, neboť tato nesmí překročit dovolenou deformační energii pružiny (potenciální energii napjatosti) tj. $W_k \leq W_d$. Deformační energii (přetvárnou práci) pružiny W_d lze stanovit z její charakteristiky, je rovna ploše pod charakteristikou (**obr. 3.5**)

$$W_d = \int_0^y F dy \quad (3.15)$$

kde je: W_d deformační energie pružiny [J],

F zatěžující síla pružiny (tlačná síla) [N].

Pro pružiny s lineární charakteristikou je deformační energie

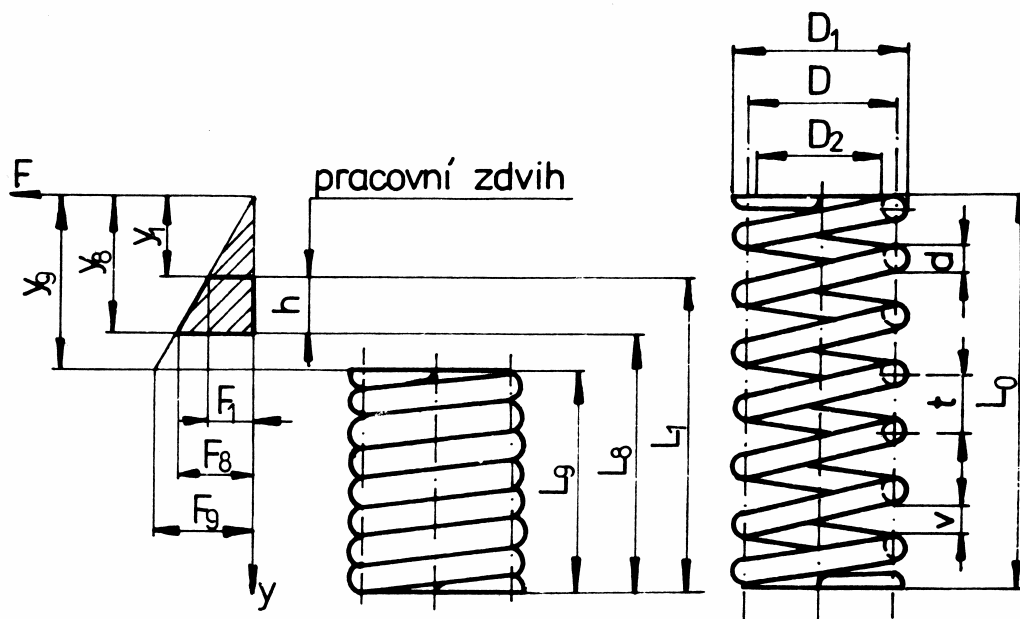
$$W_d = \frac{1}{2} \cdot F \cdot y = \frac{1}{2} \cdot c \cdot y^2 \quad [6]. \quad (3.16)$$

Namáhání pružin je zpravidla kombinované, avšak při výpočtu (návrhovém i kontrolním) se uvažuje pouze namáhání prosté, které převládá, a to ohybové nebo smykové vyvolané kroucením. Jelikož největší provozní zatížení nesmí překročit mez pružnosti, je deformace pružin zpravidla úměrná zatížení.

Přesnost výpočtu rozměrů pružiny a dodržení požadované charakteristiky jsou značně ovlivněny výrobními úchytkami polotovarů pro výrobu pružin (drátů), výrobními úchytkami tvaru a rozměrů vlastní pružiny, částečnou trvalou deformací polotovaru při výrobě pružiny a dalšími vlivy. Proto skutečně naměřené hodnoty sil, momentů a deformací se zpravidla odchylují od hodnot vypočtených [6].

Vzhledem k funkci pružin se rozeznávají při zatěžování tyto provozní stavy (**obr. 3.6**):

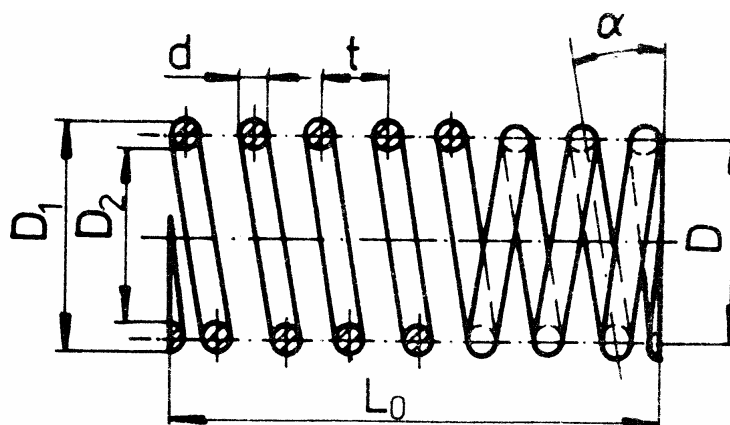
- a) **volný**, při kterém pružina není zatížena, veličiny (zpravidla geometrické veličiny) příslušné tomuto stavu se označují indexem „0“,
- b) **předpružený**, při kterém je pružina vystavena nejmenšímu pracovnímu zatížení (montážní předpětí), veličiny při tomto stavu se označují indexem „1“,
- c) **plně zatížený**, při kterém je pružina vystavena největšímu pracovnímu zatížení (stálému nebo proměnnému), veličiny při tomto stavu se označují indexem „8“,
- d) **mezní**, při kterém je pružina vystavena výjimečně meznímu zatížení, veličiny při tomto stavu se označují indexem „9“. Při mezním zatížení je obvykle $F_9 = (1,05 \text{ až } 1,20) \cdot F_8$ [6].



Obr. 3.6 Tlačná šroubovitá válcová vinutá pružina s charakteristikou [6]

3.3.1 Šroubovité pružiny

Šroubovité pružiny se v technické praxi vyskytují nejčastěji, protože je lze snadno vyrobit a montovat. Jsou vinuty buď ve válcové (obr. 3.7) nebo kuželové šroubovici, zpravidla z drátu kruhového průřezu. Pružiny jsou vinuty buď v pravotočivé šroubovici (vinutí pravé) nebo v levotočivé šroubovici (vinutí levé) [6].



Obr. 3.7 Šroubovitá pružina vinutá z drátu kruhového průřezu – válcový tvar [6]

Šroubovitá válcová pružina je určena těmito rozměry:

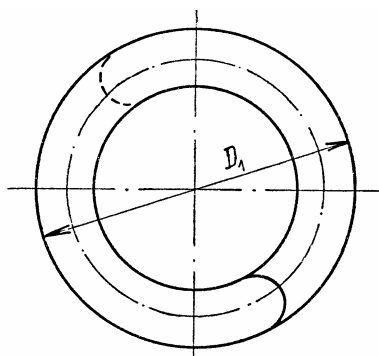
- středním průměrem závitů D (průměr výpočtový; výpočet deformace),
- průměrem drátu d ,
- počtem závitů $n(n_c)$,
- délkou ve volném (nezatíženém) stavu L_0 ,
- roztečí činných závitů ve volném stavu t [6].

Celkový počet závitů pružiny n_c je roven součtu závitů činných n a závěrných n_z (**tab. 3.3**).

Činné závity (pružící) se podílejí na deformaci pružiny, závěrné závity slouží k uchycení nebo opření pružiny. Pokud není celkový počet závitů celé číslo, pak se připouští jeho dělení nejvýše na čtvrtiny [6].

Úhel stoupání se při funkční deformaci mění. Krajiní závity na obou koncích tlačné pružiny jsou zpravidla přihnuty k sousedním tak, že k nim přiléhají svým volným koncem a jsou buď obrobena nebo neobrobena. Takto upravené závity na koncích pružiny se nazývají závěrné a vytvářejí opěrnou plochu pružiny. Při funkční deformaci se jejich úhel stoupání nemění. Tlačná pružina s neupravenými krajiními závity (např. přihnutými, ale neobroběnými) má zpravidla malou vzpěrnou stabilitu, při větším zatížení vybočuje a její závity se deformují nerovnoměrně [6].

Aby se dosáhlo správné stability pružiny (nemá-li se kolébat), mají být výběhy koncových závitů uspořádány tak, aby byly vzájemně pootočený asi o 180° (**obr. 3.8**) [13].



Obr. 3.8 Vzájemné pootočení závitů [13]

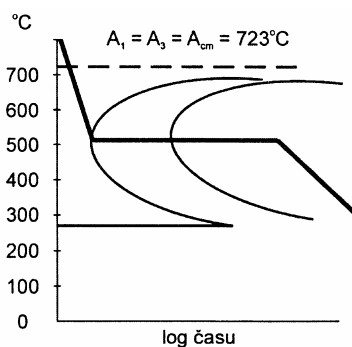
3.4 Materiál pružin

Na pružiny se používají především oceli, a to různého druhu podle použití. Pro podřadné účely stačí uhlíková ocel s malým obsahem uhlíku (0,1 % C), která se válcuje za tepla do průměru asi 5 mm, zakalí vodní sprchou a pak táhne za studena. Tímto zpracováním se dosáhne pevnosti v tahu až přes 1000 MPa [6].

Více namáhané pružiny z drátů malých průřezů se vyrábějí z patentovaných drátů z oceli, která má asi 0,6 % C. Tažením za studena se dosáhne meze pevnosti v tahu 1000 až 2000 MPa, popřípadě i více. Velmi namáhané pružiny se vyrábějí z ušlechtilých ocelí uhlíkových nebo z ocelí slitinových, legovaných manganem (Mn) nebo křemíkem (Si), popřípadě ještě chromem (Cr) aj. Aby se dosáhlo velké meze pružnosti a velké meze únavy, zušlechťují se pružiny z drátů větších průřezů nebo pružiny ploché nejčastěji kalením do oleje a popouštěním na 400 až 550 °C [6].

Značně namáhané pružiny se někdy vyrábějí z broušených a leštěných drátů. Výrazného zvýšení meze únavy pružin se dosáhne kuličkováním. Výchozím materiálem pro patentované a za studena tažené dráty na pružiny je drát o průměru 5,5 mm nebo větší, vyválcovaný za tepla. Tento drát je postupně tažen a patentován, konečné tažení se děje tak, aby se dosáhlo požadovaných pevnostních vlastností. Pro pružiny z patentovaných a za studena tažených drátů se používají dráty o průměru 0,2 až 16 mm. Hodnota meze pevnosti v tahu závisí do značné míry na velikosti průměru drátu. Čím menší průměr, tím větší pevnost v tahu [6]. Nejčastěji používané oceli pro výrobu pružin jsou shrnuty v tabulce (**příloha 3**).

Pozn.: Patentování je zvláštní případ tepelného zpracování, konkrétně izotermického žíhání na teplotu těsně nad teplotou nosu křivky IRA diagramu příslušné oceli (obr. 3.9).



Obr. 3.9 Průběh patentování nelegovaných ocelí v IRA diagramu [8]

Cílem je dosažení struktury nejjemnějšího lamelárního perlitu, který je možno identifikovat pouze pomocí elektronového mikroskopu. Ocel získá velmi výhodné mechanické parametry, jmenovitě vysokou pevnost při značné tažnosti a je schopna dalšího tváření zastudena za účelem dalšího zvýšení meze pevnosti. Ohřev na austenitizační teplotu se při patentování provádí často odporově nebo indukčně, ochlazení a výdrž na teplotu izotermického rozpadu pak v kovových nebo solných lázních. Patentování se nejvíce využívá u tepelného zpracování ocelových drátů a pásů. Výrobní proces patentování je nepřetržitý [7], [8].

3.5 Zatížení působící na pružinu ve vozidle

Aby bylo možné určit, alespoň přibližně, jaké síly působí na pružinu během provozu. Je třeba určit síly, které působí na nápravu, na jednotlivá kola a na samotné pružiny, které jsou součástí tlumičové jednotky nápravy.

Určení zatížení připadajícího na přední nápravu

Pružina je určena pro provoz ve voze Škoda Felicia Combi s dieslovým motorem o obsahu 1,9 litru (**tab. 3.1**). Jednotlivé parametry nutné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce (**tab. 3.5**).

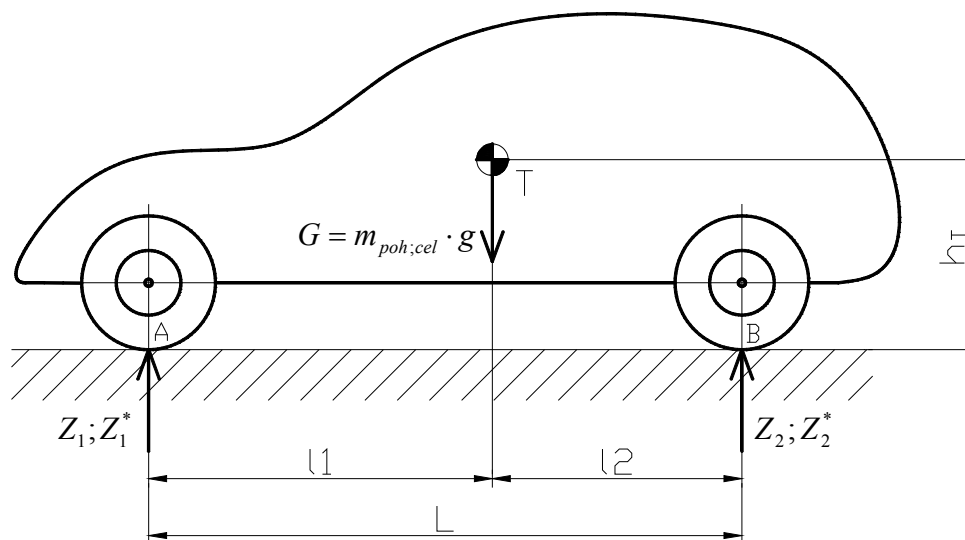
Tab. 3.5 Technické parametry vozidla pro výpočet zatížení náprav

Rozvor náprav L [9]	Pohotovostní hmotnost m_{poh} [9]	Přípustná celková hmotnost m_{cel} [9]	Pohotovostní zatížení přední nápravy m_1 [5]	Výšková souřadnice těžiště h_T [10]	Plné brzdné zpomalení pro provozní brzdění a_{pl} [1]
2450	1090 kg	1520 kg	635 kg	765 mm	5,8 m·s ⁻²

Část údajů z literatury [9] je v příloze (**příloha 2**). Hodnoty (**tab. 3.5**) z literatury [10] jsou získány z bakalářské práce, ve které se zjišťovala výšková souřadnice těžiště h_T pro vozidlo Škoda Felicia LX s benzínovým motorem o obsahu 1,3 litru s karosérií typu hatchback. Jedná se o jiný typ vozidla, než je uvedeno v tabulce (**tab. 3.1**). Tyto údaje výrobce běžně neuvádí, ale pro tento výpočet budou postačující.

Výpočet pro statické hodnoty zatížení

Výpočet statické hodnoty zatížení přední nápravy je pro vozidlo, které je v klidu, tj. nebrzdí. Jednotlivé působící síly na vozidlo a jeho geometrie jsou znázorněny na obrázku (**obr. 3.10**).



Obr. 3.10 Síly působící na vozidlo a jeho geometrie – stojící vozidlo

G – tíha vozidla od pohotovostní hmotnosti, případně od přípustné celkové hmotnosti;
 Z_x – jednotlivé radiální reakce působící mezi vozovkou a nápravou vozidla (resp. kolem a vozovkou)

a) Určení vzdálenosti těžiště od zadní nápravy l_2

$$\sum_{i=1}^n M_{i,B} = 0 \quad (3.17)$$

$$Z_1 \cdot L - m_{poh} \cdot g \cdot l_2 = 0$$

$$m_1 \cdot g \cdot L - m_{poh} \cdot g \cdot l_2 = 0 \quad (3.18)$$

$$l_2 = \frac{m_1 \cdot L}{m_{poh}} = \frac{635 \text{ kg} \cdot 2450 \text{ mm}}{1090 \text{ kg}} = \underline{\underline{1427,3 \text{ mm}}} \quad (3.19)$$

kde je: Z_1 reakční síla vozovky pro přední nápravu, resp. tíha vozidla připadající na přední nápravu [N],

L rozvor náprav [mm],

m_{poh} pohotovostní hmotnost vozidla [kg],

g tíhové zrychlení Země [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$],

l_2 vzdálenosti těžiště od zadní nápravy [mm].

b) Určení vzdálenosti těžiště od přední nápravy l_1

$$\underline{l_1} = L - l_2 = 2450 \text{ mm} - 1427,3 \text{ mm} = \underline{1022,7 \text{ mm}} \quad (3.20)$$

kde je: l_1 vzdálenost těžiště od přední nápravy [mm].

c) Síla Z_1 působící na přední nápravu při pohotovostní hmotnosti vozidla m_{poh}

$$\underline{Z_1} = m_1 \cdot g = 635 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = \underline{6229,4 \text{ N}} \quad (3.21)$$

d) Síla Z_1^* působící na přední nápravu při přípustné celkové hmotnosti vozidla m_{cel}

$$\sum_{i=1}^n M_{i,B} = 0 \quad (3.22)$$

$$Z_1^* \cdot L - m_{cel} \cdot g \cdot l_2 = 0$$

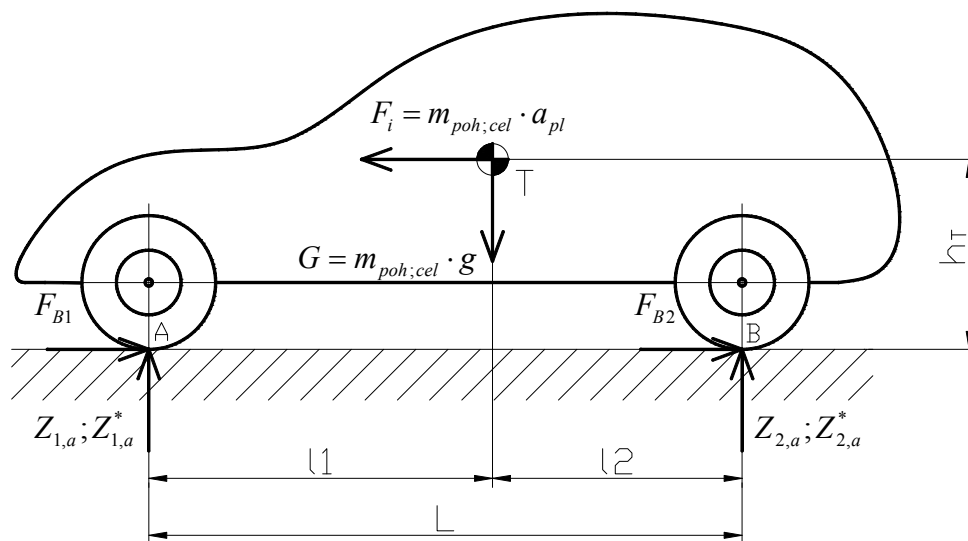
$$\underline{Z_1^*} = \frac{m_{cel} \cdot g \cdot l_2}{L} = \frac{1520 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1427,3 \text{ mm}}{2450 \text{ mm}} = \underline{8686,8 \text{ N}} \quad (3.23)$$

kde je: Z_1^* síla působící na přední nápravu při přípustné celkové hmotnosti vozidla [N],

m_{cel} přípustná celková hmotnost vozidla [kg].

Výpočet pro vozidlo ve stavu při brzdění na vozovce

Je uvažován stav, kdy osobní vozidlo kategorie M1 začne brzdit na vozovce s daným plným brzdícím zpomalením při provozním brzdění. Při brzdění dojde k odlehčení zadní nápravy a naopak k přitížení nápravy přední. Jednotlivé působící síly na vozidlo a jeho geometrie jsou znázorněny na obrázku (**obr. 3.11**).



Obr. 3.11 Síly působící na vozidlo a jeho geometrie – brzdění vozidla

G – tíha vozidla od pohotovostní hmotnosti, případně od přípustné celkové hmotnosti;
 Z_x – jednotlivé radiální reakce působící mezi vozovkou a nápravou vozidla (resp. kolem a vozovkou); F_i – setrvačná síla působící při plném brzdění na vozidlo (přetížení přední nápravy); F_{Bx} – brzdná síla

a) Síla $Z_{1,a}$ působící na přední nápravu při pohotovostní hmotnosti vozidla m_{poh}

$$\sum_{i=1}^n M_{i,B} = 0 \quad (3.24)$$

$$Z_{1,a} \cdot L - m_{poh} \cdot g \cdot l_2 - m_{poh} \cdot a_{pl} \cdot h_T = 0$$

$$Z_{1,a} \cdot L = m_{poh} \cdot g \cdot l_2 + m_{poh} \cdot a_{pl} \cdot h_T \quad (3.25)$$

$$Z_{1,a} \cdot L = m_{poh} \cdot (g \cdot l_2 + a_{pl} \cdot h_T) \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} \underline{\underline{Z_{1,a}}} &= \frac{m_{poh} \cdot (g \cdot l_2 + a_{pl} \cdot h_T)}{L} = \\ &= \frac{1090 \text{ kg} \cdot (9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1,4273 \text{ m} + 5,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 0,765 \text{ m})}{2,45 \text{ m}} = \underline{\underline{8203,4 \text{ N}}} \end{aligned} \quad (3.27)$$

b) Síla $Z_{1,a}^*$ působící na přední nápravu při přípustné celkové hmotnosti vozidla m_{cel}

$$\sum_{i=1}^n M_{i,B} = 0 \quad (3.28)$$

$$Z_{1,a}^* \cdot L - m_{cel} \cdot g \cdot l_2 - m_{cel} \cdot a_{pl} \cdot h_T = 0$$

$$Z_{1,a}^* \cdot L = m_{cel} \cdot g \cdot l_2 + m_{cel} \cdot a_{pl} \cdot h_T \quad (3.29)$$

$$Z_{1,a}^* \cdot L = m_{cel} \cdot (g \cdot l_2 + a_{pl} \cdot h_T) \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} \underline{\underline{Z_{1,a}^*}} &= \frac{m_{cel} \cdot (g \cdot l_2 + a_{pl} \cdot h_T)}{L} = \\ &= \frac{1520 \text{ kg} \cdot (9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1,4273 \text{ m} + 5,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 0,765 \text{ m})}{2,45 \text{ m}} = \underline{\underline{11439,6 \text{ N}}} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Zatížení tlumičové jednotky

Výpočet označený pro „přední nápravu“ je uvažován tak, jakoby se jednalo o tuhou nápravu zatíženou v polovině osamělou silou. Ve skutečnosti jsou na tomto voze Škoda Felicia dvě nezávislé výkyvné nápravy typu McPherson. Toto „zjednodušení“ neovlivní přesnost

výsledků. A při uvažování příčné polohy těžiště vozidla přesně v polovině, je tento přístup opodstatněný.

Vypočtené čtyři síly Z_1 , Z_1^* , $Z_{1,a}$, $Z_{1,a}^*$, které za daných podmínek působí na přední nápravu, je třeba přepočíst na jedno vozidlové kolo. Toto je nutné pro další výpočet, kterým se určí síly působící na jednu pružinu, která je součástí tlumičové jednotky přední výkyvné nápravy McPherson.

a) Síla K_1 působící na kolo přední nápravy při pohotovostní hmotnosti vozidla m_{poh}

$$\underline{\underline{K_1}} = \frac{Z_1}{2} = \frac{6229,4 N}{2} = \underline{\underline{3114,7 N}} \quad (3.32)$$

kde je: K_1 síla působící na kolo přední nápravy při pohotovostní hmotnosti vozidla [N].

b) Síla K_1^* působící na kolo přední nápravy při přípustné celkové hmotnosti vozidla m_{cel}

$$\underline{\underline{K_1^*}} = \frac{Z_1^*}{2} = \frac{8686,8 N}{2} = \underline{\underline{4343,4 N}} \quad (3.33)$$

kde je: K_1^* síla působící na kolo přední nápravy při přípustné celkové hmotnosti vozidla [N].

c) Síla $K_{1,a}$ působící na kolo přední nápravy při plném brzdění a pohotovostní hmotnosti vozidla m_{poh}

$$\underline{\underline{K_{1,a}}} = \frac{Z_{1,a}}{2} = \frac{8203,4 N}{2} = \underline{\underline{4101,7 N}} \quad (3.34)$$

kde je: $K_{1,a}$ síla působící na kolo přední nápravy při plném brzdění a pohotovostní hmotnosti vozidla [N].

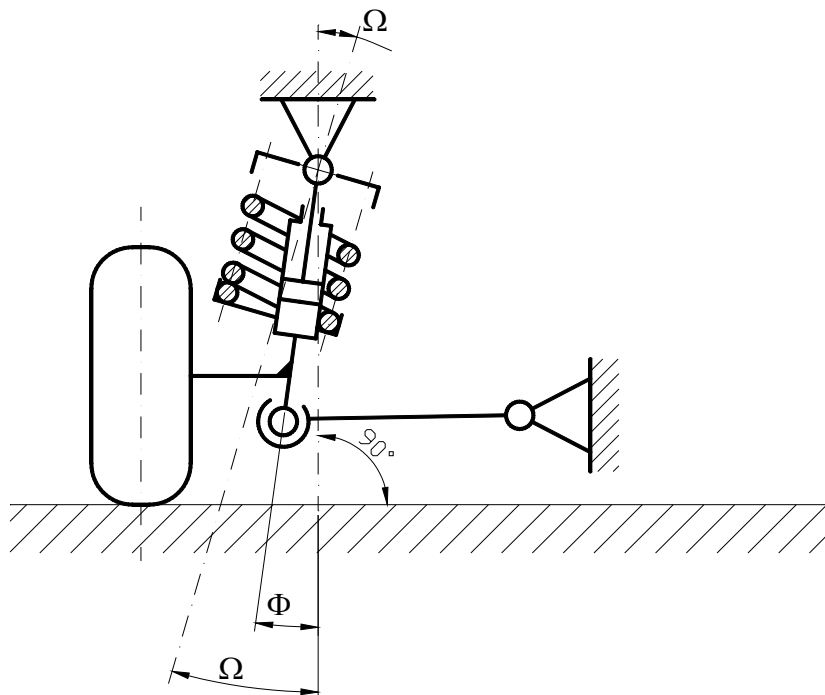
d) Síla $K_{1,a}^*$ působící na kolo přední nápravy při plném brzdění a přípustné celkové hmotnosti vozidla m_{cel}

$$\underline{\underline{K_{1,a}^*}} = \frac{Z_{1,a}^*}{2} = \frac{11439,6 N}{2} = \underline{\underline{5719,8 N}} \quad (3.35)$$

kde je: $K_{1,a}^*$ síla působící na kolo přední nápravy při plném brzdění a přípustné celkové hmotnosti vozidla [N].

3.5.1 Zatížení pružiny u nápravy McPherson

Náprava McPherson, konkrétně tlumičová jednotka a pružina, svírají v příčné rovině, tj. rovina kolmá na podélnou rovinu vozidla, určitý úhel (**obr. 3.12**). Tento fakt je třeba zohlednit a vypočítat složku od síly působící mezi kolem a vozovkou ve směru pružiny. Jednotlivé síly K_1 , K_1^* , $K_{1,a}$, $K_{1,a}^*$ jsou výslednice a jejich rozkladem do složek ve směru osy pružiny a do směru kolmého na osu pružiny, se dostane velikost sil, kterými je pružina namáhána.



Obr. 3.12 Náprava McPherson – úhly

Φ – úhel sevřený mezi podélnou rovinou vozidla a osou tlumiče v příčné rovině; Ω – úhel sevřený mezi podélnou rovinou vozidla a osou pružiny v příčné rovině

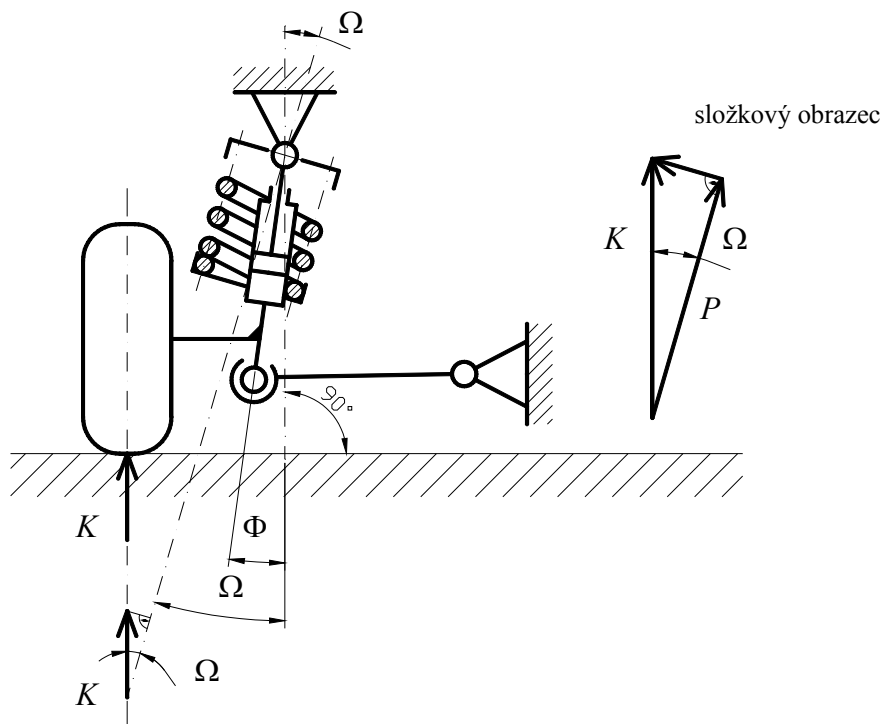
Měření úhlů Φ , Ω proběhlo na stojícím vozidle při pohotovostní hmotnosti. Z obrázku (**obr. 3.12**) je zřejmé, že tyto úhly se během změny zatížení vozidla nepatrně mění. Protože délka spodního příčného ramene je konstantní. Mění se také rozchod nápravy a odklon kola.

Pro výpočet síly působící na pružinu je potřebný pouze úhel Ω , úhel Φ sevřený mezi podélnou rovinou vozidla a osou tlumiče je doplňková informace. Konkrétně byly naměřeny tyto hodnoty:

$$\Phi = 5,3^\circ,$$

$$\Omega = 10^\circ.$$

Síly působící na nápravu, jejich rozklad, geometrie nápravy a složkový obrazec jsou znázorněny na obrázku (obr. 3.13).



Obr. 3.13 Náprava McPherson – úhly a síly

Φ – úhel sevřený mezi podélnou rovinou vozidla a osou tlumiče v příčné rovině; Ω – úhel sevřený mezi podélnou rovinou vozidla a osou pružiny v příčné rovině; K – síla působící na kolo; P – síla působící ve směru osy pružiny (složka síly K)

a) Síla P_1 působící na pružinu při pohotovostní hmotnosti vozidla m_{poh}

$$\underline{P_1} = K_1 \cdot \cos \Omega = 3114,7 \text{ N} \cdot \cos 10^\circ = \underline{\underline{3067,4 \text{ N}}} \quad (3.36)$$

kde je: P_1 síla působící na pružinu při pohotovostní hmotnosti vozidla [N].

b) Síla P_1^* působící na pružinu při přípustné celkové hmotnosti vozidla m_{cel}

$$\underline{P_1^*} = K_1^* \cdot \cos \Omega = 4343,4 \text{ N} \cdot \cos 10^\circ = \underline{\underline{4277,4 \text{ N}}} \quad (3.37)$$

kde je: P_1^* síla působící na pružinu při přípustné celkové hmotnosti vozidla [N].

c) Síla $P_{1,a}$ působící na pružinu při plném brzdění a pohotovostní hmotnosti vozidla m_{poh}

$$\underline{\underline{P_{1,a}}} = K_{1,a} \cdot \cos \Omega = 4101,7 \text{ N} \cdot \cos 10^\circ = \underline{\underline{4039,4 \text{ N}}} \quad (3.38)$$

kde je: $P_{1,a}$ síla působící na pružinu při plném brzdění a pohotovostní hmotnosti vozidla [N].

d) Síla $P_{1,a}^*$ působící na pružinu při plném brzdění a přípustné celkové hmotnosti vozidla m_{cel}

$$\underline{\underline{P_{1,a}^*}} = K_{1,a}^* \cdot \cos \Omega = 5719,8 \text{ N} \cdot \cos 10^\circ = \underline{\underline{5632,9 \text{ N}}} \quad (3.39)$$

kde je: $P_{1,a}^*$ síla působící na pružinu při plném brzdění a přípustné celkové hmotnosti vozidla [N].

Z výsledků je patrné, že příčný odklon pružiny od podélné roviny automobilu nemá velký vliv na velikost jednotlivých zatěžujících sil působících na pružinu od kola nápravy (rozdíl velikostí sil K a P je malý).

Pro další výpočty bude předpruženému stavu „1“ (F_1) odpovídat síla P_1 působící na pružinu při pohotovostní hmotnosti vozidla. Stavů plně zatíženém „8“ (F_8) bude odpovídat síla P_1^* působící na pružinu při přípustné celkové hmotnosti vozidla. Konkrétní velikosti sil jsou uvedeny v tabulce (tab. 3.6).

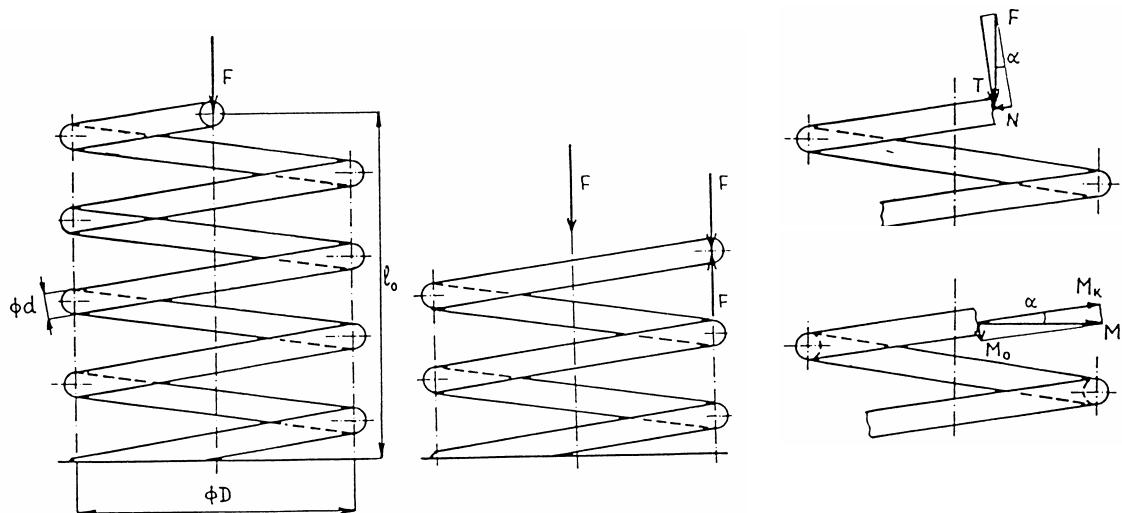
Tab. 3.6 Zatěžovací stavy pružiny

Předpružený stav F_1 (P_1)	Plně zatížený stav F_8 (P_1^*)
3067,4 N	4277,4 N

3.6 Výpočet tlačné válcové pružiny [6], [11], [12], [13], [14], [15]

Navineme-li materiál libovolného průřezu na trn s určitým stoupáním, zhotoví se tlačná pružina. Materiál je při stlačení (pružení) namáhán kroučícími momenty.

Tlačná šroubovitá válcová pružina se stálou vůlí mezi činnými závity přenáší vnější síly působící v její ose proti sobě. Pružina, zatížená osovou silou F , je namáhána kombinovaně na krut, ohyb, smyk a tah nebo tlak. Průřez drátu je v libovolném místě namáhán silou F a momentem $M = F \cdot R$, který leží v osové rovině pružiny (**obr. 3.14**).



Obr. 3.14 Silové poměry u pružiny (tlačná pružina) [6]

Z rozkladu jejich vektorů v obecné poloze do roviny řezu a do roviny kolmé k rovině řezu plyne, že průřez je namáhán na tlak nebo tah složkou N , na smyk složkou T , na ohyb složkou M_0 a na krut složkou M_k . Zpravidla jsou pružiny vinuty těsně s malým úhlem stoupání šroubovice α , pak $\sin \alpha \cong 0$ a složky N a M_0 se mohou zanedbat. V případech, když $i = \frac{D}{d} > 10$, lze zanedbat i smykovou sílu T , protože jí vyvolané napětí je velmi malé vzhledem k hodnotě napětí odpovídající momentu M_k . Za těchto předpokladů se tyto pružiny navrhují nebo kontrolují pouze ze smykového napětí vyvolané kroučícím momentem nebo smykového napětí kombinovaného, vyvolaného kroucením a prostým smykem, je-li poměr vinutí $i < 10$.

Poměr středního průměru D a průměru drátu d se nazývá poměr vinutí. Doporučuje se obvykle pro válcové pružiny volit $5 < i < 16$ [6]. Konkrétně pro řešenou pružinu se dostane poměr vinutí

$$\underline{i} = \frac{D}{d} = \frac{134 \text{ mm}}{13,5 \text{ mm}} = \underline{\underline{9,93}} \quad (3.40)$$

to znamená, že pružina této podmínce vyhovuje.

a) Pevnostní podmínka pro tlačnou pružinu s poměrem vinutí $i < 10$ (viz vztah (3.40)) pro plně zatížený stav „8“

$$\underline{K} = \frac{i + 0,2}{i - 1} = \frac{9,93 + 0,2}{9,93 - 1} = \underline{\underline{1,13}} \quad (3.41)$$

$$\tau_8 = \left(\frac{4 \cdot F_8}{\pi \cdot d^2} + \frac{8 \cdot F_8 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot K \leq \tau_{Dm} \quad (3.42)$$

$$\begin{aligned} \underline{\tau_8} &= \left(\frac{4 \cdot F_8}{\pi \cdot d^2} + \frac{8 \cdot F_8 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot K = \\ &= \left(\frac{4 \cdot 4277,4 \text{ N}}{\pi \cdot (13,5 \text{ mm})^2} + \frac{8 \cdot 4277,4 \text{ N} \cdot 134 \text{ mm}}{\pi \cdot (13,5 \text{ mm})^3} \right) \cdot 1,13 = \underline{\underline{704,1 \text{ MPa}}} \end{aligned} \quad (3.43)$$

$$\underline{\tau_{Dm}} = 0,56 \cdot R_m = 0,56 \cdot 1620 \text{ MPa} = \underline{\underline{907,2 \text{ MPa}}} \quad (3.44)$$

$$\underline{\tau_8} < \tau_{Dm} \quad (3.45)$$

kde je: K korekční součinitel napětí ve smyku,

τ_8 smykové napětí při působící síle F_8 [MPa],

τ_{Dm} dovolené mezní napětí v krutu [MPa]

(žíhaný drát na zušlechťované pružiny ze slitinové oceli s průměrem $d > 11,8$ mm),

R_m mez pevnosti v tahu pro materiál pružiny 15 260.9 (**příloha 1**).

Hodnota meze pevnosti v tahu pro materiál pružiny (**příloha 1**) slouží ve výpočtu pouze jako informativní údaj, protože skutečný materiál, z něhož je vyrobena pružina od čínského výrobce, není znám.

Korekční součinitel napětí ve smyku vyjadřuje nerovnoměrnost rozložení smykového napětí po průřezu drátu v závislosti na zakřivení závitu. Součinitel v sobě zahrnuje nejen vliv smyku, daný poměrem i , nýbrž také vliv ohybu a tlaku, daný úhlem stoupání α (**tab. 3.7**).

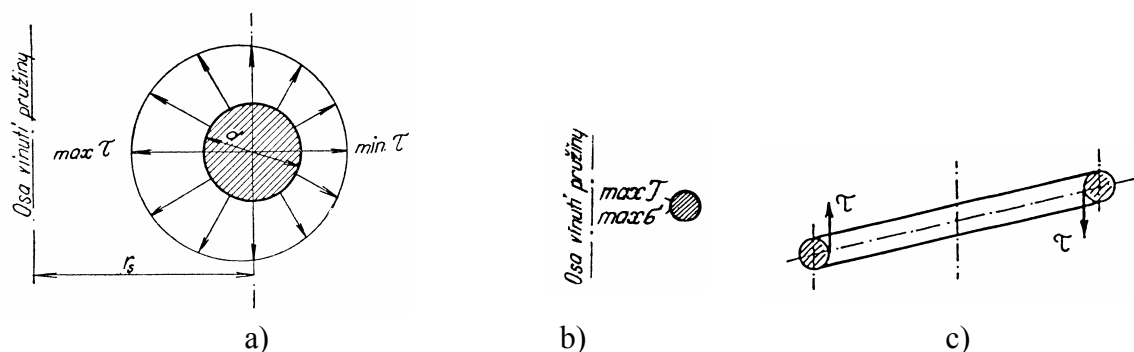
Největší hodnota smykového napětí je na vnitřní straně průřezu drátu pružiny (na obvodě průřezu nejbliže k ose pružiny).

Tab. 3.7 Součinitel K [14]

D/d	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 30^\circ$
3	1,514	1,441	1,241
4	1,367	1,306	1,136
6	1,233	1,182	1,039
8	1,170	1,124	0,993
10	1,134	1,091	0,966

aa) Přesný výpočet dle literatury [13]:

V rovné tyči kruhového průřezu, namáhané kroucením, je napětí závislé na vzdálenosti pozorovaného bodu na obvodu tyče od jejího středu. Je proto na obvodu kruhové tyče všude stejně veliké. Je-li však tyč ohnutá do oblouku o nějakém poloměru, jako je tomu např. u válcových pružin, pak vzrůstají napětí směrem k vnitřnímu průměru a zmenšují se směrem k vnějšímu průměru pružiny. Znázorní-li se okrajová napětí na obvodu kruhového průřezu radiálně, pak skutečná napětí nebudou probíhat v soustředných kruzích, nýbrž podle nějaké křivky tak, jak je to schematicky naznačeno na obrázku (obr. 3.15). Tak si lze vysvětlit skutečnost, která se obvykle projeví předčasnými lomy vláken na vnitřních průměrech válcových pružin.



Obr. 3.15 Rozdělení pnutí na obvodu kruhového průřezu při přesném výpočtu [13], [14]

Podle Göhnera největší hodnotu smykového napětí $\max \tau$ vyvolaného kroučícím momentem a smykovou silou lze vyjádřit podle vztahu (3.47). Namáhání šroubových pružin jsou podmíněna hlavně smykovými napětími τ a ne většinou bezvýznamnými normálními napětími σ .

$$\underline{\underline{\psi}} = \left(1 + \frac{5}{4 \cdot i} + \frac{7}{8 \cdot i^2} + \frac{1}{i^3}\right) = \left(1 + \frac{5}{4 \cdot 9,93} + \frac{7}{8 \cdot 9,93^2} + \frac{1}{9,93^3}\right) = \underline{\underline{1,14}} \quad (3.46)$$

$$\begin{aligned} \underline{\underline{\max \tau_8}} &= \left(\frac{4 \cdot F_8}{\pi \cdot d^2} + \frac{8 \cdot F_8 \cdot D}{\pi \cdot d^3}\right) \cdot (\psi) \cdot \cos \alpha = \\ &= \left(\frac{4 \cdot 4277,4 \text{ N}}{\pi \cdot (13,5 \text{ mm})^2} + \frac{8 \cdot 4277,4 \text{ N} \cdot 134 \text{ mm}}{\pi \cdot (13,5 \text{ mm})^3}\right) \cdot 1,14 \cdot \cos 6,5^\circ = \underline{\underline{705,8 \text{ MPa}}} \end{aligned} \quad (3.47)$$

kde je: ψ součinitel napětí ve smyku,

$\max \tau_8$ maximální smykové napětí pro zátěžový stav „8“ [MPa],

α úhel stoupání šroubovice ve volném stavu [°].

Z číselné hodnoty pro napětí $\max \tau_8$ je patrné, že oba přístupy k výpočtu maximálního smykového napětí dávají téměř shodné výsledky. Součinitel napětí ve smyku ψ dosahuje obdobné hodnoty jako korekční součinitel napětí ve smyku K .

b) Tuhost tlačné pružiny vinuté z drátu kruhového průřezu

$$\underline{\underline{c}} = \frac{F}{y} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{8,2 \cdot 10^4 \text{ MPa} \cdot (13,5 \text{ mm})^4}{8 \cdot (134 \text{ mm})^3 \cdot 6,5} = \underline{\underline{21,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}} \quad (3.48)$$

kde je: G modul pružnosti ve smyku materiálu pružiny [MPa] (**příloha 3**),

c tuhost tlačné pružiny vinuté z drátu kruhového průřezu [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$],

n počet činných závitů.

c) Délka pružiny v mezním stavu

$$\underline{\underline{L_9}} = (n_c + 1 - z_0) \cdot d = (8 + 1 - 0) \cdot 13,5 \text{ mm} = \underline{\underline{121,5 \text{ mm}}} \quad (3.49)$$

kde je: n_c celkový počet závitů,

z_0 konstanta, pro neobrobené opěrné plochy $z_0 = 0$,

L_9 délka pružiny v mezním stavu [mm].

Mezní stav tlačné pružiny odpovídá zpravidla tzv. dosedovému stavu, tj. deformaci pružiny, při které se všechny závity dotýkají.

d) Součet nejmenších dovolených vůlí mezi činnými závity ve stavu plně zatíženém

$$\underline{\underline{\sum v_{\min}}} = \frac{d \cdot i \cdot n}{50} = \frac{13,5 \text{ mm} \cdot 9,93 \cdot 6,5}{50} = \underline{\underline{17,4 \text{ mm}}} \quad (3.50)$$

kde je: $\sum v_{\min}$ součet nejmenších dovolených vůlí mezi činnými závity ve stavu plně zatíženém [mm].

e) Horní mezní délka v mezním stavu pro neobrobené opěrné plochy

$$\underline{\underline{L_{9\max}}} = 1,03 \cdot L_9 = 1,03 \cdot 121,5 \text{ mm} = \underline{\underline{125,1 \text{ mm}}} \quad (3.51)$$

kde je: $L_{9\max}$ horní mezní délka v mezním stavu pro neobrobené opěrné plochy [mm].

f) Mezní zkušební délka pružiny

$$\underline{\underline{L_{\min F}}} = L_{9\max} + \sum v_{\min} = 125,1 \text{ mm} + 17,4 \text{ mm} = \underline{\underline{142,5 \text{ mm}}} \quad (3.52)$$

kde je: $L_{\min F}$ mezní zkušební délka pružiny [mm].

g) Deformace ve směru osy pružiny při zatížení silou F_8 pro kruhový průřez drátu

$$\underline{\underline{y_8}} = \frac{64 \cdot F_8 \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{64 \cdot 4277,4 \text{ N} \cdot \left(\frac{134 \text{ mm}}{2}\right)^3 \cdot 6,5}{8,2 \cdot 10^4 \text{ MPa} \cdot (13,5 \text{ mm})^4} = \underline{\underline{196,5 \text{ mm}}} \quad (3.53)$$

kde je: y_8 deformace ve směru osy pružiny při zatížení silou F_8 pro kruhový průřez drátu [mm].

Tento výpočet bylo možné provést i za využití tuhosti pružiny c podle vztahu $y_8 = \frac{F_8}{c}$.

h) Deformace ve směru osy pružiny při zatížení silou F_1 pro kruhový průřez drátu

$$\underline{\underline{y_1}} = \frac{64 \cdot F_1 \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{64 \cdot 3067,4 \text{ N} \cdot \left(\frac{134 \text{ mm}}{2}\right)^3 \cdot 6,5}{8,2 \cdot 10^4 \text{ MPa} \cdot (13,5 \text{ mm})^4} = \underline{\underline{140,9 \text{ mm}}} \quad (3.54)$$

kde je: y_1 deformace ve směru osy pružiny při zatížení silou F_1 pro kruhový průřez drátu [mm].

Tento výpočet bylo možné opět provést za využití tuhosti pružiny c podle vztahu $y_1 = \frac{F_1}{c}$.

ch) Délka pružiny ve stavu plně zatíženém

$$\underline{L_8} = L_0 - y_8 = 330 \text{ mm} - 196,5 \text{ mm} = \underline{\underline{133,5 \text{ mm}}} \quad (3.55)$$

kde je: L_8 délka pružiny ve stavu plně zatíženém [mm].

Délka pružiny L_8 nevyhovuje podmínce $L_{\min F} \leq L_8$, to znamená, že síla F_8 , při stavu plně zatíženém, je příliš velká. Zatěžující stav „8“ je reálný (viz přípustná celková hmotnost vozidla), proto lze spíš hovořit o nevhodném návrhu pružiny od výrobce.

i) Délka pružiny ve stavu předpruženém

$$\underline{L_1} = L_0 - y_1 = 330 \text{ mm} - 140,9 \text{ mm} = \underline{\underline{189,1 \text{ mm}}} \quad (3.56)$$

kde je: L_1 délka pružiny ve stavu předpruženém [mm].

j) Síla při stlačení pružiny v mezním stavu

$$L_0 = y_9 + L_9 \quad \Rightarrow \quad \underline{y_9} = L_0 - L_9 = 330 \text{ mm} - 121,5 \text{ mm} = \underline{\underline{208,5 \text{ mm}}} \quad (3.57)$$

$$\underline{F_9} = c \cdot y_9 = 21,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 208,5 \text{ mm} = \underline{\underline{4545,3 \text{ N}}} \quad (3.58)$$

kde je: F_9 síla při stlačení pružiny v mezním stavu [N].

k) Kontrola na vzpěrné vybočení

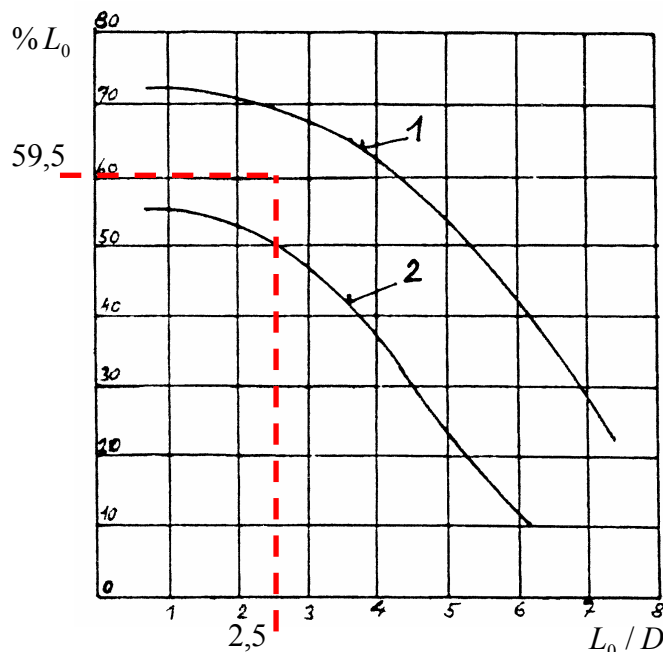
$$\underline{\% L_o} = \frac{100 \cdot y_8}{L_0} = \frac{100 \cdot 196,5 \text{ mm}}{330 \text{ mm}} = \underline{\underline{59,5\%}} \quad (3.59)$$

$$\underline{\frac{L_0}{D}} = \frac{330 \text{ mm}}{134 \text{ mm}} = \underline{\underline{2,5}} \quad (3.60)$$

kde je: $\% L_o$ poměrné stlačení pružiny [%],

$\frac{L_0}{D}$ štíhlostní poměr pružiny.

Vybočení, které by nastalo v případě, že by stlačení pružiny překročilo mez určenou křivkami (křivky 1, 2) viz (**obr. 3.16**). Hodnoty ležící pod danými křivkami značí, že pružina je odolná proti vzpěrnému vybočení.



Obr. 3.16 Mez pro vzpěrné vybočení tlačných pružin

křivka 1 – pro tlačnou pružinu s rovnoběžnými obrobenými opěrnými plochami s vedeným uložením; křivka 2 – pro tlačnou pružinu s nestálým uložením

Z obrázku (obr. 3.16) je zřejmé, že souřadnice leží pod křivkou č. 1, ale nachází se v oblasti nad křivkou č. 2. Vzhledem k tomu, že pružina je uložena za pomoci speciálně vytvarovaných misek a je součástí tlumičové jednotky, nelze vyloženě hovořit o nestálém uložení. Pružinu můžeme považovat za odolnou vůči vzpěrnému vybočení.

l) Deformační energie akumulovaná pružinou ve stavu plně zatíženém

$$W_{d,8} = \frac{1}{2} \cdot F_8 \cdot y_8 = \frac{1}{2} \cdot 4277,4 \text{ N} \cdot 0,1965 \text{ m} = \underline{\underline{420,3 \text{ J}}} \quad (3.61)$$

kde je: $W_{d,8}$ deformační energie pružiny pro plně zatížený stav „8“ [J].

m) Výpočet a kontrola rozteče

$$\underline{\underline{t}} = v + d = 34,77 \text{ mm} + 13,5 \text{ mm} = \underline{\underline{48,3 \text{ mm}}} \quad (3.62)$$

$$0,3 \cdot D \leq t \leq 0,6 \cdot D \quad (3.63)$$

$$0,3 \cdot 134 \text{ mm} \leq t \leq 0,6 \cdot 134 \text{ mm} \quad (3.64)$$

$$\underline{\underline{40,2 \text{ mm}}} \leq (t = 48,3 \text{ mm}) \leq 80,4 \text{ mm} \quad (3.65)$$

kde je: t rozteč činných závitů ve volném stavu [mm].

Rozteč vyhovuje podmínce, jež je daná normou.

n) Úhel stoupání šroubovice ve volném stavu

$$\underline{\underline{\alpha}} = \arctg\left(\frac{t}{\pi \cdot D}\right) = \arctg\left(\frac{48,3 \text{ mm}}{\pi \cdot 134 \text{ mm}}\right) = \underline{\underline{6,5^\circ}} \quad (3.66)$$

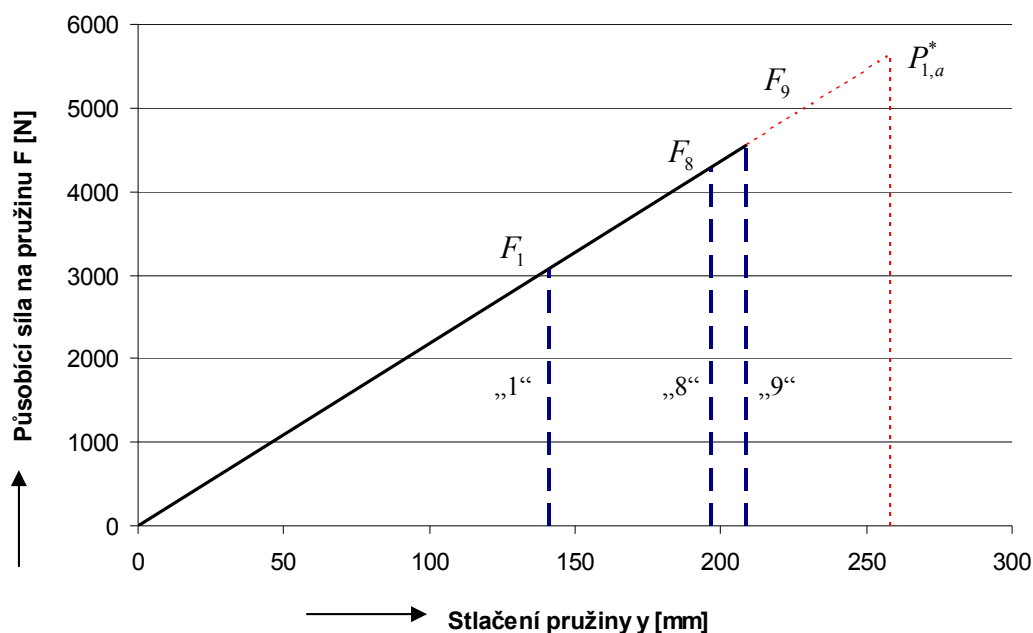
kde je: α úhel stoupání šroubovice ve volném stavu [°].

Tab. 3.8 Zatěžující stavy pružiny

Zatěžující stav	Působící síla na pružinu	Stlačení pružiny	Délka pružiny
Volný nezatížený	$F_0 = 0 \text{ N}$	$y_0 = 0 \text{ mm}$	$L_0 = 330 \text{ mm}$
Předpružený (pohotovostní hmotnost vozidla)	$F_1 = 3067,4 \text{ N}$	$y_1 = 140,9 \text{ mm}$	$L_1 = 189,1 \text{ mm}$
Plně zatížený (přípustná celková hmotnost vozidla)	$F_8 = 4277,4 \text{ N}$	$y_8 = 196,5 \text{ mm}$	$L_8 = 133,5 \text{ mm}$
Mezní (dosedový stav; závity doléhají na sebe)	$F_9 = 4545,3 \text{ N}$	$y_9 = 208,5 \text{ mm}$	$L_9 = 121,5 \text{ mm}$

Všechny zatěžující stavy a hodnoty jednotlivých veličin jsou uvedeny v tabulce (**tab. 3.8**). Na grafu (**graf 3.1**) jsou vyznačeny jednotlivé zatěžující síly a ke každé síle je přiřazeno příslušné stlačení pružiny. Při zatížení $P_{1,a}^*$, které odpovídá stavu při plném brzdění a přípustné celkové hmotnosti vozidla, již není schopna pružina tyto síly zachytit a přestává plnit svou funkci. Tento stav je pouze teoretický, protože dosedový stav nastává již při zatížení, které odpovídá síle F_9 .

Graf 3.1 Charakteristika pružiny a zatěžovací stavy



3.7 Kontrolní výpočet tlačné pružiny pomocí počítačových programů

Pro ověření správnosti předešlého analytického výpočtu automobilové pružiny byl použit počítačový program Strojář V 3.0 (**obr. 3.17**) a MechSoft-PROFI Plus for AutoCAD 2002. Výsledky výpočtu z programu MechSoft jsou uvedeny v příloze (**příloha 4**). Z uvedených výsledků v této příloze vyplývá, že hodnoty klíčových údajů (tuhost pružiny, jednotlivá stlačení při daných zatěžkových stavech atd.) se shodují s analytickým výpočtem.

Výpočet provedený počítačovým programem Strojář V 3.0 se v hlavních parametrech shoduje s analytickým výpočtem. Ale je třeba upozornit na tučně zvýrazněné hodnoty ve výstupním protokolu. Tyto hodnoty jsou nereálné, nelze jich dosáhnout. Také je zářející, že program udává hodnoty pro dosedový a mezní stav vzájemně opačné, než by bylo logické. Pravděpodobně se jedná o vnitřní chybu programu ve výpočtu.

Výpočet pružin dle ČSN 02 6001

Výpočet | Obrázek | Záložka | Tisk | Tisk do souboru | Přehled symbolů | Konec

Tlačná pružina | Tažná pružina | Tažná pružina s předpětím | Obrázky

Zadané nebo volené hodnoty

F1 [N] D [mm] 134.000 Opěrné plochy tlačné pružiny
 Obrobené Neobrobené

F8 [N] D1 [mm]

L0 [mm] 330.0 D2 [mm] Rm [MPa] 1620.0

L1 [mm] 189.1 d [mm] 13.500 TauDm [MPa] = 0.56 Rm [MPa]

L8 [mm] 133.5 i [---] Tau8 [MPa] = 0.80 TauDm [MPa]

h [mm] 55.6 Zo [---] G [MPa] 82000

Nz [---] 1.50 Nc [---] 6.50 ro [kg/m3] 7850

Ostatní dráty - (dosad' materiállové charakteristiky)

Výsledky

F1 [N]	3067.201	L1 [mm]	189.1	D [mm]	134.000
F8 [N]	4277.537	L8 [mm]	133.5	D1 [mm]	147.500
F9 [N]	5766.044	L9 [mm]	65.1	D2 [mm]	120.500
Fdosed [N]	5126.513	Ldosed [mm]	94.5	d vypočítaný [mm]	
Tau8 vyp. [MPa]	673.0	L0 [mm]	330.0	d normalizovaný [mm]	13.500
Tau8 odh. [MPa]	725.8	Lminf [mm]	114.8	t [mm]	49.731
c [N/mm]	21.769			vk [m/s]	6.5
Štíhlostní poměr	2.5	L [mm]	3430.4	Vlastní kmitočet [Hz]	42.1
N [---]	8.00	Nc [---]	6.50	i [---]	9.926

Minimální počet činných závitů 3 **VYHOVUJE**

Mezní zkušební délka tlačné pružiny <= délka v plně zatíženém stavu **VYHOVUJE**

Rozečč činných závitů ve stavu volném by měla být **40.400 až 80.400 mm** **VYHOVUJE**

Poměr stlačení v mezním stavu k volnému stavu (s8/L0*100) [%] **59.5**

NUTNO ZABEZPEČIT VZPĚRNOU STABILITU VEDENÍM

Délka tlačné pružiny v mezním stavu < délka při dosednutí
DOSEDNUTÍ ZÁVITŮ ZABRÁNÍ DOSAŽENÍ MEZNÍHO STAVU

Nápověda

Obr. 3.17 Kontrolní výpočet tlačné pružiny v programu Strojář V 3.0

Programem vytvořený protokol:

Výpočet tlačné pružiny dle ČSN 02 6001 - KONTROLA PRUŽINY

Výpočet je proveden programem STROJAŘ V-3.0

Zadané hodnoty pro výpočet:

Délka pružiny ve volném stavu	330.0 mm
Délka pružiny v předpruženém stavu	189.1 mm
Délka pružiny v plně zatíženém stavu	133.5 mm
Pracovní zdvih pružiny	55.6 mm
Střední průměr pružiny	134.000 mm
Průměr drátu pružiny	13.500 mm
Počet závěrných závitů	1.50
Opěrné plochy tlačné pružiny neobrobené	
Počet činných závitů pružiny	6.50

Materiálové charakteristiky pružiny (při teplotě 20°C)

Mez pevnosti v tahu Rm	1620.0 MPa
Dovolené napětí v krutu TAUDm	907.2 MPa
Modul pružnosti ve smyku G	82000 Mpa
Hustota materiálu ro	7850 kg/m3

Vypočítané hodnoty:

Síla vyvinutá pružinou v předpruženém stavu	3067.201 N
Síla vyvinutá pružinou v plně zatíženém stavu	4277.537 N
Síla vyvinutá pružinou v mezním stavu	5766.044 N
Síla vyvinutá pružinou při dosednutí závitů	5126.513 N
Délka pružiny ve volném stavu	330.0 mm
Délka pružiny v předpruženém stavu	189.1 mm
Délka pružiny v plně zatíženém stavu	133.5 mm
Délka pružiny v mezním stavu	65.1 mm
Délka pružiny při dosednutí závitů	94.5 mm
Mezní zkušební délka (při překročení výrazně roste tuhost)	114.8 mm
Střední průměr pružiny	134.000 mm
Vnější průměr pružiny	147.500 mm
Vnitřní průměr pružiny	120.500 mm
Průměr drátu normalizovaný	13.500 mm
Poměr vinutí pružiny	9.926
Štíhlostní poměr pružiny	2.5
Rozteč činných závitů ve volném stavu	49.731 mm
Napětí v krutu ve stavu plně zatíženém	673.0 MPa
Tuhost pružiny	21.769 N/mm
Kritická rychlost stlačování	6.5 m/s
Vlastní kmitočet pružiny	42.1 Hz
Počet činných závitů	6.50
Celkový počet závitů	8.00
Délka drátu pružiny	3430.4 mm

Minimální počet činných závitů 3

=> VYHOVUJE

Mezní zkušební délka tlačné pružiny <= délka v plně zatíženém stavu

=> VYHOVUJE

Rozteč činných závitů ve stavu volném by měla být 40.400 až 80.400 mm

=> VYHOVUJE

Poměr stlačení v mezním stavu k volnému stavu $(s_8/L_0 \cdot 100)$ [%] 59.5

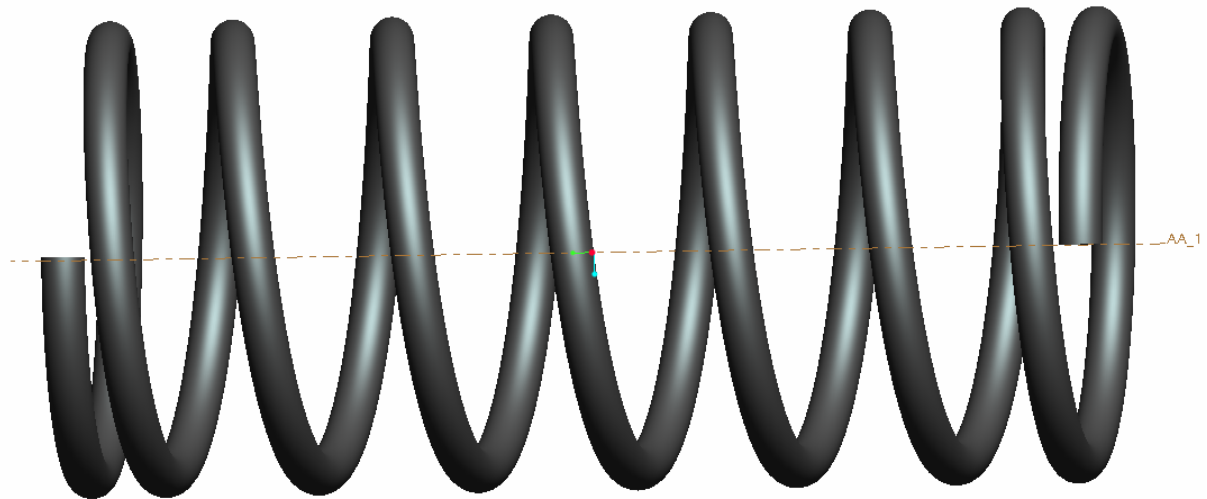
=> NUTNO ZABEZPEČIT VZPĚRNOU STABILITU VEDENÍM

Délka tlačné pružiny v mezním stavu < délka při dosednutí

=> DOSEDNUTÍ ZÁVITŮ ZABRÁNÍ DOSAŽENÍ MEZNÍHO STAVU

3.8 Modelování pružiny v programu Pro/ENGINEER

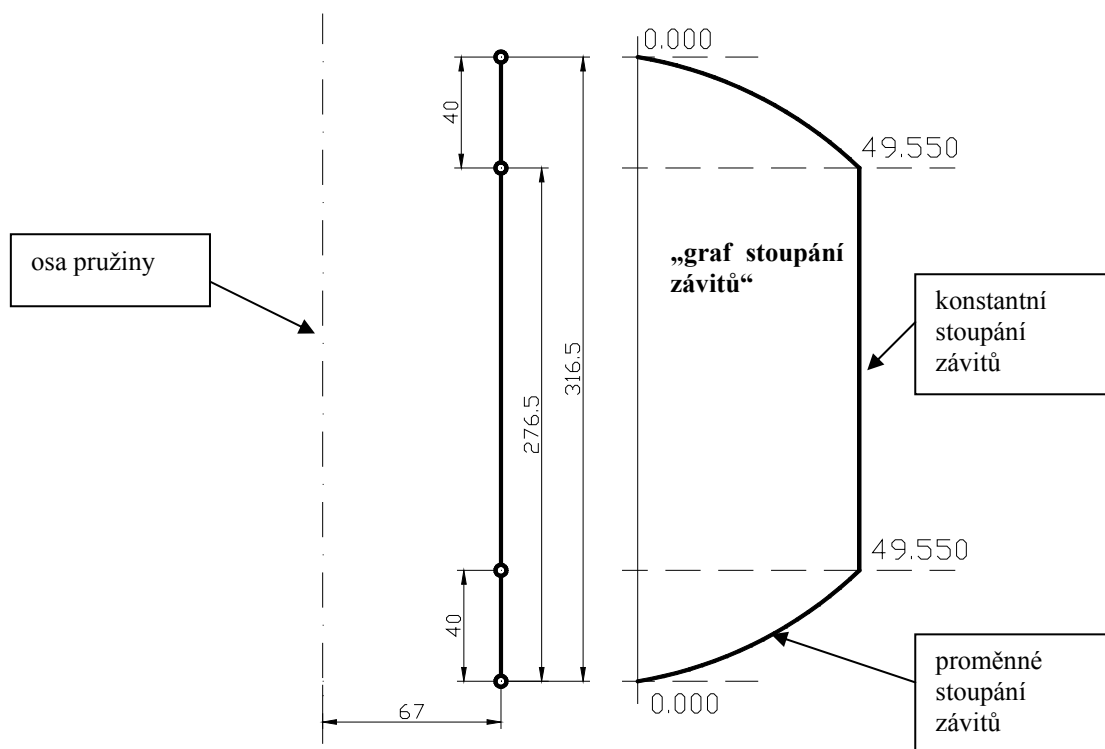
Aby bylo možné provádět numerický výpočet metodou MKP, bylo třeba vytvořit prostorový model řešené pružiny (**obr. 3.18**). Nejjednodušším postupem je vytvoření modelu v programu Pro/ENGINEER Wildfire 3.0 a numerický (MKP) výpočet provést přímo v tomto prostředí s nastavbou MECHANICA. Nebo případně export modelu pružiny ve formátu IGES (přípona souboru .igs) do jiného počítačového programu, který tento formát podporuje (ANSYS 11.0, CosmosWorks 09).



Obr. 3.18 Prostorový geometrický model pružiny (Pro/ENGINEER)

Modelování probíhalo za využití funkce *Helical Sweep* (Protrusion). Kde bylo nastaveno variabilní pravotočivé stoupání závitů šroubovice. Respektive konstantní stoupání u činných závitů a proměnné u závitů závěrných. Přesné zakótování a nastavení parametrů při modelování s pomocí této funkce je naznačeno na obrázku (**obr. 3.19**).

Pro ověření správnosti geometrického modelu pružiny a zároveň předchozích analytických výpočtů, byla v nastavbě Mechanica programu Pro/ENGINEER provedena analýza metodou MKP. Konkrétně pro zatěžující stav „8“ ($F_8 = 4277,4 N$) se zjistilo maximální smykové napětí (Maximum Shear Stress) a posuv ve směru osy Y (Displacement – Y).



Obr. 3.19 Nastavení funkce „Helical Sweep“

Aby numerický model v programu Pro/ENGINEER odpovídal co nejvíce realitě při zkoušení pružiny v laboratoři na trhačím stroji, byly k pružině namodelovány dvě čela (**obr. 3.20**). Mezi těmito čely a samotnou pružinou je nastaven kontakt (plocha – plocha). Tím pádem se úloha řeší jako nelineární. To vede ke znatelnému navýšení výpočtového času. Spodní čelo je vetknuto (0° volnosti) po celém obvodu a za spodní plochu. Hornímu čelu je umožněn pouze posuv ve směru osy Y (stlačování pružiny) a dále je zde předepsána síla pro daný zatěžující stav. Materiálové charakteristiky (E, μ) jsou shodné jako u analytického výpočtu. Byly používány tyto druhy výpočtových analýz:

- Quick Check (kontrola správného chování pružiny při zatěžování a ověření správnosti modelu),
- Single – Pass Adaptive,
- Multi – Pass Adaptive (finální výpočet).

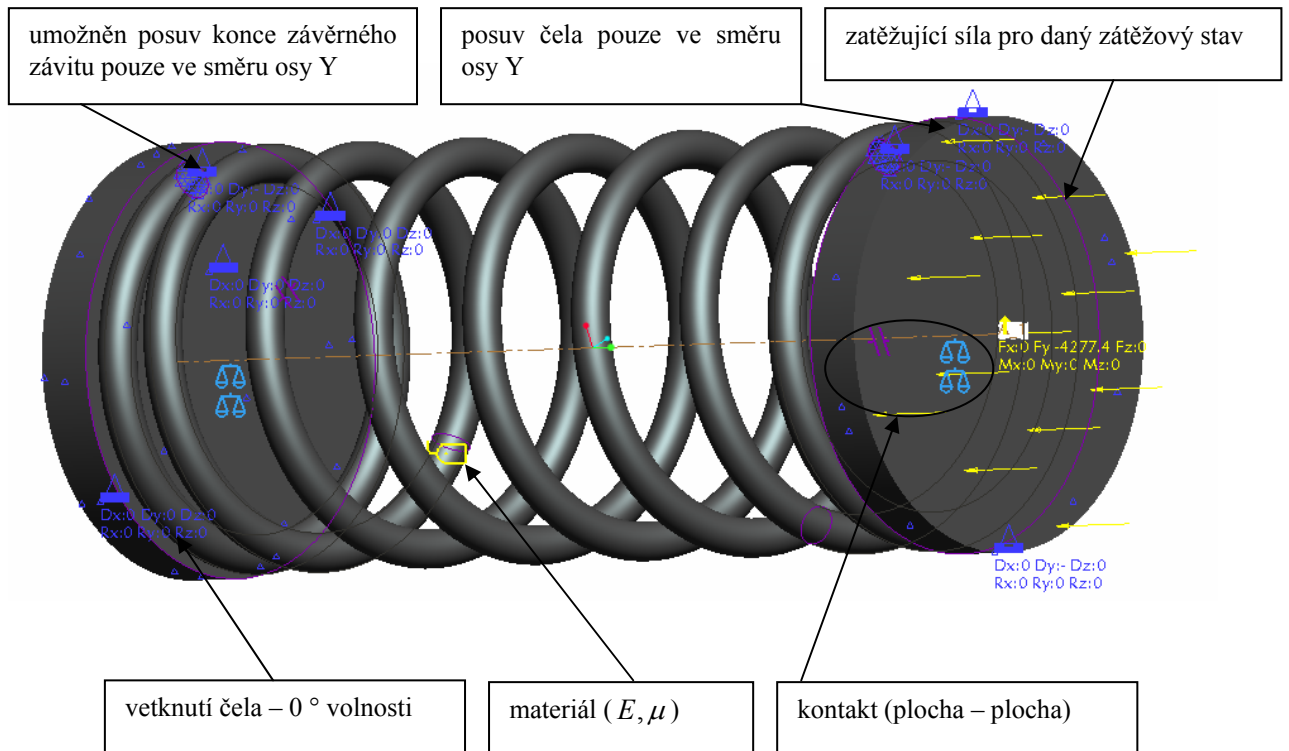
Quick Check – Rychlá (náštrelná) metoda, neprovádí kontrolu konvergence výpočtu. Stupeň polynomu je nastaven na hodnotu 3. Lze nastavit počet bodů, které rozdělují hrany elementů. Výsledkem této metody je deformace a napětí analyzované součásti. Vzhledem k tomu, že

generování prvků sítě je součástí analýzy, je to rovněž kontrola, že ji generátor prvků úspěšně zvládl. Velmi důležitým výsledkem této analýzy je poznání, že se výpočtový model chová tak, jak uživatel předpokládá. Tento výpočet tedy hlavně slouží ke kontrole správnosti nadefinovaného výpočtového modelu. Výsledné hodnoty napětí a deformací nemusí odpovídat realitě, ale vesměs se této realitě blíží [16].

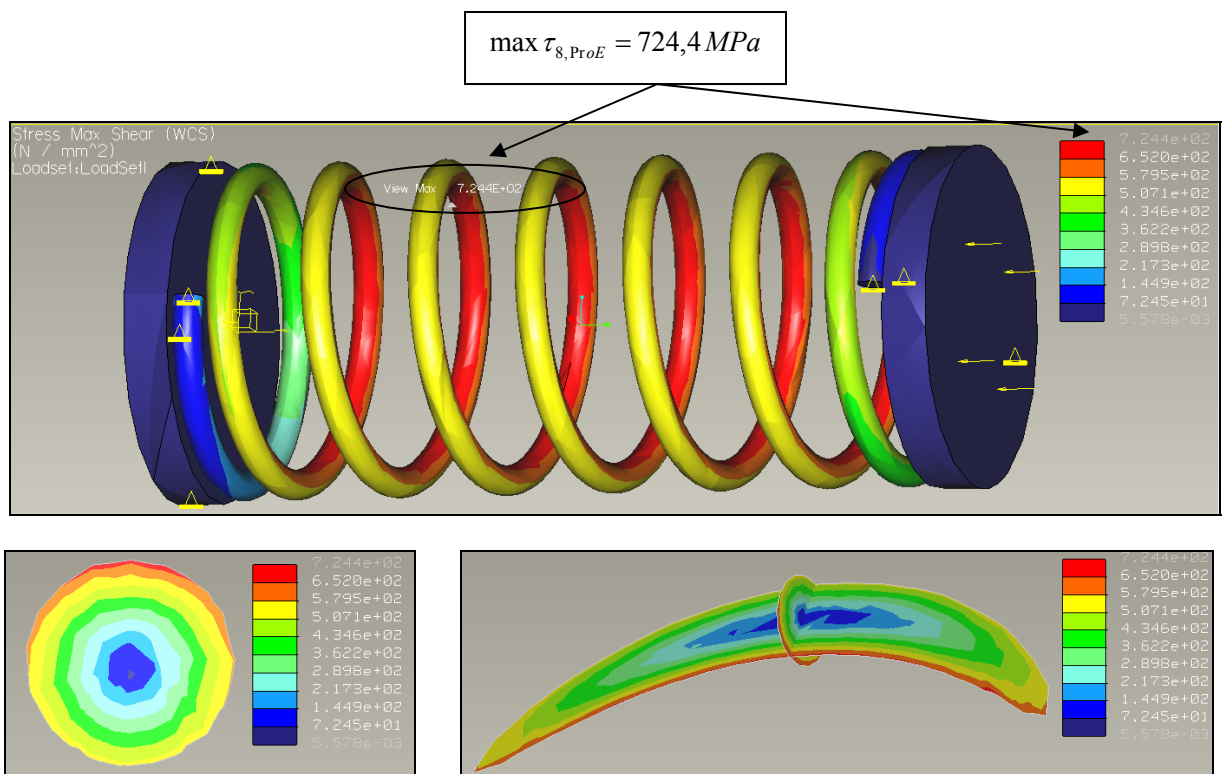
Single – Pass Adaptive – Tato metoda provádí výpočty ve dvou iteracích, přičemž v první iteraci je stupeň polynomu nastaven na hodnotu 3 a druhá iterace má maximální stupeň polynomu, tedy 9. Tato metoda se používá pro kontaktní analýzy, výpočet kritické síly ve vzpěru, dále při modálních analýzách. Výsledkem této analýzy je rovněž napětí a deformace a dále lze zjistit, u kterých prvků nebyl při maximálním stupni polynomu proveden korektní výpočet [16].

Multi – Pass Adaptive – Podrobná metoda výpočtu, využívající P-adaptivní technologii ke zvyšování stupňů polynomu u prvků, u kterých není dodržena předepsaná konvergence. Metoda kontroluje předepsanou konvergenci u výpočtů. Ve výsledných zobrazeních modelu lze zjistit, ve které iteraci bylo dosaženo požadované hodnoty konvergence a umožňuje správně vyhodnotit dosažené výsledky. Touto metodou lze získat velmi přesné hodnoty deformace a napětí, které se u tvarově jednoduchých příkladů neliší od analytických výpočtů. U tvarově složitých součástí by bylo vhodné provést experimentální měření, které by potvrdilo dosažené výsledky. V praxi se to často dělá [16].

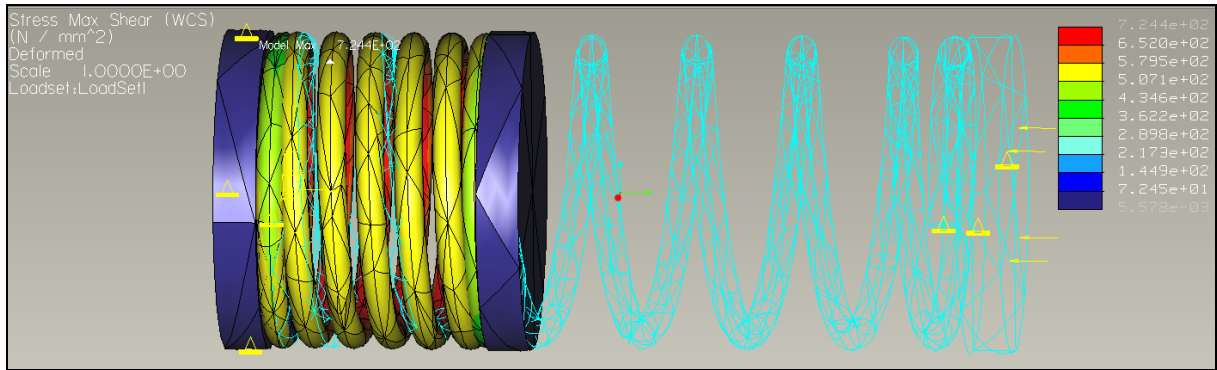
Po dokončení nelineárního výpočtu v Mechanice, byly vytvořeny vizualizace maximálního smykového napětí $\max \tau_{8,ProE}$ (**obr. 3.21, obr. 3.22**) a posuvů $\max y_{8,ProE}$ (**obr. 3.23**). Rozložení smykových napětí (**obr. 3.21**) odpovídá teoretickému průběhu tzn., že dosahuje svého maxima po průřezu ve vzdálenosti nejbližší k ose pružiny – červená oblast stupnice rozložení napětí. Nevýhodou programu Mechanica (Pro/ENGINEER) je to, že lze tvorbu sítě ovlivnit pouze minimálně. Pro určení shody numerického výpočtu s analytickým jsou vypočteny následující relativní odchylky.



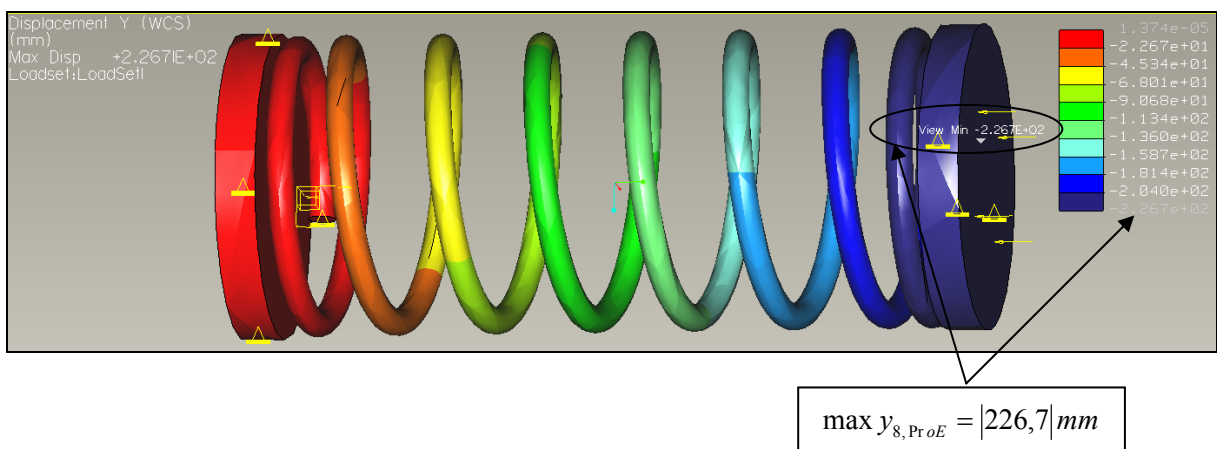
Obr. 3.20 Výpočtový model v prostředí programu Pro/ENGINEER (Mechanica)



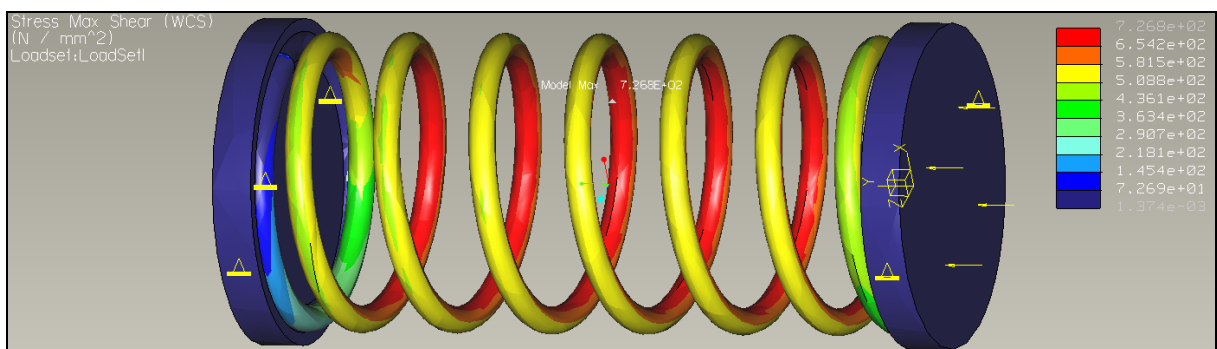
Obr. 3.21 Maximální smykové napětí – Pro/ENGINEER (Multi – Pass Adaptive)



Obr. 3.22 Maximální smykové napětí, zobrazení sítě a pružiny ve stlačeném stavu



Obr. 3.23 Maximální posuv v ose Y - Pro/ENGINEER (Multi – Pass Adaptive)



Obr. 3.24 Drážky v miskách (kontakt), maximální smykové napětí (Multi – Pass Adaptive)

a) Odchylka maximálního smykového napětí $\delta_{\max \tau_8}$

$$\underline{\underline{\delta_{\max \tau_8}}} = \frac{\max \tau_{8, \text{ProE}} - \max \tau_8}{\max \tau_8} \cdot 100\% = \frac{724,4 \text{ MPa} - 705,8 \text{ MPa}}{705,8 \text{ MPa}} \cdot 100\% = \underline{\underline{2,6\%}} \quad (3.67)$$

kde je: $\max \tau_{8, \text{ProE}}$ hodnota získaná numerickým výpočtem v programu Mechanica [MPa],
 $\max \tau_8$ hodnota z analytického výpočtu podle literatury [13], [MPa].

b) Odchylka maximálního posuvu (stlačení) pružiny v ose Y $\delta_{\max y_8}$

$$\underline{\underline{\delta_{\max y_8}}} = \frac{\max y_{8, \text{ProE}} - y_8}{y_8} \cdot 100\% = \frac{|226,7| \text{ mm} - 196,5 \text{ mm}}{196,5 \text{ mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{15,4\%}} \quad (3.68)$$

kde je: $\max y_{8, \text{ProE}}$ hodnota získaná numerickým výpočtem v programu Mechanica [mm],
 y_8 hodnota z analytického výpočtu [mm].

c) Odchylka tuhosti pružiny δ_c

Tuhost pružiny získaná numerickým výpočtem

$$\underline{\underline{c_{\text{ProE}}}} = \text{tg} \alpha = \frac{\Delta F}{\Delta y} = \frac{F_8}{\max y_{8, \text{ProE}}} = \frac{4277,4 \text{ N}}{226,7 \text{ mm}} = \underline{\underline{18,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}} \quad (3.69)$$

kde je: c_{ProE} tuhost pružiny získaná numerickým výpočtem v programu Mechanica $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$.

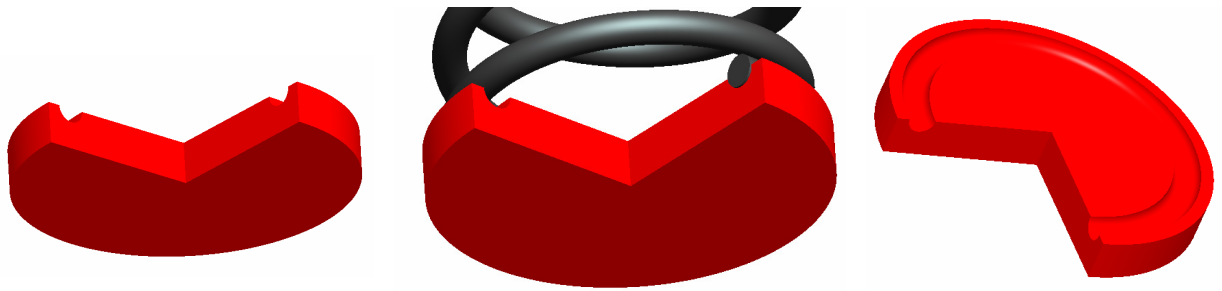
Výpočet předpokládá lineární charakteristiku pružiny, tuhost pružiny je směrnici přímky procházející počátkem souřadného systému.

$$\underline{\underline{\delta_c}} = \frac{c_{\text{ProE}} - c}{c} \cdot 100\% = \frac{18,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}} - 21,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{21,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} \cdot 100\% = \underline{\underline{13,3\%}} \quad (3.70)$$

kde je: δ_c relativní odchylka tuhosti $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$.

Další varianta výpočtového modelu byla s použitím dosedacích drážek u obou čel (**obr. 3.25**), kde byl opět vytvořen kontakt. Tato modifikace dosahovala obdobné shody u maximálního smykového napětí (**obr. 3.24**) a stlačení pružiny jako u varianty s rovnými

dosedacími plochami misek, ale výpočtový čas se několikanásobně prodloužil (z 13,6 min. na 61,3 min.).



Obr. 3.25 Dosedací drážka v čele o poloměru $R = 6,75 \text{ mm}$ pro pružinu

Z vypočtených relativních odchylek je zřejmé, že maximální smykové napětí z numerické analýzy dosahuje shody s analytickým výpočtem, naopak posuvy (stlačení) jsou mimo přijatelné rozmezí možné relativní odchylky (do 5 %). Dokonce posuv při maximálním zátěžovém stavu přesahuje hodnotu odpovídající meznímu (dosedovému) stavu $y_0 = 208,5 \text{ mm}$. Je to zapříčiněno tím, že část činných závitů pronikla skrz závity závěrné. Tomuto nežádoucímu chování numerického modelu se nepodařilo dostupnými prostředky v programu Pro/ENGINEER zabránit. To je jeden z hlavních důvodů, proč se neshoduje tuhost pružiny z numerického výpočtu s analytickým výpočtem, ale pro ověření správnosti průběhu a velikosti smykového napětí byl tento model postačující.

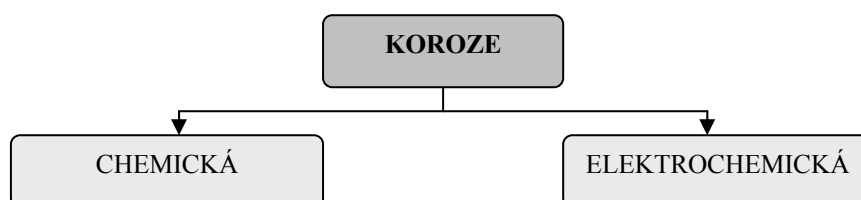
4 Degradace součástí korozním působením

V ovzduší je značné množství tuhých i plyných látek podílejících se na korozním znehodnocování technických zařízení. Do ovzduší se dostávají přirozeným způsobem a exhalacemi při antropogenní činnosti. Dominantním mechanismem korozních dějů je chemické a fyzikálně chemické působení prostředí na materiál. Korozním dějům v atmosféře jsou nejvíce vystaveny kovy [17].

V praxi se vychází ze zásady, že na povrchu kovu je přípustné určité množství korozních produktů. Tato zásada je odvozena z požadavku na mechanickou pevnost strojírenských výrobků [17].

4.1 Mechanismus koroze

Kov má snahu přeměnit se na některou stabilnější sloučeninu v níž se vyskytuje v přírodě. Projevuje se to jako samovolný děj, při kterém má materiál tendenci přecházet z formy kovu do stabilnější formy oxidů, hydroxidů a solí. Při takovéto reakci dochází k výměně nebo sdružování elektronů příslušných reagujících složek. To dovoluje členit korozní děje podle toho, dojde-li k reakci přímým spojením dvou atomů, či dochází-li k reakci prostřednictvím iontů reagujících složek korozního děje. Typickým představitelem prvního druhu korozního pochodu je chemická koroze (**obr. 4.1**). Tato reakce probíhá u většiny kovů samovolně. Na povrchu kovu vytváří velmi tenké povrchové (oxidové) vrstvy, které se v běžné technické praxi nepokládají za vrstvy korozních produktů. V daleko větší míře mají význam korozní děje spojené s elektrochemickými pochody, kdy korodující systém představuje soustavu galvanických článků, kde elektrodový systém tvoří obvykle korodující kov a korozní prostředí je původcem elektrolytu. Tento druh korozního děje se nazývá elektrochemická koroze (**obr. 4.1**) [17].



Obr. 4.1 Druhy koroze

4.2 Chemická koroze

Chemickou korozi označujeme korozní děj v elektricky nevodivých prostředích, kterými jsou některé plyny a nevodivé kapaliny. Nejčastějším případem chemické koroze je oxidace. Ve zjednodušeném schématu lze např. oxidaci železa vzdušným kyslíkem popsat rovnicí



Vzniklá korozní vrstva je velmi tenká. Při zvýšení teploty, nebo při zvýšených tlacích kyslíku (i jiných plynů) může docházet k reakci pronikající i do větších hloubek – okuje [17].

Charakteristickým rysem chemické koroze je, že při ní nastává mezi reagujícími složkami přeskupování elektronů. Souvislá korozní vrstva nedovoluje přímý přístup korozního média k povrchu kovu. Jestliže ke styku kovu s korozním prostředím dochází pouze difuzí oxidickou vrstvou, korozní děj se postupně zpomaluje – vrstva má ochranný charakter (např. Al_2O_3). Nesouvislá, porézní nebo odpadávající vrstva kov nechrání. Má-li vzniknout ochranná vrstva, musí být objem zplodin koroze větší než objem oxidujícího kovu (viz Pilling-Bedworthovo číslo) [17].

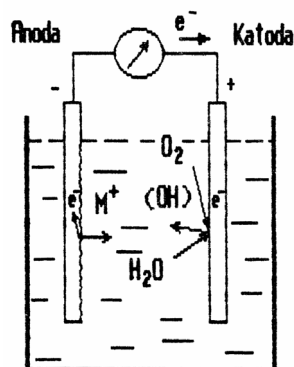
4.3 Elektrochemická koroze

Elektrochemickou korozi rozumíme korozi ve vodivém prostředí – kapalném elektrolytu. Tento typ koroze je důsledkem elektrochemických dějů obdobným dějům v galvanickém článku. Na rozhraní mezi kovem a elektrolytem se začne vytvářet elektrická dvojvrstva [17].

Pro každý kov má takto vytvořený potenciálový rozdíl na rozhraní kov-elektrolyt určitou hodnotu, která se nazývá absolutním (rovnovážným) elektrodovým potenciálem. Pro jednotlivé kovy se potom určuje tzv. standardní potenciál, definovaný jako relativní potenciál daného kovu ponořeného do roztoku jeho soli o jednotkové aktivitě při teplotě 18 °C, měřený proti standardní vodíkové elektrodě. Je možné říci, že čím zápornější je standardní potenciál kovu (čím je kov méně ušlechtilý), tím pravděpodobnější je jeho napadení elektrochemickou korozi. Vznik elektrodového potenciálu je základem elektrochemických korozních dějů. Ten se ale může projevit jen tehdy, je-li rovnováha na elektrodě porušována. K tomu dochází nastává-li depolarizace. Kdyby tomu tak nebylo, přešla by část iontů z kovu do roztoku a po

ustavení rovnováhy by se další rozpuštění zastavilo – elektroda by se polarizovala. Nejčastějšími depolarizátory při korozních procesech jsou vzdušný kyslík, hydroxionové ionty a molekuly vody [17].

Místo, kde dochází k rozpuštění kovu nazýváme anodou, místo na kterém dochází k neutralizaci přebytečných elektronů katodou. Schéma korozního děje s kyslíkovou depolarizací ukazuje obrázek (obr. 4.2) [17].



Obr. 4.2 Korozní článek s kyslíkovou depolarizací [17]

Elektrochemickou korozi lze tedy definovat jako děj, při němž dochází současně k oxidaci materiálu a redukci některých ze složek roztoku. Soustava, ve které probíhají takovéto děje, tvoří tzv. redox systém. Vlastní korozní proces probíhá tak, že kov přechází ve formě iontu do roztoku a některé složky roztoku se redukuje elektrony, které po oxidaci zůstaly v kovu. Výsledkem tohoto procesu je vznik korozních produktů, které se hromadí v těsné blízkosti povrchu kovu [17].

4.4 Korozní činitelé

V reálných podmínkách průběh korozního děje (korozní rychlost) závisí na mnoha dalších činitelích, které mohou nejrůznějšími způsoby ovlivňovat průběh korozních reakcí. Tyto činitele můžeme rozdělit na korozní činitele vnitřní, související s korodovaným materiálem a na korozní činitele vnější, závislé převážně na chemickém složení a fyzikálních vlastnostech korozního prostředí [17].

Z vnitřních činitelů je to v první řadě čistota kovu. Různé nečistoty, vměstky i nehomogenity struktury mohou značně zrychlit rozvoj koroze. Samotná korozní zplodina výrazně ovlivňuje průběh koroze. Chemické složení i struktura korozních zplodin záleží na charakteru korozního

prostředí a reakčním mechanismu jejich vzniku. Charakter koroze závisí i na tom jak a kde se usazují korozní zplodiny. Usazují-li se jen na určitých místech, vede to k nerovnoměrnému koroznímu rozpouštění povrchu [17].

Stav povrchu korodujícího kovu je dalším z vnitřních činitelů ovlivňujících charakter a průběh koroze. Obecně platí, že jemné opracování povrchu zvyšuje korozní odolnost. U materiálu hrubě opracovaného je korozně aktivní plocha zvětšená a takovýto materiál vykazuje větší náchylnost ke korozi [17].

Z vnějších činitelů rozhodujícím způsobem urychluje korozi složení korozního prostředí a mechanické namáhání, kterému je materiál vystaven. Základním stimulatorem koroze je korozně agresivní složka prostředí – stimulator koroze (síra, chlór, čpavek, dusík a další). Vedle tohoto stimulatoru to jsou parametry prostředí (teplota, vlhkost, pH atp.). U železa, niklu a dalších kovů probíhá při vysoké a nízké hodnotě pH vodíková depolarizace a koroze roste, kdežto v neutrálních prostředích je koroze pomalejší [17].

Při současném působení koroze a mechanických vlivů může být korozní napadení mnohem intenzivnější než při odděleném působení obou vlivů. Jde o jev, ke kterému dochází u některých materiálů v určitých korozních prostředích a nazývá se korozní praskání. Může to být napětí vyvolané vnějšími silami, např. tvářením za studena, nebo namáhání únavová [17].

4.5 Korozní rychlost

Pro technickou praxi je potřeba korozi kvantifikovat. Časový průběh koroze se vyjadřuje tzv. korozní rychlostí K , která udává u rovnoměrné koroze buď změnu hmotnosti Δm , nebo hloubku průniku koroze h za jednotku času:

$$K = \frac{\Delta m}{\tau}; \quad K = \frac{h}{\tau} \quad (4.2)$$

kde je: K korozní rychlost [$\text{g} \cdot \text{hod}^{-1}$, $\mu\text{m} \cdot \text{hod}^{-1}$],

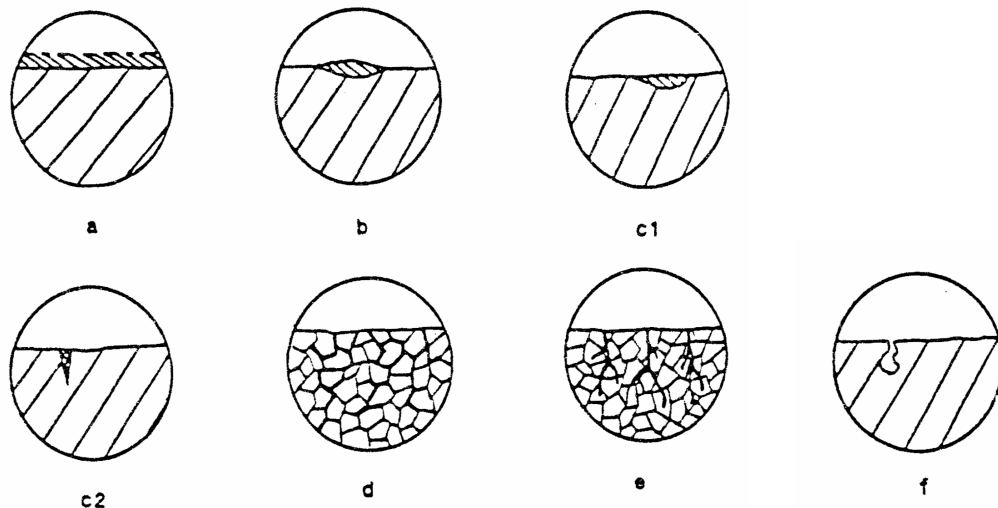
Δm změna hmotnosti [g],

h hloubka průniku koroze [μm].

Množství a různorodost faktorů ovlivňujících korozi znemožňuje jednoznačné stanovení korozní rychlosti [17].

4.6 Vybraná hodnocení korozního napadení z hlediska typu [17]

Koroze může napadat celou hmotu kovu nebo slitiny. Někdy se může projevit jen na povrchu nebo může porušovat některé složky struktury. Jde o následující typy korozního napadení (obr. 4.3):



Obr. 4.3 Základní druhy korozního napadení [17]

a) Rovnoměrná koroze

Rovnoměrná koroze se rozvíjí více méně stejnou rychlostí na celém povrchu vystaveném působení korozního prostředí (obr. 4.3 a.). Povrch je postupně rovnoměrně napadán. Rovnoměrná koroze je nejpříznivějším typem korozního napadení.

b) Nerovnoměrná a skvrnitá koroze

Nerovnoměrná a skvrnitá koroze se projevuje jen na určitých místech povrchu kovu (obr. 4.3 b.). Příčinou nerovnoměrné koroze bývají i koncentrační články (nerovnoměrné provzdušnění), styk korozně odlišných kovů a teplotní rozdíly.

c) Důlková a bodová koroze

Důlková a bodová koroze se nejčastěji vyskytuje u pasivovaných kovů (obr. 4.3 c.). Porušením pasivní vrstvy vznikají aktivní korozní centra. Korozně zasažena je sice jen malá část povrchu, a však napadení proniká hluboko do materiálu (pitting). Konečný výsledek může být až prokorodování materiálu. Vznik těchto napadení je podmíněn strukturální

nehomogenitou povrchu kovu (vměstky), přítomností nečistot na povrchu atd. K bodové a důlkové korozi dochází především v roztocích obsahujících chlór, brom nebo jód a jejich soli. Napadány jsou takto všechny kovy, zvláště nebezpečný je tento druh korozního napadení pro hliník a jeho slitiny a pro korozivzdorné oceli.

d) Mezikrystalová koroze

Mezikrystalová koroze se projevuje větší rychlostí koroze po hranách zrn (**obr. 4.3 d.**). Protože probíhá výhradně podél rozhraní zrn a proniká do značné hloubky popř. i celým průřezem, je doprovázena výrazným zhoršením mechanických vlastností kovů. Postupné porušování soudržnosti postižených zrn se projevuje tím, že slitina ztrácí pevnost i houževnatost a pozbývá kovového zvuku při úderech. V krajním případě ji lze rozetřít na prášek (jednotlivá zrna). Mezikrystalovou korozi je ohrožena zejména korozivzdorná ocel, niklové a hliníkové slitiny.

e) Transkrystalová koroze (stress cracking)

Na rozdíl od předcházejícího typu probíhá v samotných zrnech (**obr. 4.3 e.**). V materiálu se tak vytváří síť značně rozvětvených trhlinek. Na rozvoji korozního napadení se podílí vnitřní pnutí a korozní prostředí. Transkrystalové korozní napadení, stejně jako mezikrystalová koroze, je značně nebezpečná, protože uniká běžnému vizuálnímu pozorování.

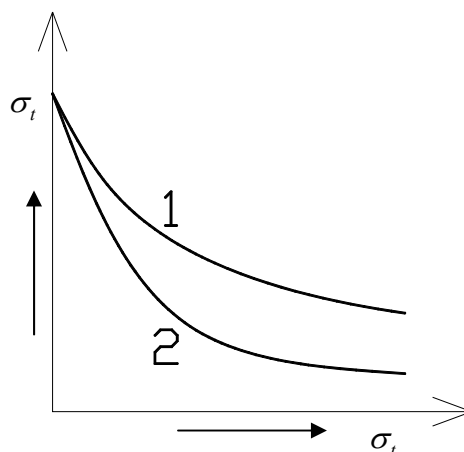
f) Podpovrchová koroze

Podpovrchová koroze je charakteristická tím, že porušení vnitřku kovu bývá rozsáhlejší než porušení povrchu. Vzniklé korozní produkty mohou být spojeny s povrchem kovu nebo mohou tvořit podpovrchové pásmo bez zjevného spojení s povrchem. Korozní napadení na obrázku (**obr. 4.3 f.**) vzniká na povrchu v místech nejmenší korozní odolnosti.

4.7 Koroze a mechanické namáhání

V některých případech je korozní napadení v daném prostředí urychlováno mechanickým namáháním. Jde o kombinovaný proces vzájemného působení dvou degradačních činitelů, který zahrnuje dva základní mechanismy:

- **Koroze za napětí** – kombinovaný vliv koroze a napětí na rychlost korozního procesu. Vlivem pnutí v materiálu je koroze urychlována, ale probíhala by i bez jeho přítomnosti, avšak s nižší rychlostí.
- **Praskání koroze za napětí** – kombinovaný vliv stálého nebo periodického mechanického namáhání a koroze. Korozní napadení bez současného mechanického namáhání neprobíhá. Pro praskání koroze za napětí je typický vznik korozních trhlin. Typické pro slitiny.
- **Korozní únava nastává**, jestliže je materiál vystaven střídavému mechanickému namáhání a současně koroznímu prostředí. Rozdíl mezi korozním praskáním a korozní únavou spočívá v tom, že při korozní únavě je materiál vystaven střídavému napětí. Se stoupajícím počtem cyklů únavová křivka materiálu klesá, takže k lomu může dojít i pod mezí únavy (**obr. 4.4**). Trhlínky vznikající při korozní únavě jsou obvykle transkrystalové a mohou se větvit [17].



Obr. 4.4 Křivky únavy

1 – materiál nevystavený koroznímu namáhání; 2 – materiál korozně namáhaný

4.8 Návrh korozní zkoušky

Před samotným experimentálním měřením tuhosti pružiny po korozním zatížení, bylo třeba nechat pružinu co nejvíce zkorodovat a to za přiměřený časový úsek. Běžně se provádí korozní testy v korozních komorách. Příklad korozní komory je na obrázku (**obr. 4.5**).



Obr. 4.5 Korozní komora Liebis SKBW-1000 A-TR [18]

Korozní komora je určena pro provádění korozních testů solnou mlhou, kondensací a horkým vzduchem a kombinované korozní testy podle platných norem (např. DIN EN ISO 9227, DIN EN ISO 6270, VW P1210, VDA 621-415 apod.) Vnitřní prostor komory je 1000 litrů [18].

Korozní komora sice umožňuje testy podle norem, ale její provoz je natolik nákladný, že v rámci diplomové práce byl zvolen náhradní postup – modifikace ponorové zkoušky chemické odolnosti nátěru (postup podle Machu a Schiffmana) (**příloha 5**). Modifikace spočívala v tomto:

- více jak 3 namáčecí cykly,
- zkušební roztok s pokojovou teplotu cca 22 °C místo předepsané teploty $36 \pm 0,5$ °C,
- oplachování vzorku vodou mezi jednotlivými fázemi z vodovodního řadu nikoliv vodou destilovanou.

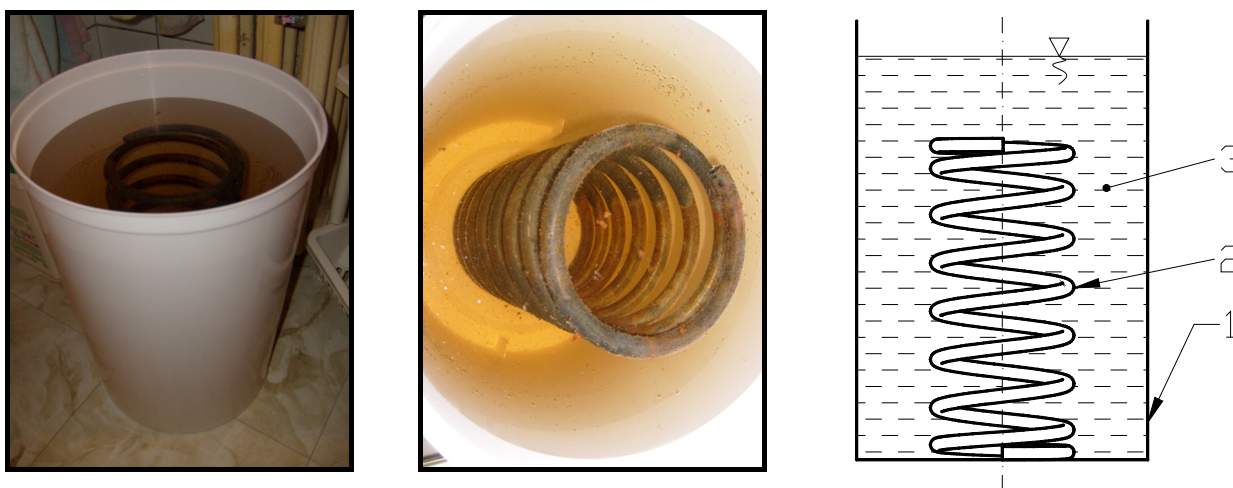
Modifikovaná ponorová zkouška je sice primárně k určení chemické odolnosti nátěru, ale lázeň je na bázi roztoku chloridu sodného (NaCl), což do značné míry simuluje zimní podmínky při provozu vozidla na pozemních komunikacích, když jsou vozovky ošetřeny

technickou solí. Značná koncentrace soli (NaCl) v roztoku spolu s peroxidem vodíku a kyselinou octovou mají za cíl urychlit případné korodování zkoumaného předmětu (pružiny).

Postup

Nejprve se z automobilové pružiny odstranil ochranný nátěr, který byl nanesen kataforézou, a to pomocí aplikování odstraňovače nátěrů (P 05 – COLORLAK – SERVIS s.r.o.), který tento nátěr narušil. Následné dočištění bylo provedeno ocelovým kartáčem a brusným papírem vhodné zrnitosti.

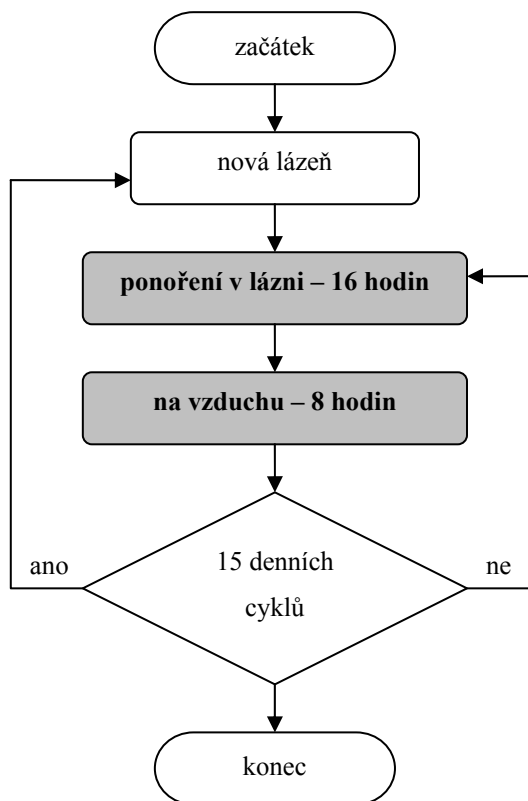
Pro účely modifikované ponorové zkoušky byla zajištěna plastová nádoba o objemu cca 25 litrů (**obr. 4.6**), do které se nalil roztok odpovídajícího chemického složení (**příloha 5**).



Obr. 4.6 Modifikovaná ponorová zkouška

1 – plastová nádoba; 2 – automobilová pružina; 3 – lázeň odpovídajícího chemického složení

Ponorová zkouška se prováděla v jednodenních cyklech. Diagram průběhu zkoušky je na obrázku (**obr. 4.7**). Celá pružina byla ponořena v lázni po dobu 16 hodin a volně na vzduchu 8 hodin. To odpovídá jednodennímu cyklu. Po patnácti těchto cyklech byl roztok vyměněn za nový. Během ponorové zkoušky se pořizovala fotografická dokumentace, která zachycuje vývoj korodování u automobilové pružiny (**příloha 6**).



Obr. 4.7 Vývojový diagram – modifikovaná ponorová zkouška

Je zřejmé, že čím více proběhne denních cyklů, tím více dojde ke zkorodování pružiny. Jelikož je tato metoda poměrně časově náročná (za jeden den se musí provést dvě operace), byl zvolen omezený počet cyklů.

4.8.1 Zhodnocení korozních zkoušek

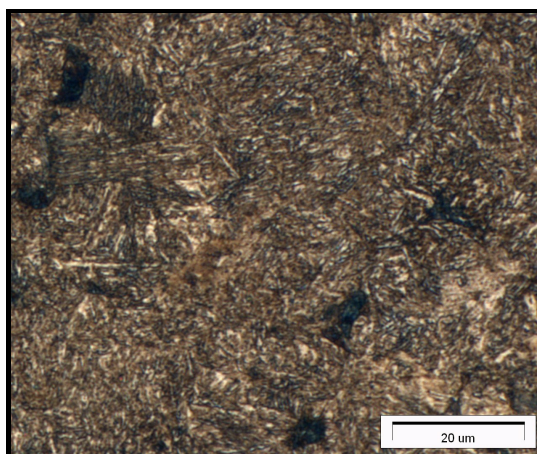
Celkem se provedlo čtyřicet pět namáčecích denních cyklů (3x15), přičemž došlo třikrát k celkové výměně lázně u ponorové zkoušky. Výsledný stav korozi zasažené pružiny je na obrázku (**obr. 4.8**). Průběh korodování materiálu pružiny, formou fotografické dokumentace, je v příloze (**příloha 6**). Jedná se o rovnoměrnou korozi.

Během zkoušky docházelo k neustálému uvolňování korozních zplodin do roztoku, proto nedošlo k výraznému nárůstu tloušťky korozní vrstvy. Za účelem vizualizace této vrstvy (**obr. 4.10**) byl odebrán laboratorní pilou MTH MIKRON 110 vzorek materiálu a s využitím metalografické brusky Phoenix Beta byl vytvořen metalografický vzorek. Ten se poté umístil pod mikroskop NEOPHOT 32 s 5 Mpx kamerou Olympus. Zde byly pořízeny snímky

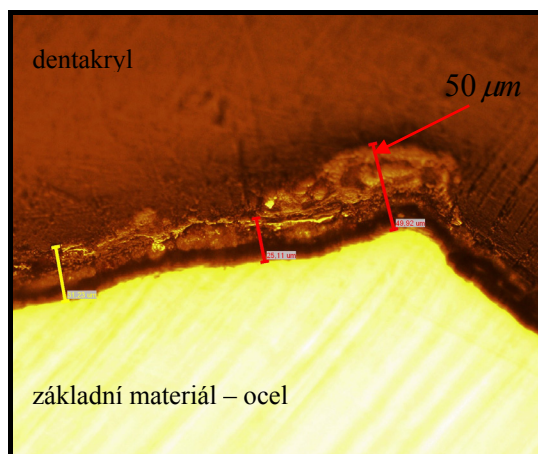
základního materiálu (**obr. 4.9**), tloušťky korozní vrstvy a hloubky jedné z mnoha vzniklých trhlin v materiálu (**obr. 4.11**). Tyto trhliny mají původ již ve stádiu výroby pružiny, ale k výraznému zvětšení došlo až během korozního zatížení.



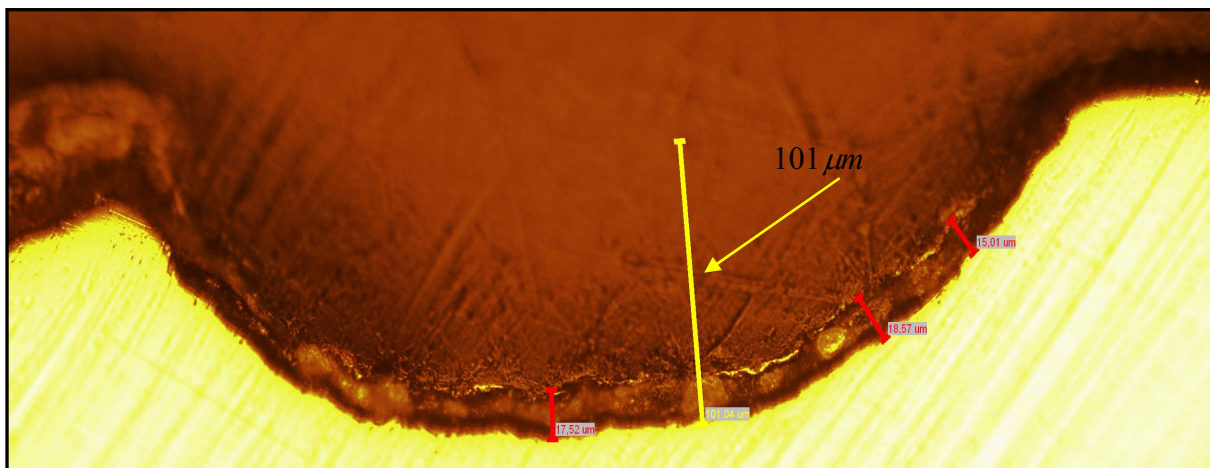
Obr. 4.8 Výsledný stav korozi zasažené pružiny



Obr. 4.9 Tepelně zpracovaný základní materiál – vysoko popuštěný martenzit, zvětšení 800x



Obr. 4.10 Korozní vrstva, zvětšení 250x



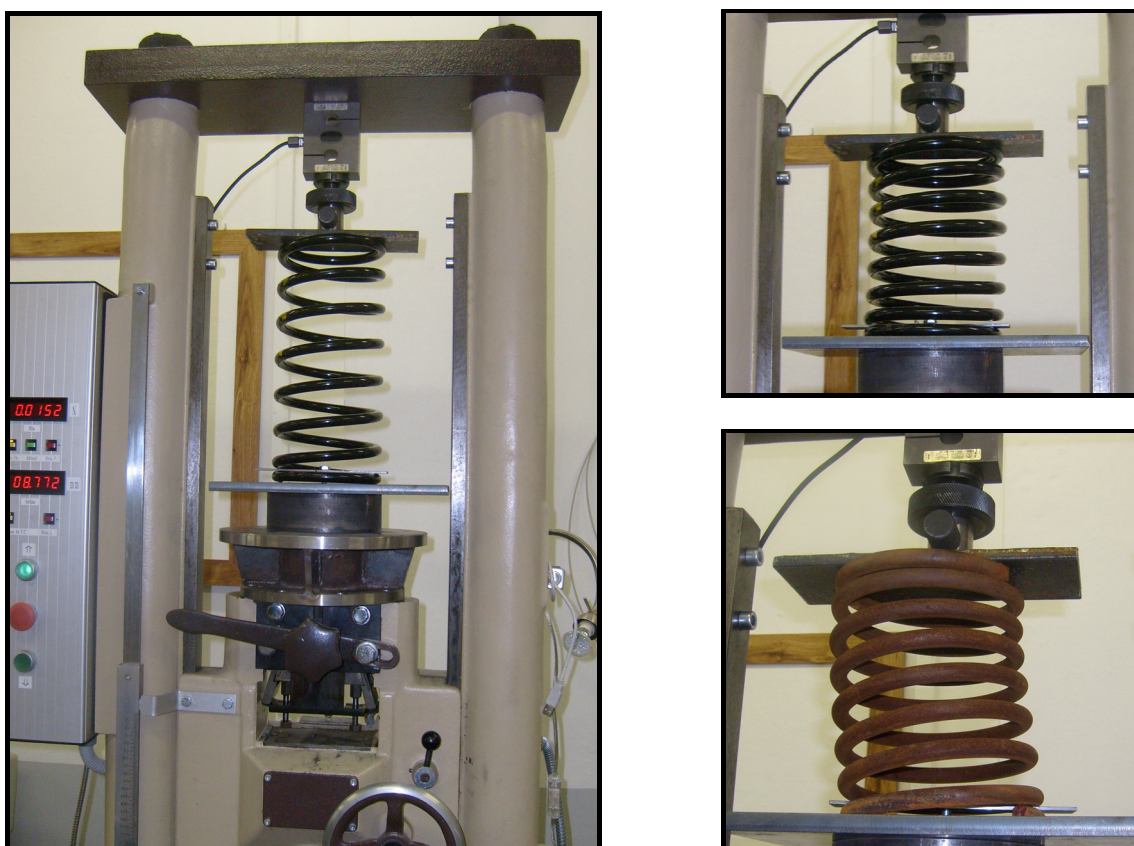
Obr. 4.11 Trhlina na povrchu materiálu – velikost 0,1 mm, zvětšení 250x

5 Experimentální přístup k měření vinutých pružin

K verifikaci numerických modelů a k ověření analytických výpočtů byly provedeny dva druhy experimentálních měření, oba v laboratoři na modernizovaném trhacím stroji ZD 10/90, který umožňuje záznam a vyhodnocení měření pomocí připojeného počítače. Trhací stroj sloužil pro měření tuhosti pružiny, protože umožňuje měřit a zaznamenávat jak stlačení (posuv), tak i souběžně měří působící sílu na pružinu. Měření tuhosti bylo provedeno na dvou zkušebních vzorcích nových pružin, přičemž jedna byla osazena tenzometry pro záznam smykových napětí ze dvou zkoumaných oblastí. Dále se měřila tuhost zkorodované pružiny.

5.1 Měření tuhosti vinutých pružin

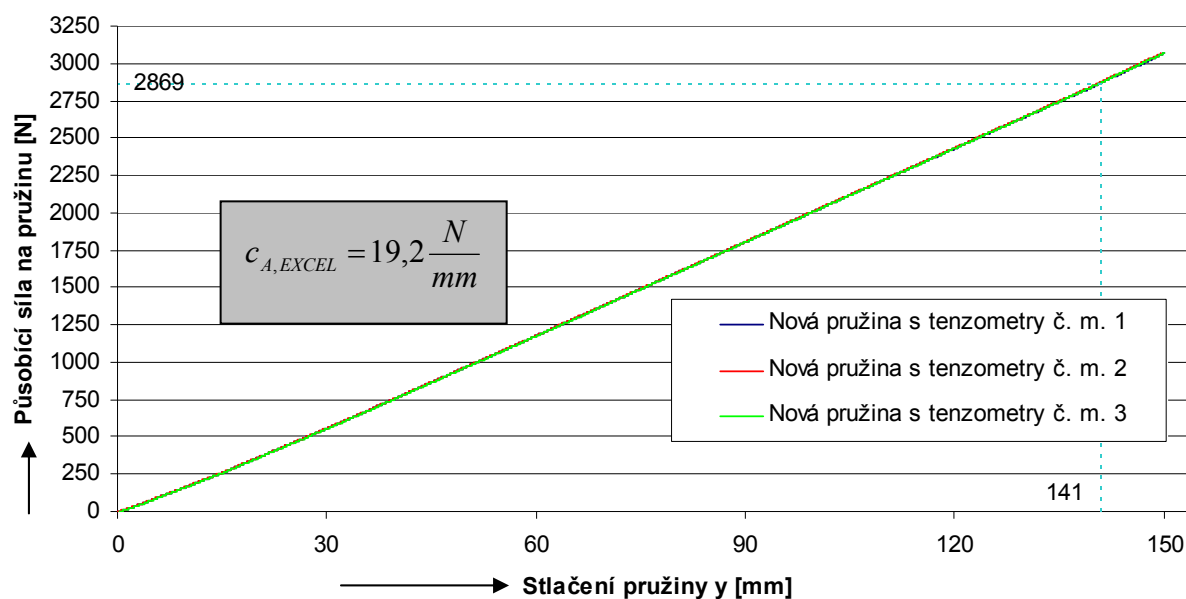
Měření tuhosti probíhalo v laboratoři pro výuku materiálových disciplín na půdě Dopravní fakulty Jana Pernera, a to za běžných laboratorních podmínek. Zkoušeny byly celkem tři automobilové pružiny. Dvě nové a jedna po korozním zatížení. Na každém vzorku byla provedena série tří po sobě jdoucích měření. Trhací stroj, spolu se zkoušenými vzorky pružin, je na obrázku (**obr. 5.1**).



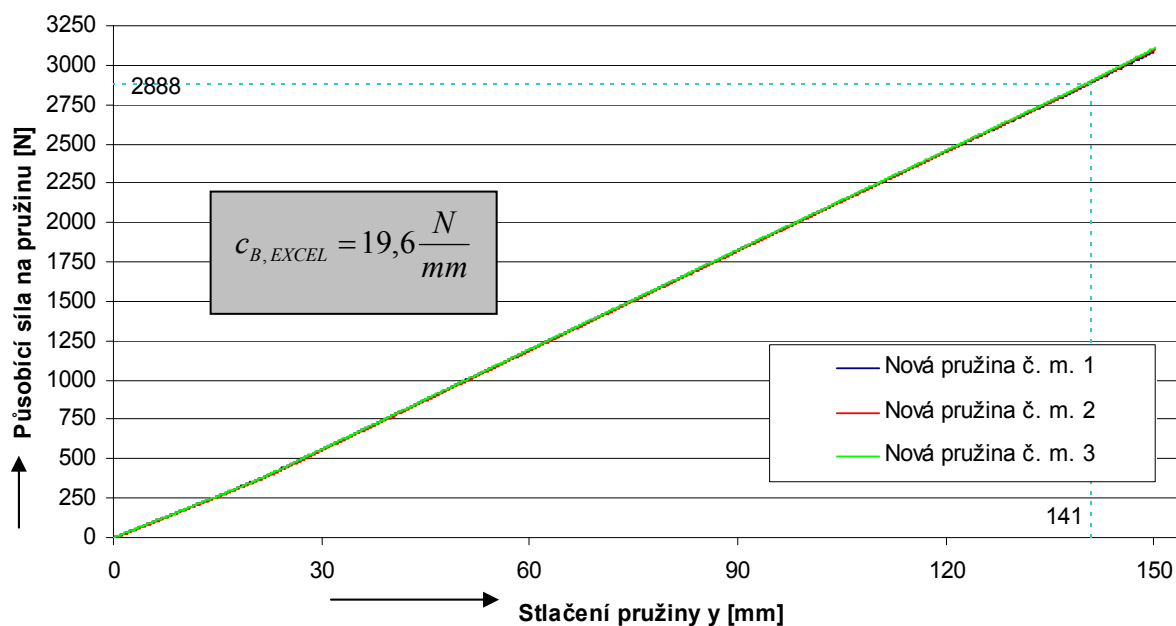
Obr. 5.1 Modernizovaný trhací stroj ZD 10/90 se vzorky nové a zkorodované pružiny

Záznam dat pro pozdější vyhodnocení probíhal prostřednictvím připojeného počítače. Grafické závislosti síly působící na pružinu vůči stlačení pružiny jsou uvedeny v příslušných grafech (**graf 5.1** až **graf 5.5**). Jednotlivé lineární průběhy, ze tří po sobě jdoucích měření, jsou téměř identické, proto jsou vzorové výpočty tuhosti, pro danou pružinu, počítány s daty z měření č. 1.

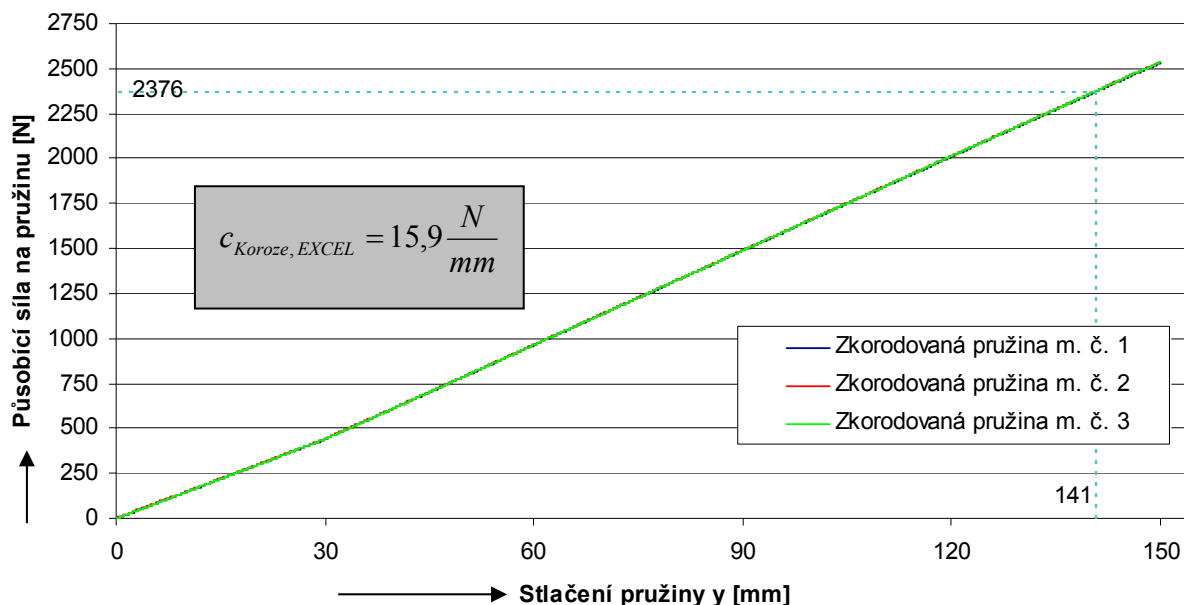
Graf 5.1 Naměřená charakteristika nové pružiny (vzorek A) – měření č. 1, 2 a 3



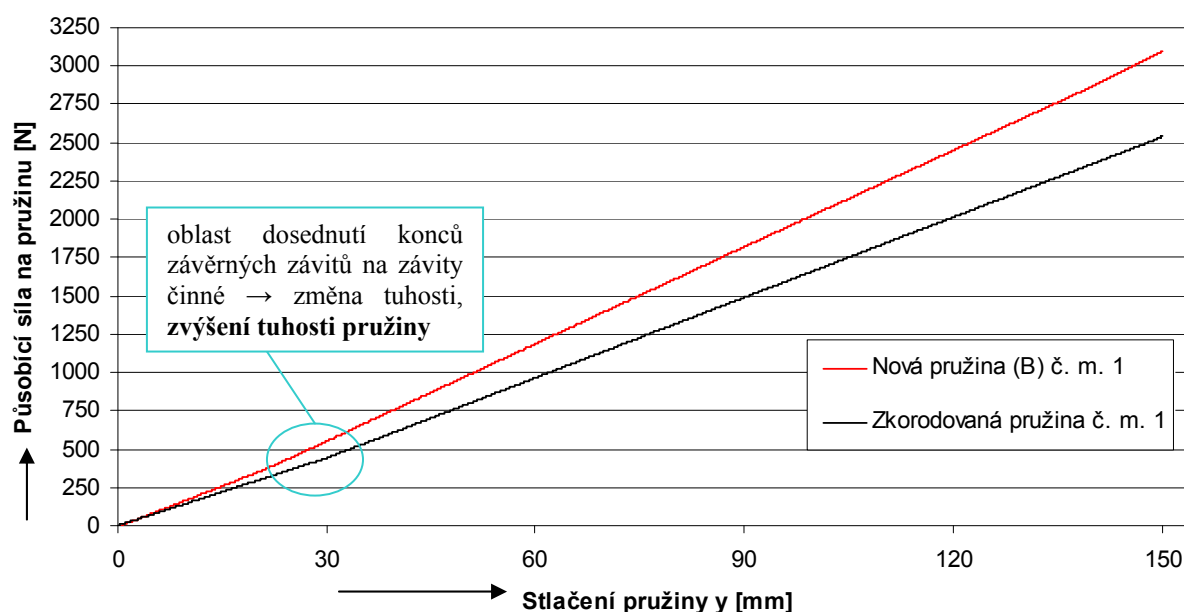
Graf 5.2 Naměřená charakteristika nové pružiny (vzorek B) – měření č. 1, 2 a 3



Graf 5.3 Naměřená charakteristika zkorodované pružiny – měření č. 1, 2 a 3



Graf 5.4 Porovnání charakteristik nové (B) a zkorodované pružiny – měření č. 1

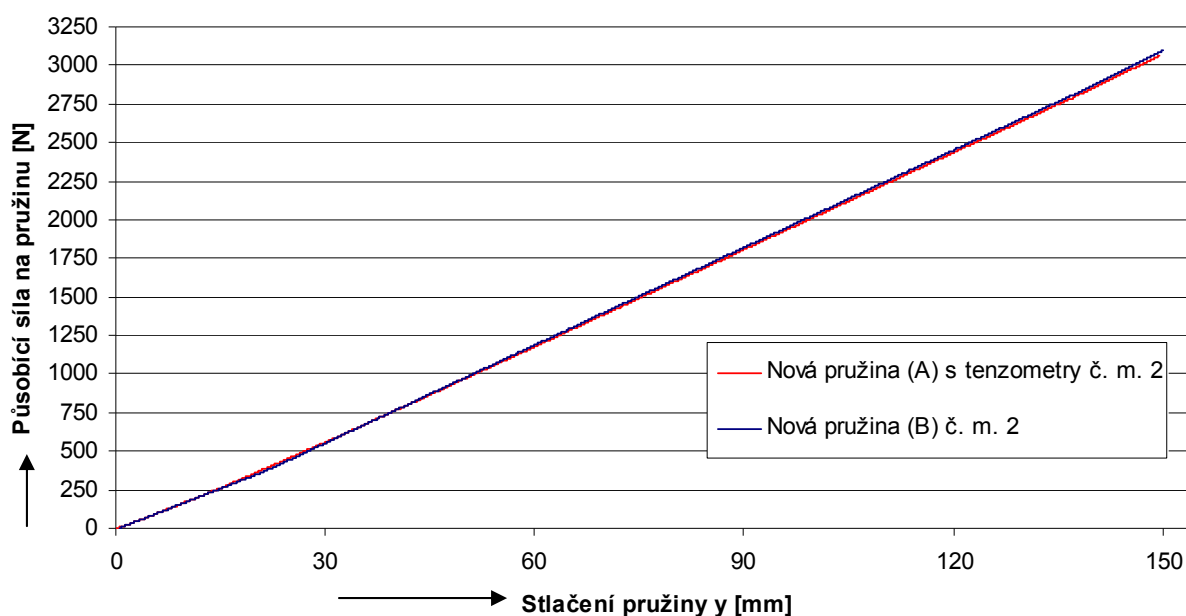


Pro porovnání s analytickým a numerickým výpočtem je uvažována hodnota tuhosti v rámečku u příslušného grafu „ c_{EXCEL} “. Tento údaj je aritmetickým průměrem všech dílčích tuhostí, které byly vypočítány z naměřených dat v programu Microsoft Excel pro celý průběh stlačení 0 mm až 150 mm. Důvodem tohoto přístupu k získání výsledné průměrné tuhosti pro celý měřený rozsah stlačení je to, že lineární charakteristika reálné pružiny nemá pouze jednu

hodnotu směrnice přímky (**graf 5.4**), ale vlivem dosednutí závěrných závitů má směrnice dvě, tzv. lomená lineární charakteristika. Nelze z jedné dvojice naměřených dat (síla vs. stlačení) vypočítat výslednou tuhost pružiny, která by platila pro celý průběh zatěžování. Tento údaj je zde jako informativní. Proto v jednotlivých grafech nesouhlasí tuhost vypočtená pouze ze síly odpovídající konkrétnímu stlačení 141 mm s výslednou tuhostí v rámečku.

Výpočet je vždy pro měření č. 1. Protože průběhy ze série tří měření, na jedné pružině, jsou prakticky identické – křivky se překrývají.

Graf 5.5 Vzájemné porovnání dvou nových pružin (A, B) – měření č. 2



a) Aritmetický průměr z naměřených tuhostí nových pružin

$$\underline{\underline{c_{A,B}}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^2 c_i}{2} = \frac{19,2 \frac{N}{mm} + 19,6 \frac{N}{mm}}{2} = \underline{\underline{19,4 \frac{N}{mm}}} \quad (5.1)$$

kde je: $c_{A,B}$ výsledná průměrná tuhost nových pružin (A, B) získaná při měření [$N \cdot mm^{-1}$].

b) Relativní odchylka $\delta_{c_{A,B_vyp}}$ průměrné tuhosti nových pružin (A, B) získaná při měření a tuhosti získané analytickým výpočtem

$$\underline{\underline{\delta_{c_{A,B_vyp}}}} = \frac{c_{A,B} - c}{c} \cdot 100\% = \frac{19,4 \frac{N}{mm} - 21,8 \frac{N}{mm}}{21,8 \frac{N}{mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{|11|\%}} \quad (5.2)$$

kde je: $\delta_{c_{A,B_vyp}}$ relativní odchylka průměrné tuhosti nových pružin (A, B) a tuhosti získané analytickým výpočtem [%].

Analytický výpočet pro určení tuhosti pružiny bere v úvahu pouze závity činné (6,5 závitů). Jelikož jsou při stlačování reálné pružiny využity částečně i závěrné závity, čímž vzroste počet „činných“ závitů, je logické, že výsledná tuhost musí být nižší než tuhost získaná analytickým výpočtem. Tuhost pružiny nepřímo úměrně závisí na počtu činných závitů – viz vztah (3.48).

c) Relativní odchylka $\delta_{c_{Koroze_A,B}}$ tuhosti pružiny po korozním zatížení a tuhosti nových pružin (A, B)

$$\delta_{c_{Koroze_A,B}} = \frac{c_{Koroze, EXCEL} - c_{A,B}}{c_{A,B}} \cdot 100\% = \frac{15,9 \frac{N}{mm} - 19,4 \frac{N}{mm}}{19,4 \frac{N}{mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{18\%}} \quad (5.3)$$

kde je: $\delta_{c_{Koroze_A,B}}$ relativní odchylka tuhosti pružiny po korozním zatížení a tuhosti nových pružin (A, B) [%].

Relativní odchylka je natolik významná, že jí nelze přisuzovat na vrub výrobním nepřesnostem nebo rozdílným materiálovým vlastnostem vinuté pružiny. Je evidentní, že pružina vystavená koroznímu zatížení má odlišné vlastnosti – výrazně menší tuhost, což je jeden z nejdůležitějších parametrů u automobilové pružiny. Pokud je pružina provozována v podmínkách, kde dochází k jejímu korodování, je třeba tuto skutečnost zohlednit už ve fázi návrhu a výpočtu pružiny.

Poznatky získané z měření tuhostí pružin:

- ✓ ověření lineárního průběhu u charakteristik pružin,
- ✓ získání konkrétních velikostí průměrných tuhostí u nových pružin pro porovnání s analytickým a numerickým (MKP) výpočtem,
- ✓ určení průměrné tuhosti pružiny vystavené koroznímu zatížení pro verifikaci numerických (MKP) modelů, jež zohledňují korozní zatížení pružiny.

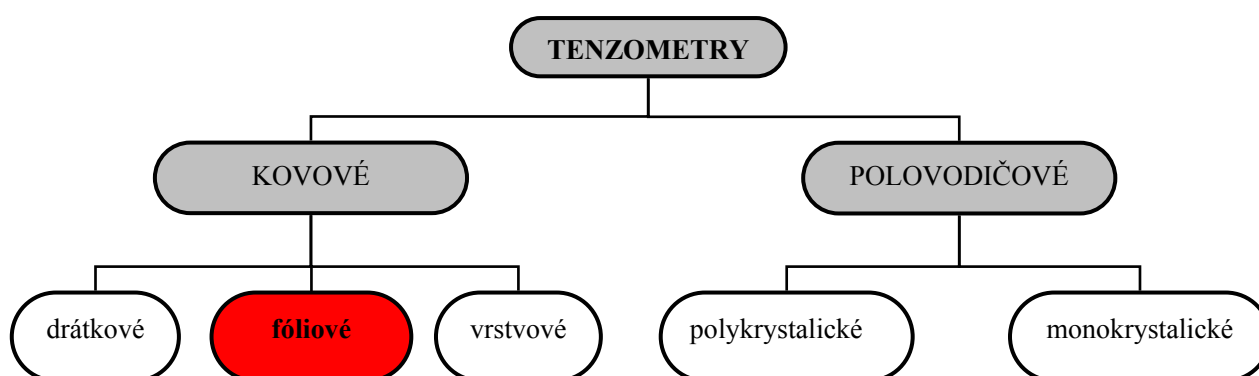
5.2 Experimentální tenzometrické měření

Pro ověření numerického modelu, analytických výpočtů, případně výpočtů z příslušných počítačových programů (např. MechSoft-PROFI), bylo měření tuhosti pružiny doplněno o souběžné snímání smykového napětí ze dvou měřících míst. Přesněji řečeno, napětí se měřilo nepřímo, pouze jeho projevy ve formě deformací – v tomto případě zkos γ .

5.2.1 Tenzometrie

Všechny snímače, zařízení a přístroje pro měření deformací v bodě či pro měření jakékoli veličiny, stanovené z deformace v bodě či jeho okolí, se označují jako tenzometry. Charakteristickým rysem všech tenzometrů je snímání, případně zaznamenání poměrných nebo absolutních prodloužení. Složky napětí neměříme přímo, ale z jejich projevů. Nejčastěji to bývá poměrné prodloužení ε či zkos γ [19].

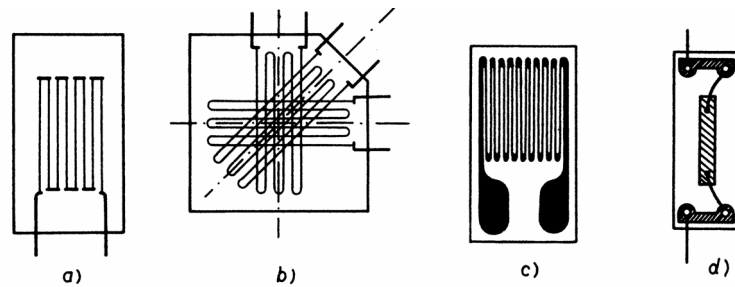
Elektrický tenzometr představuje mechanicko-elektrický převodník, využívající změnu jednoho z parametrů elektrického obvodu (odporu R , indukčnosti L atd.) [19]. Rozdělení elektrických odporových tenzometrů je na obrázku (**obr. 5.2**).



Obr. 5.2 Rozdělení elektrických odporových tenzometrů

5.2.2 Elektrické odporové tenzometry

U odporových drátkových, foliových i polovodičových tenzometrů (**obr. 5.3**) je mírou deformace změna odporu.



a) drátkový tenzometr, b) drátková tenzometrická růžice, c) fóliový tenzometr, d) polovodičový tenzometr

Obr. 5.3 Elektrické odporové tenzometry [20]

Pro měření poměrných prodloužení se využívá vodič, sledující deformaci povrchu součásti, na které je připevněn (např. přilepen). Vychází se ze známého vztahu pro odpor R drátového vodiče

$$R = \rho \cdot \frac{l}{A} = R(\rho, l, A) \quad (5.4)$$

kde je: ρ měrný odpor materiálu vodiče [$\Omega \cdot \text{mm}$],

l délka vodiče [mm],

A plocha průřezu vodiče [mm^2], [19].

Poměrná změna odporu je dána vztahem

$$\frac{dR}{R} = \frac{dl}{l} \cdot K \quad , \quad (5.5)$$

provedeme integraci výrazu (5.5)

$$\int_R^{R+\Delta R} \frac{dR}{R} = K \cdot \int_l^{l+\Delta l} \frac{dl}{l} \quad , \quad (5.6)$$

a po úpravě dostaneme vztah

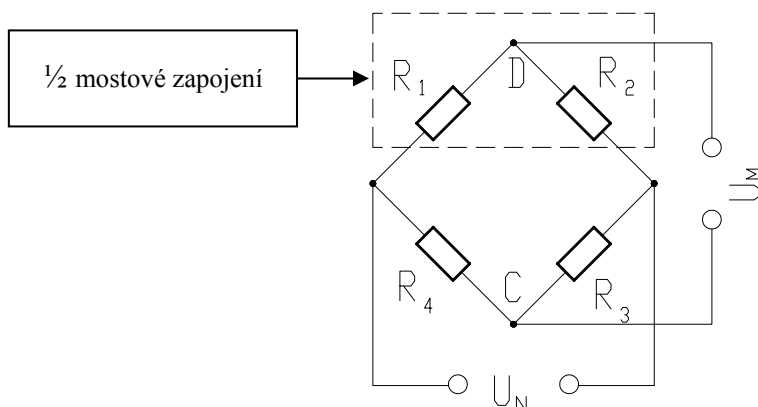
$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \left(\frac{\Delta R}{R} + 1 \right)^{\frac{1}{K}} - 1 \quad , \quad (5.7)$$

pro praktické měření se používá výrazu

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \left(1 + \frac{4 \cdot U_M}{U_N - 2 \cdot U_M} \right)^{\frac{1}{K}} - 1 \quad (5.8)$$

- kde je: dR změna odporu tenzometru [$m\Omega$],
 K konstanta tenzometru; K – faktor; Gauge factor (udává výrobce),
 ε poměrné prodloužení,
 U_M měřicí napětí [mV],
 U_N napájecí napětí [V], [24].

Odporové změny při běžném rozsahu měření ($\varepsilon = 10^{-5}$ až 10^{-3}) a při použití kovových tenzometrů jsou v rozsahu jednotek až stovek $m\Omega$. Měření těchto malých odporových změn vyžaduje velmi stabilní, citlivé vstupní obvody a nezkreslující zesilovací jednotky. Vstupní obvod může být vytvořen jako dělič napětí (potenciometrické zapojení tenzometru) nebo jako impedanční můstek (**obr. 5.4**), nejčastěji jako Wheatstonův můstek. Impedanční můstky umožňují kompenzaci nepříznivých vlivů [19].



Obr. 5.4 Wheatstonův můstek – $\frac{1}{2}$ mostové zapojení

Další teoretické základy tenzometrie jsou uvedeny v bakalářské práci – T. Pokorný: „*Návrh konstrukce pedometru a jeho využití*“ – literatura [21].

5.2.3 Vlastní experimentální tenzometrické měření

V příčném průřezu drátu působí kombinované namáhání. Konkrétně kroučící moment, ohybový moment, smyk a tah resp. tlak. Obecně se jedná o kombinaci normálových a smykových napětí.

Délkové přetvoření po úhlem 45° potom souvisí s délkovým přetvořením od normálového napětí ε_x a se zkosem γ od smykového napětí. Z Mohrovy kružnice deformací se dá odvodit

$$\varepsilon_{45^\circ} = \frac{1}{2} \cdot (1 - \mu) \cdot \varepsilon_x + \frac{\gamma}{2} \quad (5.9)$$

kde je: ε_{45° délkové přetvoření (poměrné prodloužení) pod úhlem 45° ,

μ Poissonovo číslo,

ε_x přetvoření od normálového napětí,

γ zkos [23].

Toto platí pro první tenzometr. Pro druhý tenzometr, který je nalepen kolmo k prvnímu (pod úhlem 90°) a vzájemně jsou spojeny do $\frac{1}{2}$ mostového zapojení (**obr. 5.4**) platí už tento vztah pro délkové přetvoření

$$\varepsilon_{135^\circ} = \frac{1}{2} \cdot (1 - \mu) \cdot \varepsilon_x - \frac{\gamma}{2} \quad (5.10)$$

kde je: ε_{135° délkové přetvoření (poměrné prodloužení) pod úhlem 135° [23].

Při zapojení těchto dvou tenzometrů do polovičního můstku bude indikované (měřené) délkové přetvoření

$$\underline{\underline{\varepsilon_i}} = \varepsilon_{45^\circ} - \varepsilon_{135^\circ} = \frac{1}{2} \cdot (1 - \mu) \cdot \varepsilon_x + \frac{\gamma}{2} - \frac{1}{2} \cdot (1 - \mu) \cdot \varepsilon_x + \frac{\gamma}{2} = \underline{\underline{\gamma}} \quad (5.11)$$

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (5.12)$$

kde je: ε_i indikované (měřené) délkové přetvoření,

τ smykové napětí [MPa],

G modul pružnosti ve smyku [MPa], [23].

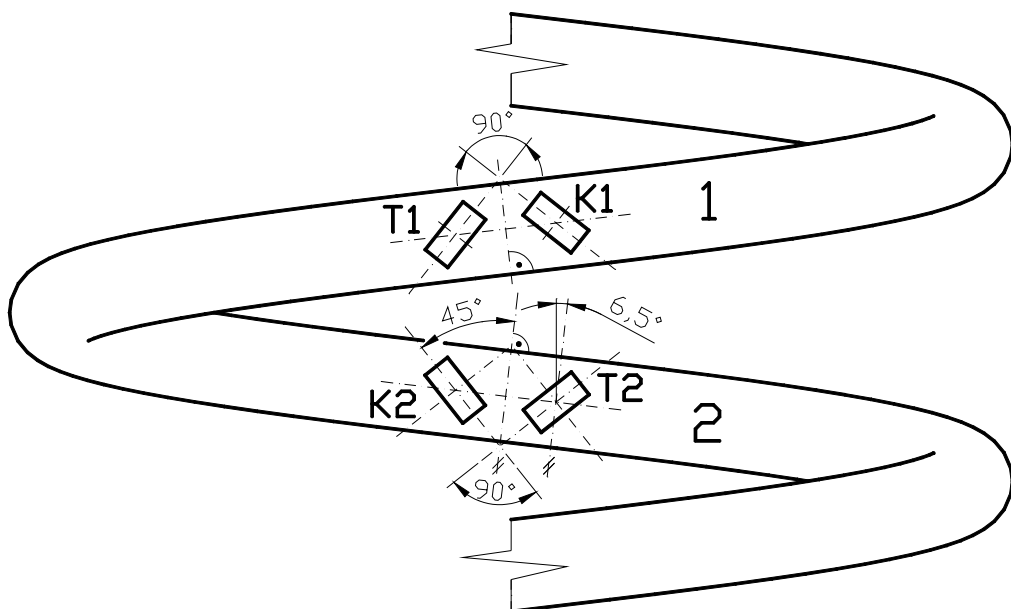
Změří se tak smykové napětí od kroučícího momentu a současně se docílí vyloučení vlivu ohybového momentu a normálové síly. Dosáhne se spolehlivější teplotní kompenzace a zvýšení citlivosti na dvojnásobek [23].

Umístění tenzometrů

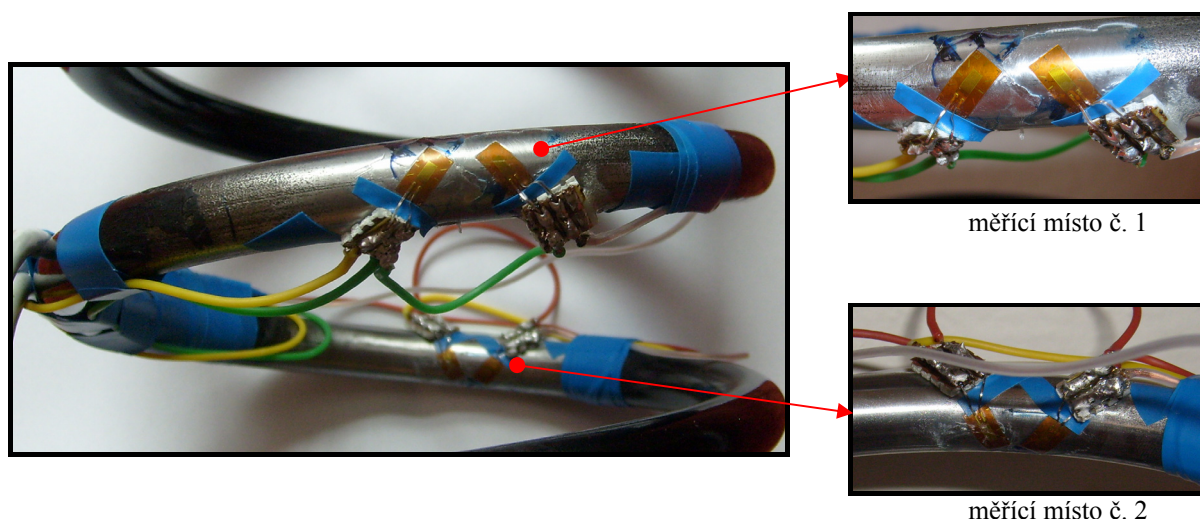
Před samotným nalepením tenzometrů na vybraná měřící místa, se provedlo odstranění ochranného nátěru pružiny a následné dočištění brusným papírem o zrnitosti 320 (mechanické čištění povrchu). Při samotném lepení tenzometrů se postupovalo následujícím způsobem:

- pomocí vhodných měřidel se lihovým fixem vyznačily značky pro správnou orientaci tenzometrů,
- provedlo se odmaštění povrchu (chemické čištění),
- na spodní stranu tenzometru se nanoslo přiměřené množství lepidla,
- tenzometr se přiložil k měřicímu místu, natočil správným směrem a přitlačil prostřednictvím speciální, vůči lepidlu nepřilnavé, fólie,
- přiměřeně velká přitlačná síla se vyvozovala minimálně po dobu 60 sekund.

Tenzometry jsou nalepeny vždy pod úhlem 45° od normály průřezu drátu automobilové pružiny. Měřeny jsou dvě místa, označená na obrázku (**obr. 5.5, obr. 5.6**) čísly 1 a 2. Snímané přetvoření (resp. smykové napětí) v oblasti označené číslicí 1, odpovídá místu nejvzdálenějšímu od osy pružiny, oblast označená číslem 2 místu nejbližší k ose pružiny.



Obr. 5.5 Umístění a orientace tenzometrů



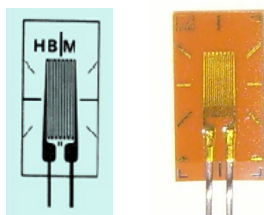
Obr. 5.6 Reálné umístění tenzometrů na automobilové pružině

Označení tenzometrů (např. T1, K1) se skládá jak z číslice, tak i z písmenného označení. Číslo udává, o jaké měřicí místo na pružině se jedná a písmenný symbol pouze odlišuje tenzometry mezi sebou v dané dvojici. Běžná praxe značí písmenem „T“ tenzometr měřicí a písmenem „K“ tenzometr kompenzační, ale je nutné podotknout, že v tomto případě tomu tak není. Vlivem zapojení do $\frac{1}{2}$ mostu a orientaci nalepených tenzometrů, oba fungují jako měřicí (aktivní) a zároveň jsou kompenzovány parazitní vlivy teploty, ohyb atd.

Délková přetvoření jednotlivých tenzometrů jsou rozdílná, jejich rozdíl (vlivem zapojení do $\frac{1}{2}$ mostu) však odpovídá pouze zkосу γ . V důsledku zkrucování drátu je totiž jeden tenzometr prodlužován, druhý zkrucován [23].

Použity jsou celkem čtyři jednoosé fóliové tenzometry (obr. 5.7) – typ 3/120LY11. Výrobce je firma HBM. Parametry tenzometrů jsou následující:

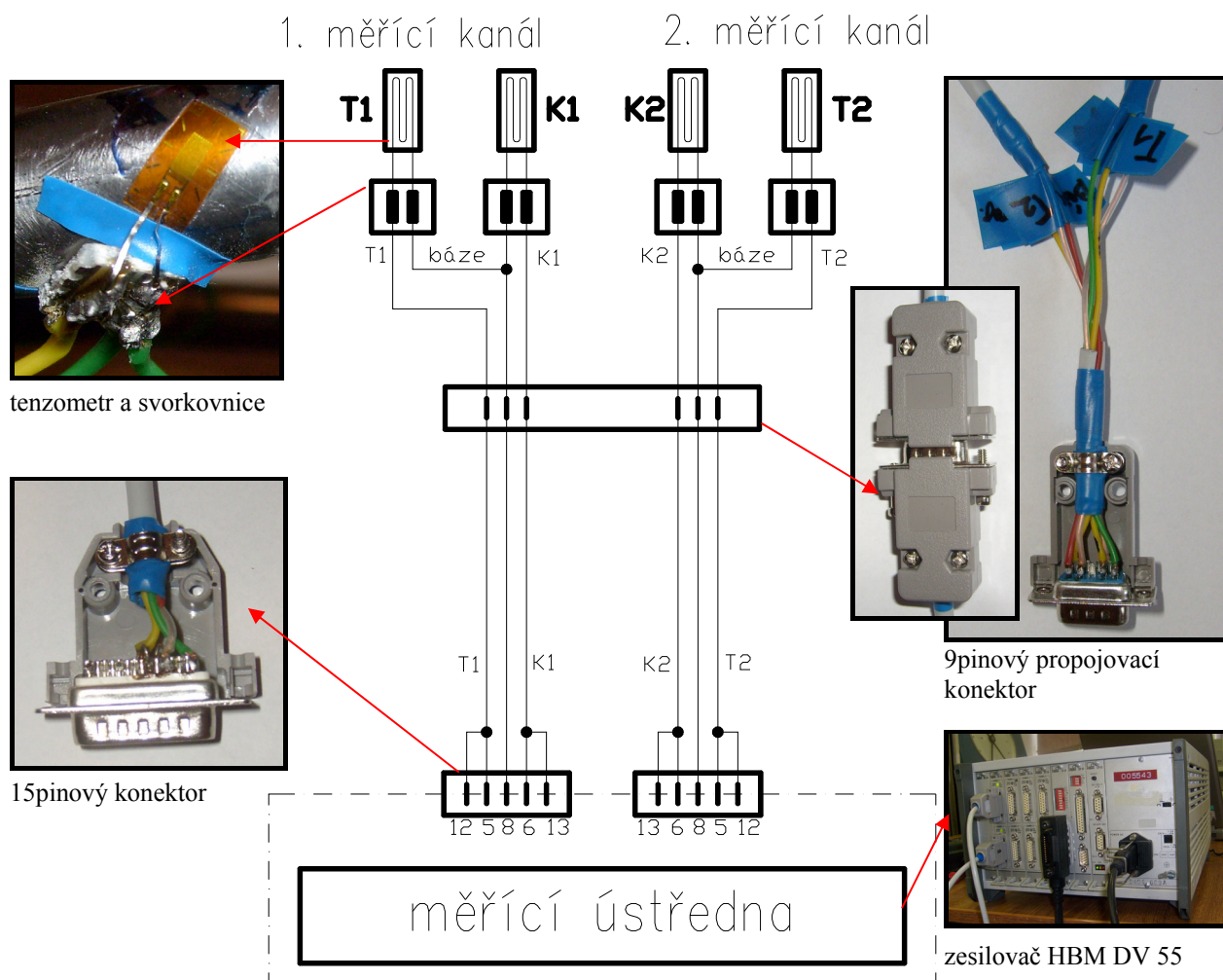
3/120LY11	
—	nosič a krytí – polyamid, mřížka Konstantan,
—	1 mřížka, lineární,
—	odpor mřížky 120 Ω ,
—	délka měřicí mřížky 3 mm .



Obr. 5.7 Fóliový tenzometr [22] a fotografie použitého tenzometru

Další informace o použitých tenzometrech pro experimentální měření smykových napětí jsou v přílohách (**příloha 7, příloha 9**).

Schéma zapojení je na obrázku (**obr. 5.8**). Jedná se tedy o $\frac{1}{2}$ mostové zapojení tenzometrů. Každé sledované místo má svůj měřicí kanál – dvoukanálové zapojení. Kabeláž z obou měřicích míst je svedena do jednoho 9pinového konektoru (**příloha 10**). A to z důvodu praktičnosti, aby nebylo nutné neustále manipulovat i s poměrně dlouhými měřicími kabely. Jedná se pouze o propojku mezi tenzometry osazenou pružinou a kabeláží, která vede do měřicí ústředny. Samotné propojení s měřicí ústřednou je realizováno dvěma 15pinovými konektory viz příloha (**příloha 8**). Příslušnost vodiče k jednotlivému pinu je na obrázku (**obr. 5.8**) dána číselným označením, toto označení vychází ze schématu pro připojení 15pinového konektoru do měřicí ústředny (**příloha 8**).



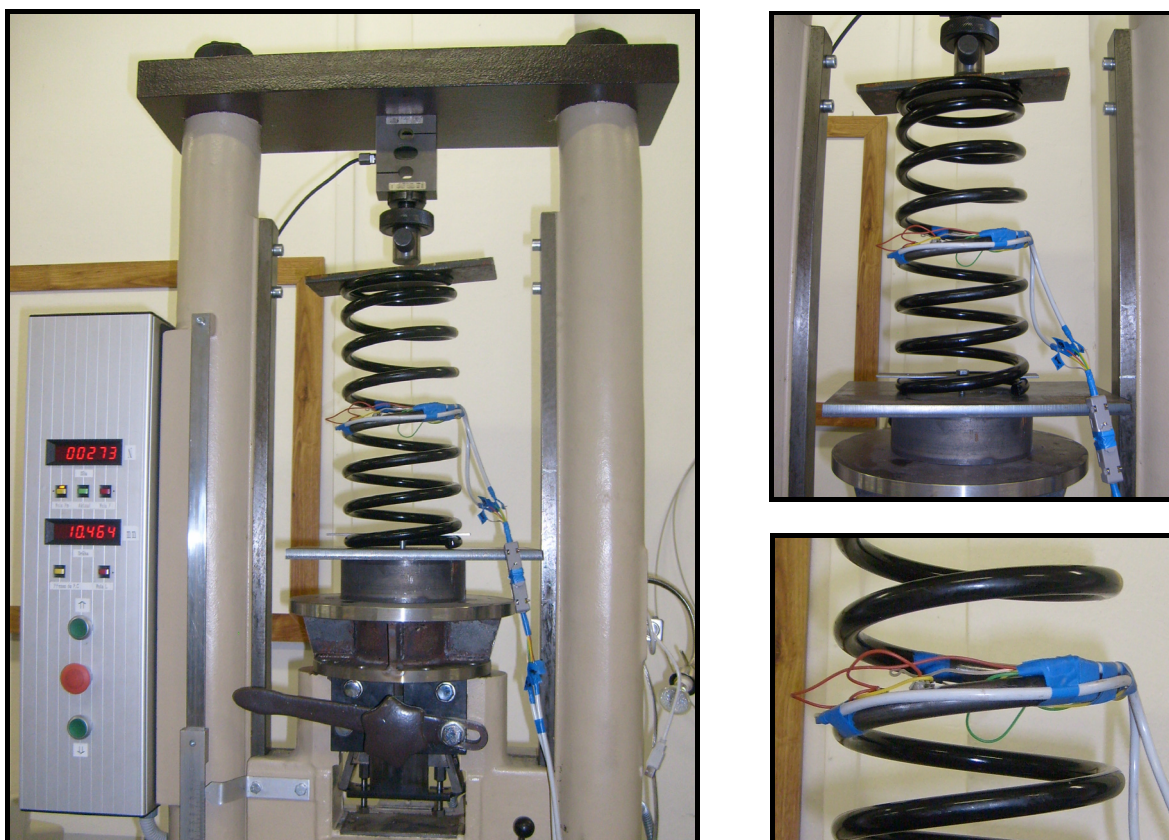
Obr. 5.8 Schéma zapojení tenzometrů a propojení konektorů

Měřicí řetězec (**obr. 5.8**) byl při samotném měření ještě doplněn o notebook se speciálním softwarem (Catman Xpress 4.56.), jehož prostřednictvím byl ovládán zesilovač HBM DV 55.

5.2.4 Zhodnocení tenzometrického měření

Tenzometrické měření bylo prováděno současně s měřením tuhosti vinuté pružiny (**obr. 5.9**), to znamená za stejných laboratorních podmínek.

Napájecí napětí pro $\frac{1}{2}$ mostové zapojení bylo $U_N = 10V$. Stlačování probíhalo shodnou rychlostí jako tomu bylo i při ostatních měřeních tuhosti pružiny, tedy $25 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$. Vzorkovací frekvence se nastavila na hodnotu 50 Hz, jelikož se jednalo o kvazistatické zatěžování, byla tato frekvence postačující.



Obr. 5.9 Současné měření tuhosti pružiny a tenzometrické měření

Měřeno bylo primárně délkové přetvoření ε_i , které odpovídá zkosu γ . Vzorový výpočet pro smyková napětí z obou měřených míst je na další stránce.

a) Smyková napětí při stlačení pružiny $y_1 = 141 \text{ mm}$

$$\underline{\underline{\tau_{1,misto1}}} = G \cdot \gamma_{1,misto1} = G \cdot \varepsilon_{i1,misto1} = 8,2 \cdot 10^4 \text{ MPa} \cdot 0,0043138 = \underline{\underline{353,7 \text{ MPa}}} \quad (5.13)$$

$$\underline{\underline{\tau_{1,misto2}}} = G \cdot \gamma_{1,misto2} = G \cdot \varepsilon_{i1,misto2} = 8,2 \cdot 10^4 \text{ MPa} \cdot 0,0052421 = \underline{\underline{429,9 \text{ MPa}}} \quad (5.14)$$

kde je: $\tau_{1,misto1}$ smykové napětí naměření pro „měřicí místo č. 1“ [MPa],

$\tau_{1,misto2}$ smykové napětí naměření pro „měřicí místo č. 2“ [MPa].

b) Redukované napětí podle podmínky pevnosti HMH

$$\underline{\underline{\sigma_{1HMH,misto1}}} = \sqrt{3 \cdot \max \tau_{1,misto1}^2} = \sqrt{3} \cdot \max \tau_{1,misto1} = \sqrt{3} \cdot 353,7 \text{ MPa} = \underline{\underline{612,6 \text{ MPa}}} \quad (5.15)$$

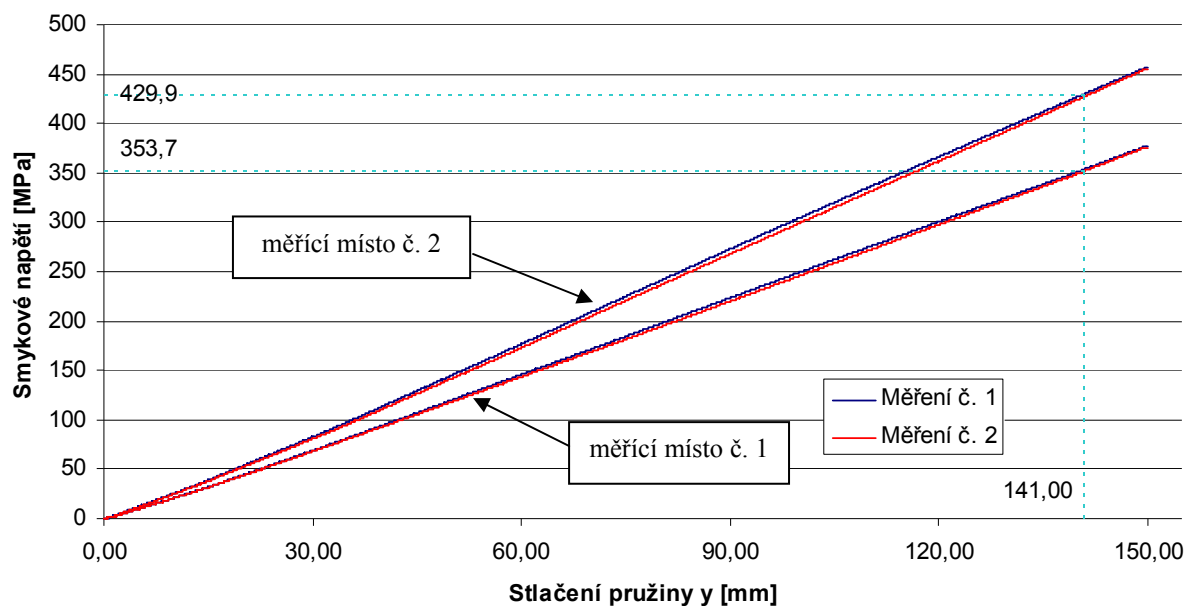
$$\underline{\underline{\sigma_{1HMH,misto2}}} = \sqrt{3 \cdot \max \tau_{1,misto2}^2} = \sqrt{3} \cdot \max \tau_{1,misto2} = \sqrt{3} \cdot 429,9 \text{ MPa} = \underline{\underline{744,6 \text{ MPa}}} \quad (5.16)$$

kde je: $\sigma_{1HMH,misto1}$ redukované napětí von Mises naměřené pro „měřicí místo č. 1“ [MPa],

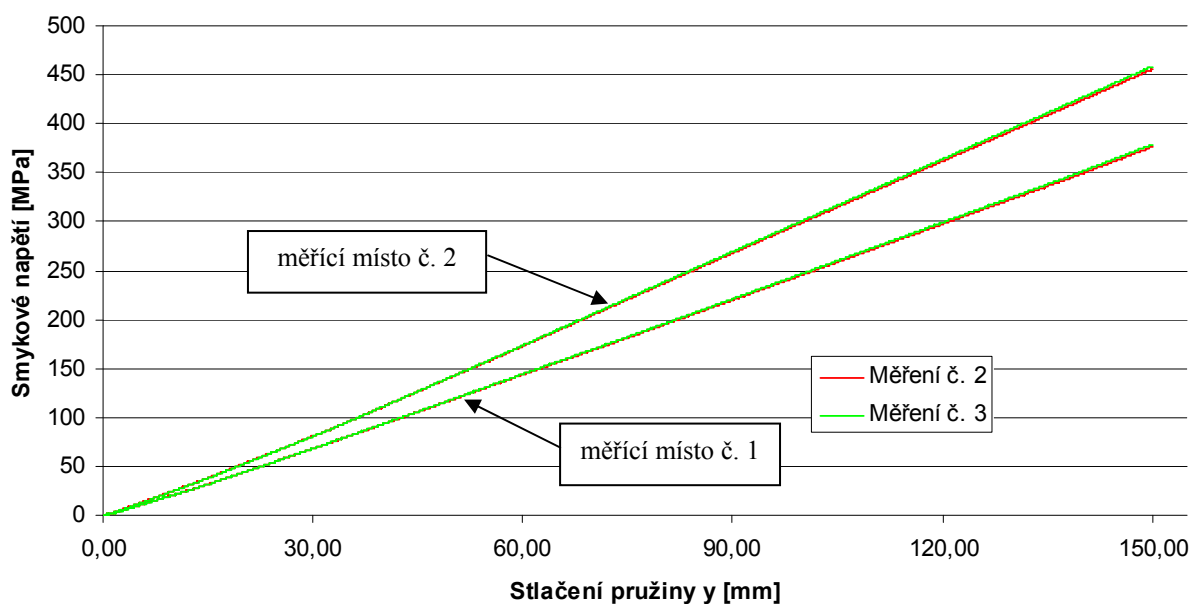
$\sigma_{1HMH,misto2}$ redukované napětí von Mises naměřené pro „měřicí místo č. 2“ [MPa].

Závislost nepřímo změřených smykových napětí na velikosti stlačení pružiny, pro obě měřená místa, je zobrazena na grafech vytvořených prostřednictvím aplikace Microsoft Excel. Graf (**graf 5.6**) je určen pro první a druhé měření na téže pružině. Na druhém grafu (**graf 5.7**) je vykreslen průběh z třetího měření a pro možné porovnání mezi všemi třemi měřeními je opět vykreslen i průběh měření druhého. Jednotlivé průběhy se téměř překrývají, proto se pro verifikaci numerických modelů a pro porovnání analytických výpočtů, použijí hodnoty z prvního tenzometrického měření.

Graf 5.6 Naměřená smyková napětí – měření č. 1 a 2



Graf 5.7 Naměřená smyková napětí – měření č. 2 a 3



Naměřený průběh smykových napětí je lineární. Závislost mezi stlačáním a působící silou na pružinu je rovněž lineární. Výpočet smykového napětí, pro danou působící sílu, je taktéž lineární. Naměřené grafické průběhy, svým průběhem, jsou tedy plně odpovídající.

Vlivem rozdílného pnutí na obvodu kruhového průřezu u vinuté pružiny (**obr. 3.15**), byl očekáván určitý rozdíl mezi velikostí smykových napětí měřených v místě č. 1 a č. 2 – viz rozdílné směrnice obou přímk (graf 5.6 a graf 5.7).

c) Výpočet procentuálního poměru smykových napětí mezi dvěma měřícími místy

$$\underline{\underline{p}} = \left(\frac{\tau_{1,místo\ 2}}{\tau_{1,místo\ 1}} - 1 \right) \cdot 100\% = \left(\frac{429,9\ MPa}{353,7\ MPa} - 1 \right) \cdot 100\% = \underline{\underline{21,5\%}} \quad (5.17)$$

kde je: p procentuálního poměru smykových napětí mezi dvěma měřícími místy [%].

Tento poměr je vypočten pouze pro jeden zátěžový stav ($y_1 = 141\ mm$). Pro všechny ostatní hodnoty z měření (vždy cca 17800 zaznamenaných hodnot na jeden kanál) byl v programu Microsoft Excel vypočten průměrný výsledek $p_{EXCEL} = 21,8\%$. To znamená, že smykové napětí nejbližší k ose pružiny je průměrně větší o 21,5 % resp. 21,8 %, než smykové napětí z měřícího místa č. 1.

d) Relativní chyba (odchylka) δ_{τ_1} změřeného smykového napětí a napětí získaného analytickým výpočtem

$$\underline{\underline{\delta_{\tau_1}}} = \frac{\tau_{1,místo\ 2} - \max \tau_1}{\max \tau_1} \cdot 100\% = \frac{429,9\ MPa - 506,1\ MPa}{506,1\ MPa} \cdot 100\% = \underline{\underline{15,1\%}} \quad (5.18)$$

kde je: δ_{τ_1} relativní odchylka změřeného smykového napětí a napětí získaného analytickým výpočtem [%].

$\max \tau_1$ maximální smykové napětí pro zátěžový stav „1“ [MPa] (**kapitola 6 a.**).

Na první pohled se může relativní odchylka δ_{τ_1} jevit jako významná, ale je nutné si uvědomit, že tenzometr v měřeném místě smykové napětí zprůměruje. Navíc analytický výpočet platí pro ideální pružinu, bez závěrných závitů, ale měření probíhalo na pružině reálné. Další možné nejistoty měření, které mají vliv na výsledek, jsou tyto:

Nejistota typu A – stanovuje se z výsledků opakovaných měření (statistická analýza), hodnoty s rostoucím počtem provedených měření klesají.

Nejistota typu B – založeny na jiných než statistických přístupech (nedokonalosti při měření):

- neznámé materiálové charakteristiky – modul pružnosti v tahu E , resp. modul pružnosti ve smyku G ,
- nepřesná směrová orientace a pozice nalepených tenzometrů,
- nedokonale zbroušený nebo odmaštěný povrch pod nalepenými tenzometry, nedokonalé nalepení tenzometrů,
- nejistoty propojovacích kabelů, tenzometrů (K – faktor), měřícího zesilovače s PC,
- nejistoty měřícího softwaru, zaokrouhlování, použitých konstant,
- nejistoty prostředí, obsluhy atd.

Poznatky získané z tenzometrického měření:

- ✓ ověření lineárního průběhu smykového napětí pro jednotlivá zatížení,
- ✓ stanovení procentuálního poměru smykových napětí mezi oběma měřícími místy,
- ✓ získání konkrétních velikostí smykových napětí pro porovnání s analytickým a numerickým (MKP) výpočtem.

6 Návrh možných přístupů k výpočtovému modelování pružin po korozním zatížení

Pro tvorbu numerických modelů byl využit program ANSYS (R) Release 11.0. Tento program je k dispozici na počítačových učebnách, kde probíhá výuka a navíc svým výpočtovým potenciálem převyšuje schopnosti nástavby Mechanica v programu Pro/ENGINEER.

Aby bylo možné vytvářet výpočtové modely pružiny po korním zatížení, bylo nutné, pro pružinu bez korozního zatížení, ověřit a vzájemně porovnat analytické výpočty z programového systému ANSYS. Pro tento účel byl zvolen zátěžový stav „1“, který odpovídá pohotovostní hmotnosti vozidla. A zároveň nebylo třeba pružinu stlačovat až na stav, který odpovídá maximálnímu zatížení.

a) Maximální smykové napětí

$$\underline{\underline{\psi}} = \left(1 + \frac{5}{4 \cdot i} + \frac{7}{8 \cdot i^2} + \frac{1}{i^3} \right) = \left(1 + \frac{5}{4 \cdot 9,93} + \frac{7}{8 \cdot 9,93^2} + \frac{1}{9,93^3} \right) = \underline{\underline{1,14}} \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} \underline{\underline{\max \tau_1}} &= \left(\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot d^2} + \frac{8 \cdot F_1 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot (\psi) \cdot \cos \alpha = \\ &= \left(\frac{4 \cdot 3067,4 \text{ N}}{\pi \cdot (13,5 \text{ mm})^2} + \frac{8 \cdot 3067,4 \text{ N} \cdot 134 \text{ mm}}{\pi \cdot (13,5 \text{ mm})^3} \right) \cdot 1,14 \cdot \cos 6,5^\circ = \underline{\underline{506,1 \text{ MPa}}} \end{aligned} \quad (6.2)$$

kde je: $\max \tau_1$ maximální smykové napětí pro zátěžový stav „1“ [MPa].

b) Redukované napětí podle podmínky pevnosti HMM (Huber, Mises, Hencky)

V programu ANSYS jsou výsledné napěťové účinky reprezentovány napětím von Mises, což je ekvivalentní podmínka k podmínce HMM. Jedná se tedy o redukované napětí. Pro výpočet redukovaného napětí z napětí smykového platí vztah:

$$\underline{\underline{\sigma_{HMM}}} = \sqrt{3 \cdot \max \tau_1^2} = \sqrt{3} \cdot \max \tau_1 = \sqrt{3} \cdot 506,1 \text{ MPa} = \underline{\underline{876,6 \text{ MPa}}} \quad (6.3)$$

kde je: σ_{HMM} redukované napětí von Mises [MPa].

Tab. 6.1 Přehled veličin pro předpružený zátěžový stav vozidla

Působící síla na pružinu F_1	Stlačení pružiny y_1	Tuhost pružiny c	Maximální smykové napětí $\max \tau_1$	Redukované napětí HMH σ_{HMH}
3067,4 N	140,9 mm	21,8 N·mm ⁻¹	506,1 MPa	876,6 MPa

6.1 Návrh numerických modelů a jejich verifikace

Při vytváření výpočtových modelů byl kladen důraz na:

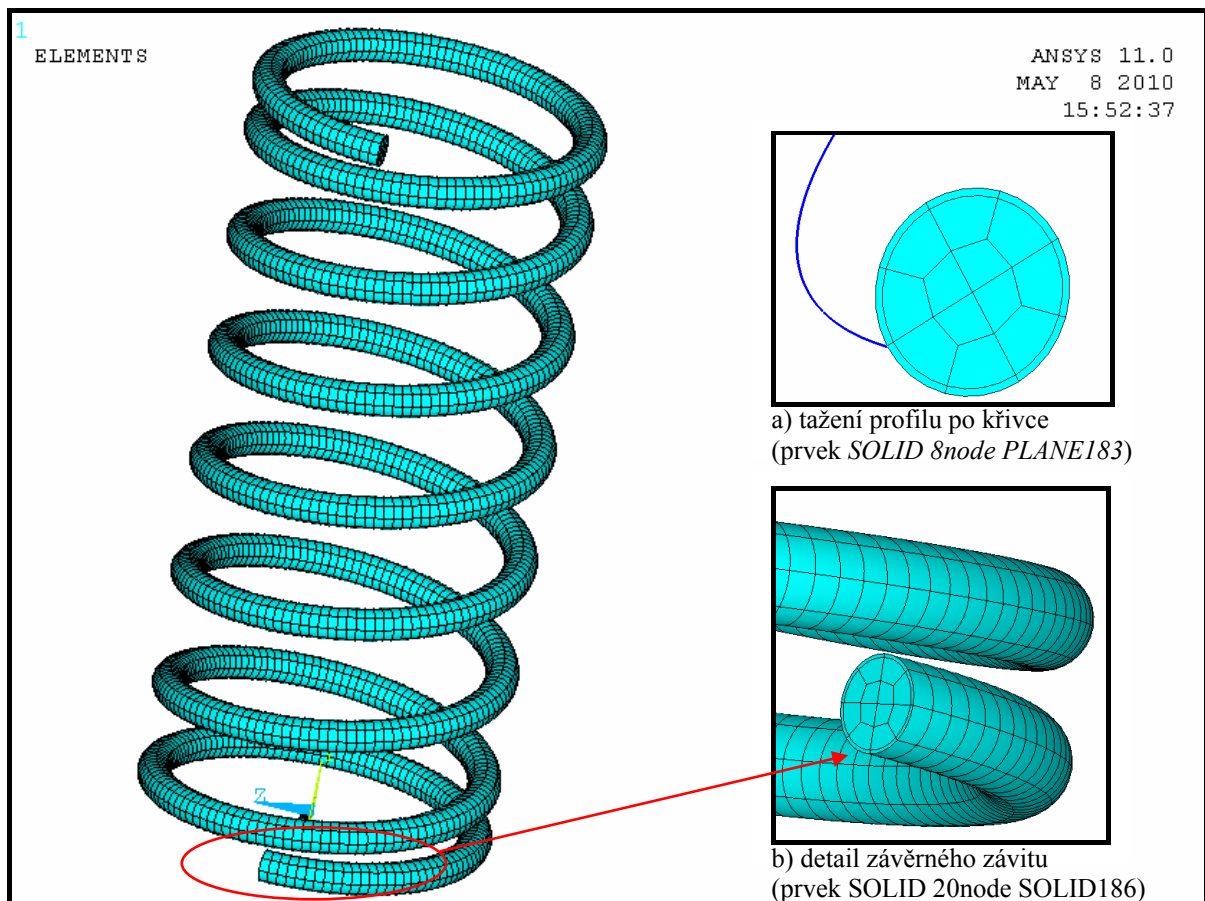
- jednoduchost,
- nenáročnost na výpočtový čas,
- shodu s reálně naměřenými daty z provedených experimentů.

Nejprve bylo třeba vytvořit numerické modely pružiny bez korozního zatížení a vhodným nastavením okrajových podmínek (zatížení, vazby atd.) docílit shody s naměřenými daty. Poté se vybral vhodný způsob ukotvení a zatížení pružiny, aby bylo možné vytvořit výpočtové modely pružiny po korozním zatížení se shodou s provedeným experimentálním měření.

6.1.1 Geometrický model pružiny a jeho diskretizace (Meshing)

Prostorový model pružiny vytvořený programem Pro/ENGINEER byl pomocí datového formátu IGES importován do prostředí programu ANSYS, kde z něj byla vytvořena trajektorie, po které se pomocí funkce *Extrude* vytvořil profil pružiny (**obr. 6.1 a.**).

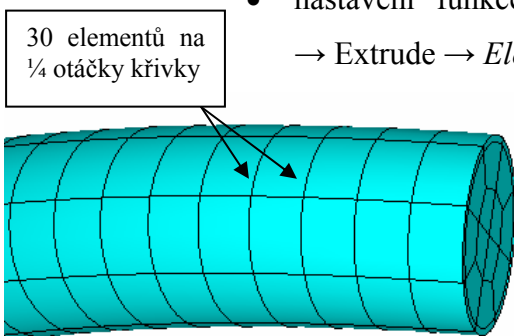
Diskretizovaný model pružiny je tvořen 19200 elementy. Všechny výpočtové modely jsou řešeny jako lineární problém. Případná kontaktní úloha (stlačování pružiny prostřednictvím misek, zamezení průniku závitů atd.) nebo aktivace velkých posuvů, by vedlo na nelineární analýzu s nárůstem výpočtového času úlohy. Správné nastavení kontaktu tak, aby výpočet konvergoval, je velmi obtížné a časově náročné. Cílem je navrhnout jednoduchý, výpočtově nenáročný numerický model, který bude dosahovat shody s naměřenými hodnotami.



Obr. 6.1 Zdiskretizovaný model pružiny v programu ANSYS

Konkrétní postup při využití funkce *Extrude*, pro tažení profilu pružiny po křivce, byl následující:

- nastavení funkce *Extrude* (Preprocessor → Modeling → Operate → Extrude → *Elem Ext Opts*:
 - [TYPE] prvek **SOLID186**,
 - [MAT] materiál 1,
 - [VAL1] počet dělení části křivky na 30 elementů (rozdělení $\frac{1}{4}$ trajektorie na jednu otáčku na 30 dílků (obr. 6.2)),
 - [ACLEAR] **Yes**, odstranění původního profilu po vytažení,
- označení profilu pružiny a vlastní vytažení po křivce (Preprocessor → Modeling → Operate → Extrude → Areas → *Along Lines*).

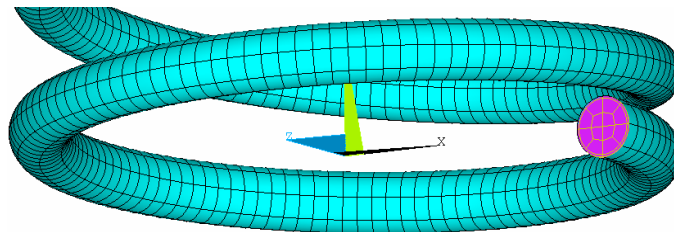


Obr. 6.2 Dělení elementů po křivce

Zatížení pružiny je aplikováno pomocí posuvu $y_1 = 141\text{ mm}$ a to v deseti zátěžových krocích. Výpočet je prováděn Pre-Condition CG řešičem (nastavení přesného výpočtu – Accuracy). Zatěžující (reakční síla) odpovídající každému zatěžujícímu kroku, je vyčíslena pomocí funkce *Reaction Solu* (General Postproc → List Results → Reaction Solu). Z těchto deseti dílčích tuhostí, pro danou pružinu, je stanovena výsledná tuhost formou aritmetického průměru z prvního, pátého a desátého zátěžového stavu (teoreticky stačí jedna hodnota – lineární výpočet) a následně porovnána s tuhostí naměřenou při experimentálním měření. Hodnota napětí von Mises z napěťové analýzy v programu ANSYS je uvažována bez napěťových „špiček“, které vznikají vlivem vetknutí, případně v oblasti působícího posuvu na pružinu. Pro porovnání s napětím, které se získalo tenzometrickým měřením, je uvažována pouze střední oblast a blízké okolí pružiny, kde byly nalepeny tenzometrické snímače.

6.1.2 Nová, korozí nezatížená pružina – výpočtová varianta A

Pružina je na jednom konci závěrného závitu (obr. 6.3) vetknuta za plochu (0° volnosti) a na opačném konci jsou odebrány, mimo posuvu ve směru osy pružiny $UY = y_1 = 141\text{ mm}$, všechny stupně volnosti (posuvy).



Obr. 6.3 Okrajové podmínky vztahované na plochu u konců závěrných závitů, varianta A

a) Výsledná průměrná tuhost pružiny

$$\underline{c_{Nová_A, ANSYS}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 c_i}{3} = \frac{\frac{245,2\text{ N}}{14,1\text{ mm}} + \frac{1225,9\text{ N}}{70,5\text{ mm}} + \frac{2451,8\text{ N}}{141\text{ mm}}}{3} = 17,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.4)$$

kde je: $c_{Nová_A, ANSYS}$ výsledná průměrná tuhost pružiny z numerické analýzy [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$].

b) Relativní odchylka tuhosti získané numerickým výpočtem a tuhosti naměřené u nové pružiny

$$\delta_{Nová_A, tuhost} = \frac{c_{Nová_A, ANSYS} - c_{A, B}}{c_{A, B}} \cdot 100\% = \frac{17,4 \frac{N}{mm} - 19,4 \frac{N}{mm}}{19,4 \frac{N}{mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{10,3\%}} \quad (6.5)$$

kde je: $\delta_{Nová_A, tuhost}$ relativní odchylka tuhosti z numerického výpočtu vůči tuhosti naměřené při experimentálním měření [%].

c) Relativní odchylka redukovaného napětí získaného numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením (pro měřicí místo č. 1 a 2)

$$\delta_{Nová_A, \sigma_{1HMH, místo 1}} = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_{i1 HMH, místo 1, ANSYS} - \sigma_{1 HMH, místo 1}}{n \cdot \sigma_{1 HMH, místo 1}} = \quad (6.6)$$

$$= \frac{579,9 MPa + 580,6 MPa + 581,5 MPa - 612,6 MPa}{3 \cdot 612,6 MPa} \cdot 100\% = \underline{\underline{5,2\%}}$$

$$\delta_{Nová_A, \sigma_{1HMH, místo 2}} = \frac{\sigma_{1 HMH, místo 2, ANSYS} - \sigma_{1 HMH, místo 2}}{\sigma_{1 HMH, místo 2}} = \quad (6.7)$$

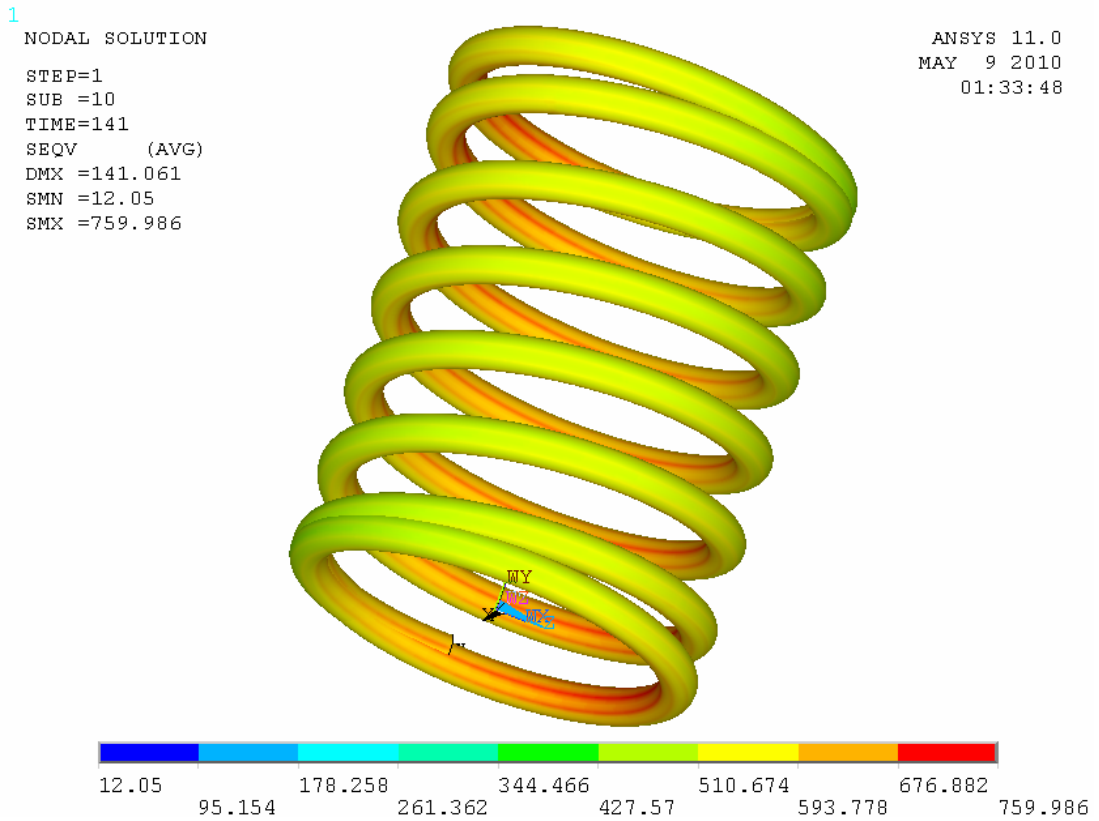
$$= \frac{747,6 MPa - 744,6 MPa}{744,6 MPa} \cdot 100\% = \underline{\underline{0,4\%}}$$

kde je: $\delta_{Nová_A, \sigma_{1HMH, místo 1}}$ relativní odchylka redukovaného napětí získaná numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením pro měřicí místo č. 1 [%].

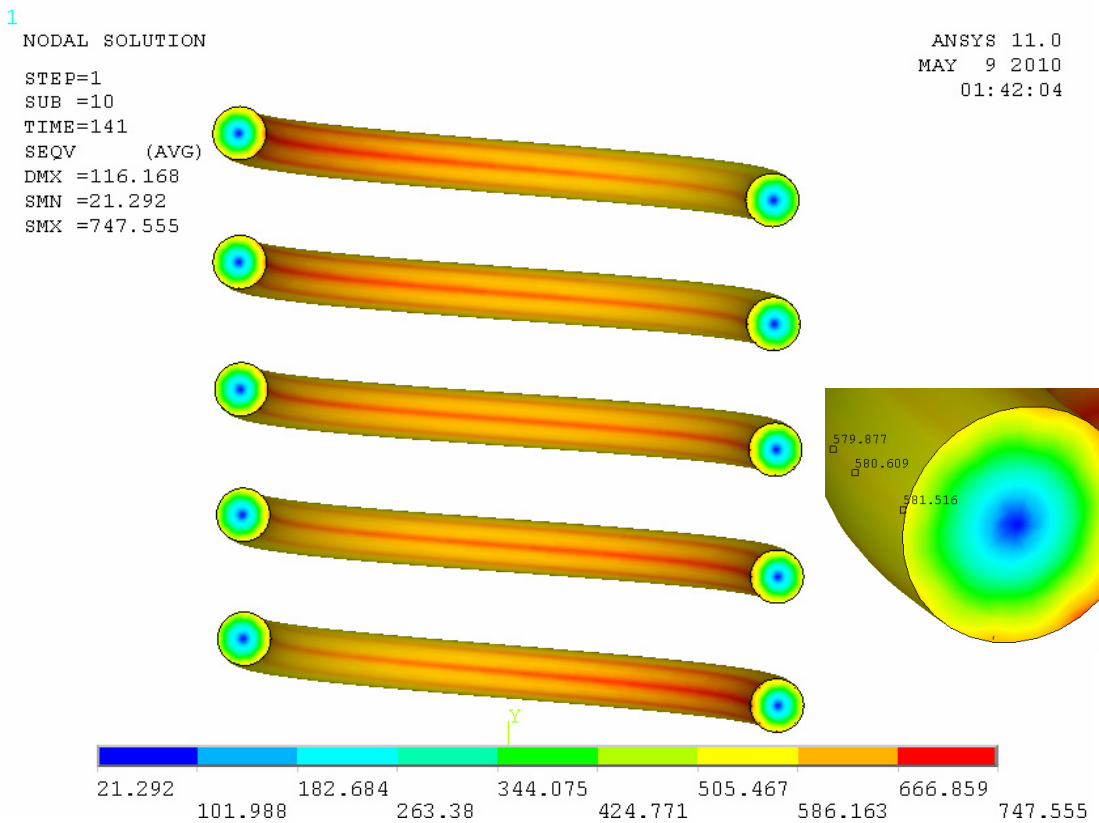
$\delta_{Nová_A, \sigma_{1HMH, místo 2}}$ relativní odchylka redukovaného napětí získaná numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením pro měřicí místo č. 2 [%].

Zhodnocení výpočtové varianty A

Výpočtová varianta A pro novou automobilovou pružinu se po napěťové stránce shoduje s experimentálním měřením. V případě redukovaného napětí, pro měřené místo č. 2, je shoda téměř stoprocentní. Ale hlavním kritériem pro verifikaci numerického modelu není napětí (nebylo měřeno u zkorodované pružiny), ale je jím tuhost. Jelikož je relativní odchylka tuhosti získané numerickým výpočtem a tuhosti naměřené u nové pružiny 10,3 %, nelze tuto variantu považovat za vyhovující.



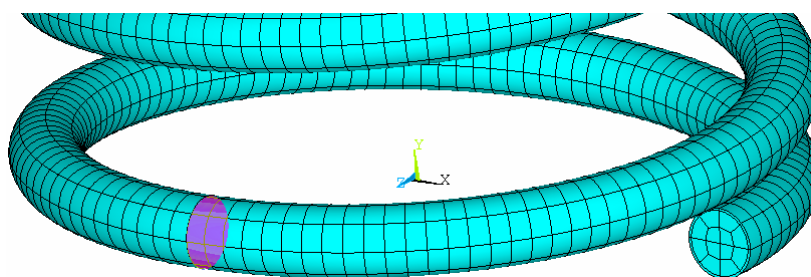
Obr. 6.4 Redukované napětí HMH



Obr. 6.5 Redukované napětí HMH – bez napěťových špiček – řez

6.1.3 Nová, korozí nezatížená pružina – výpočtová varianta B

Pružina je vetknuta za plochu (0° volnosti) v místě, kde končí závěrný závit a pokračují závity činné (obr. 6.6). Stejným způsobem je provedeno zatížení pružiny ve směru osy Y – $UY = y_1 = 141\text{ mm}$. To znamená, že jsou zatíženy pouze činné závity a zbytek modelu, který odpovídá závěrným závitům, je bez vazeb a bez zatížení – konce jsou volné, neovlivňují výpočet resp. nemají vliv na tuhost pružiny. Tato varianta odpovídá analytickému výpočtu pro 6,5 činných závitů.



Obr. 6.6 Oblast zadání okrajových podmínek, varianta B

a) Výsledná průměrná tuhost pružiny

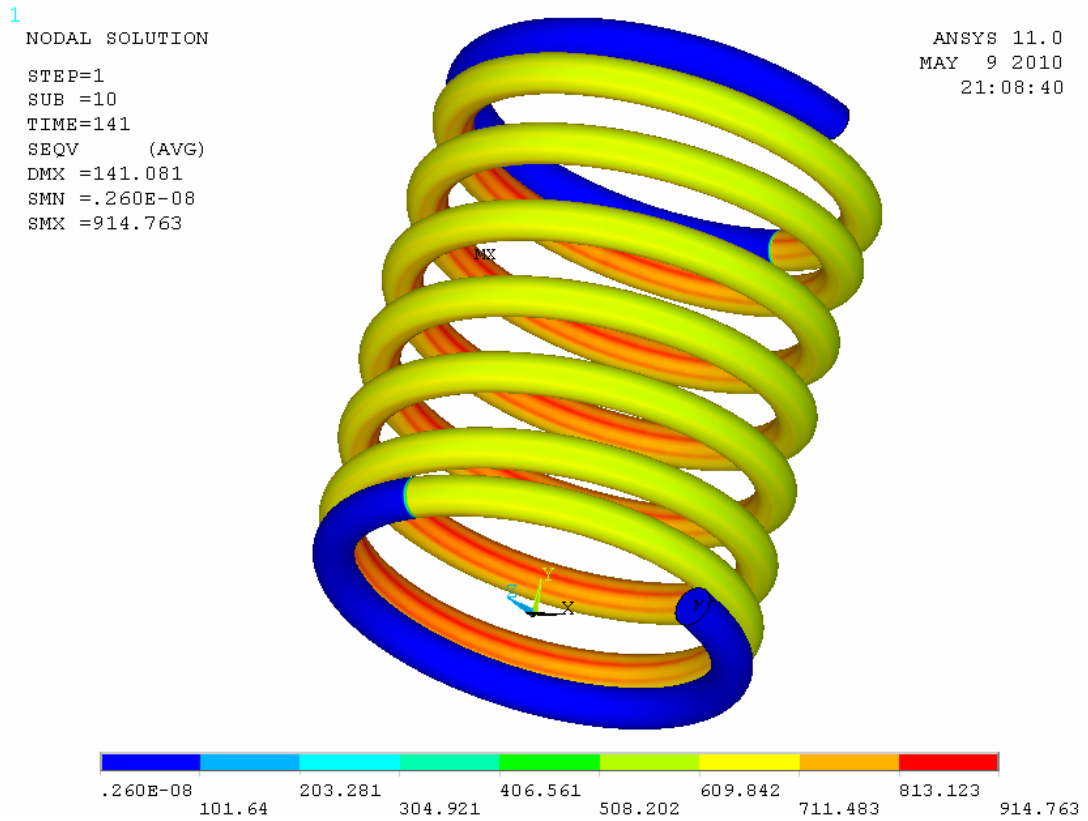
$$\underline{c_{Nová_B, ANSYS}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 c_i}{3} = \frac{\frac{301,4\text{ N}}{14,1\text{ mm}} + \frac{1507,1\text{ N}}{70,5\text{ mm}} + \frac{3014,2\text{ N}}{141\text{ mm}}}{3} = 21,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.8)$$

kde je: $c_{Nová_B, ANSYS}$ výsledná průměrná tuhost pružiny z numerické analýzy [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$].

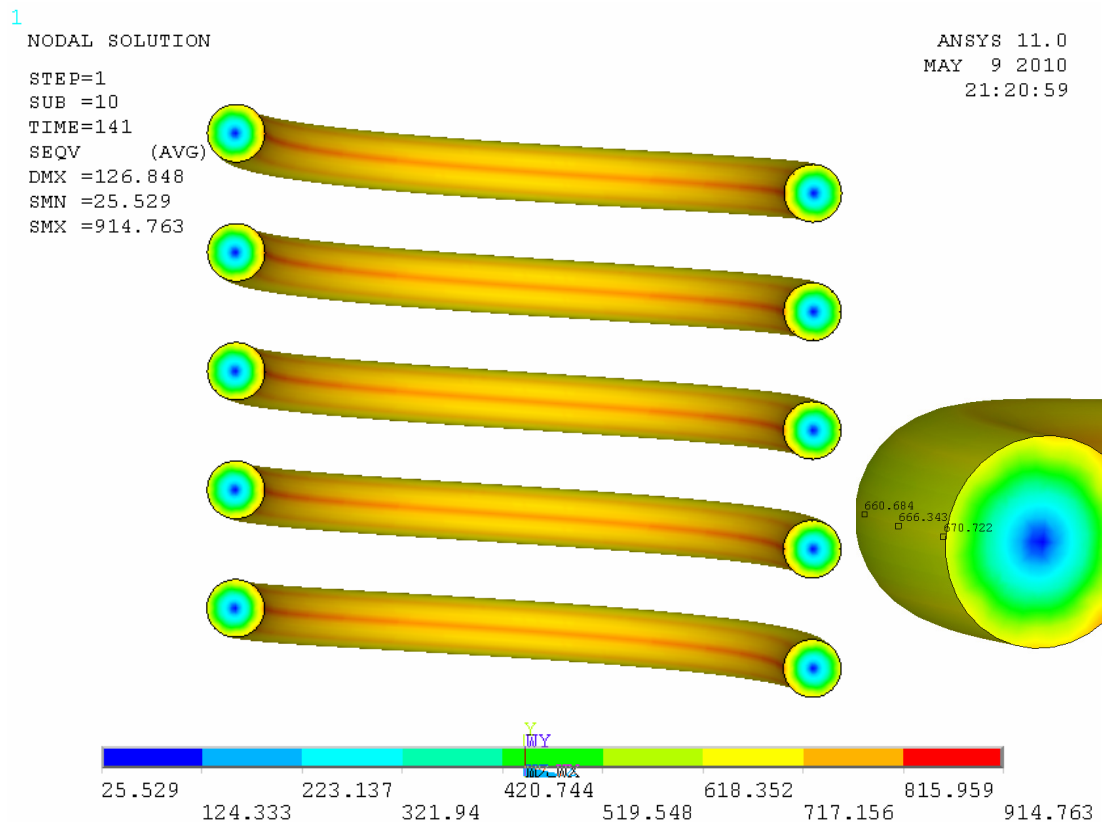
b) Relativní odchylka tuhosti získané numerickým výpočtem a tuhosti naměřené u nové pružiny

$$\underline{\delta_{Nová_B, tuhost}} = \frac{c_{Nová_B, ANSYS} - c_{A,B}}{c_{A,B}} \cdot 100\% = \frac{21,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}} - 19,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{19,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} \cdot 100\% = \underline{\underline{10,3\%}} \quad (6.9)$$

kde je: $\delta_{Nová_B, tuhost}$ relativní odchylka tuhosti z numerického výpočtu vůči tuhosti naměřené při experimentálním měření [%].



Obr. 6.7 Redukované napětí HMH



Obr. 6.8 Redukované napětí HMH – bez napěťových špiček – řez

c) Relativní odchylka tuhosti získané numerickým výpočtem a tuhosti z analytického výpočtu

$$\underline{\underline{\delta_{Nová_B,tuhost}^*}} = \frac{c_{Nová_B,ANSYS} - c}{c} \cdot 100\% = \frac{21,4 \frac{N}{mm} - 21,8 \frac{N}{mm}}{21,8 \frac{N}{mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{1,8\%}}$$
(6.10)

kde je: $\delta_{Nová_B,tuhost}^*$ relativní odchylka tuhosti z numerického výpočtu vůči tuhosti z analytického výpočtu [%].

d) Relativní odchylka redukovaného napětí získaného numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením (pro měřící místo č. 1 a 2)

$$\underline{\underline{\delta_{Nová_B,\sigma_{1HMH,místo\ 1}}}} = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_{i1\ HMH,místo\ 1, ANSYS} - \sigma_{1\ HMH,místo\ 1}}{n \cdot \sigma_{1\ HMH,místo\ 1}} =$$

$$= \frac{670,7\ MPa + 666,3\ MPa + 660,7\ MPa}{3} - 612,6\ MPa \cdot 100\% = \underline{\underline{8,7\%}}$$
(6.11)

$$\underline{\underline{\delta_{Nová_B,\sigma_{1HMH,místo\ 2}}}} = \frac{\sigma_{1\ HMH,místo\ 2, ANSYS} - \sigma_{1\ HMH,místo\ 2}}{\sigma_{1\ HMH,místo\ 2}} =$$

$$= \frac{914,7\ MPa - 744,6\ MPa}{744,6\ MPa} \cdot 100\% = \underline{\underline{22,8\%}}$$
(6.12)

kde je: $\delta_{Nová_B,\sigma_{1HMH,místo\ 1}}$ relativní odchylka redukovaného napětí získaná numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením pro měřící místo č. 1 [%].

$\delta_{Nová_B,\sigma_{1HMH,místo\ 2}}$ relativní odchylka redukovaného napětí získaná numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením pro měřící místo č. 2 [%].

e) Relativní odchylka redukovaného napětí získaného numerickým výpočtem a analytickým výpočtem

$$\underline{\underline{\delta_{Nová_B,\sigma_{1HMH,místo\ 2}}^*}} = \frac{\sigma_{1\ HMH,místo\ 2, ANSYS} - \sigma_{HMH}}{\sigma_{HMH}} = \frac{914,7\ MPa - 876,6\ MPa}{876,6\ MPa} \cdot 100\% = \underline{\underline{4,3\%}}$$
(6.13)

kde je: $\delta_{Nová_B,\sigma_{1HMH,místo\ 2}}^*$ relativní odchylka redukovaného napětí získaná numerickým výpočtem a analytickým výpočtem [%].

Zhodnocení výpočtové varianty B

Varianta svými výsledky odpovídá analytickému výpočtu, jedná se o verifikaci analytického výpočtu. Odchyly od hodnot z měření na reálné pružině jsou velké. Tato varianta výpočtu, resp. způsob zadání okrajových podmínek, tedy neodpovídá realitě, proto ji nelze použít při modelování pružiny po korozním zatížení.

6.1.4 Nová, korozí nezatížená pružina – výpočtová varianta C

Jedná se o modifikaci výpočtové varianty B. Jediný rozdíl je v tom, že závěrný závit je „namodelován“ zvlášť (**obr. 6.9**) a zatížen posuvem 3 mm (celkem 3 výpočtové kroky) v programu ANSYS, čímž je vypočtena jeho tuhost. Reciproké hodnoty tuhosti se sečtou a výsledná převrácená hodnota tuhosti odpovídá sériově řazeným pružinám.

Závěrný závit je na jednom konci vetknut za plochu a na opačném konci je zatížen posuvem 3 mm.

a) Výsledná průměrná tuhost závěrného závitu (0,75 závitu)

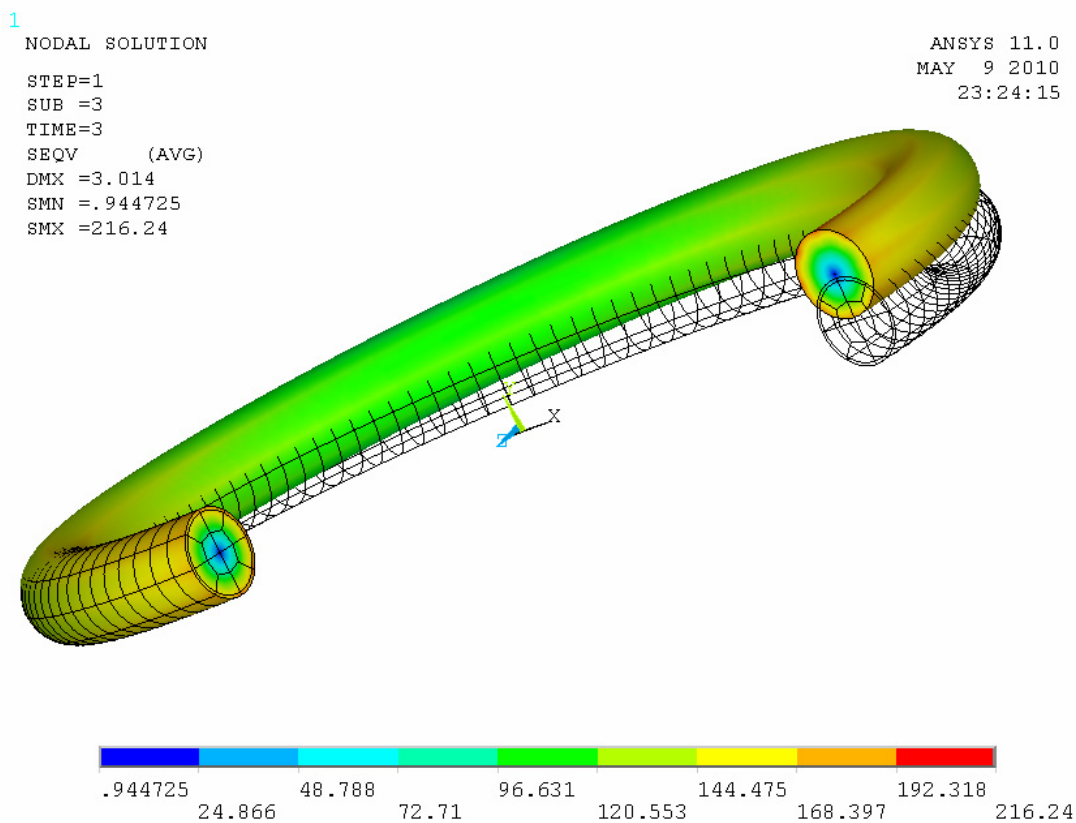
$$\underline{\underline{c_{Nová_C_závit0,75,ANSYS}}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 c_i}{3} = \frac{\frac{207,5 \text{ N}}{1 \text{ mm}} + \frac{415,0 \text{ N}}{2 \text{ mm}} + \frac{622,5 \text{ N}}{3 \text{ mm}}}{3} = 207,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.14)$$

kde je: $c_{Nová_C_závit0,75,ANSYS}$ výsledná průměrná tuhost závěrného závitu z numerické analýzy [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$].

b) Výsledná průměrná tuhost pružiny

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_{Nová_C, ANSYS}} &= \frac{1}{c_{Nová_C_závit0,75, ANSYS}} + \frac{1}{c_{Nová_B, ANSYS}} + \frac{1}{c_{Nová_C_závit0,75, ANSYS}} = \\ &= \frac{1}{207,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} + \frac{1}{21,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} + \frac{1}{207,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} \Rightarrow \underline{\underline{c_{Nová_C, ANSYS}}} = 17,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (6.15)$$

kde je: $c_{Nová_C, ANSYS}$ výsledná průměrná tuhost pružiny z numerické analýzy [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$].



Obr. 6.9 Závěrný závit s naznačenou deformací ve směru osy Y

Zhodnocení výpočtové varianty C

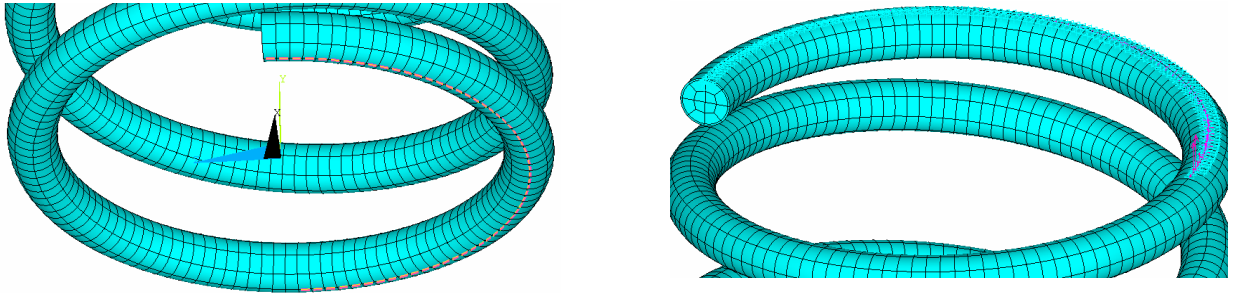
Výpočtová varianta řeší pružinu jako dvě nezávislé úlohy, nejprve závity činné a poté závity závěrné. Ve výsledku je celková tuhost zhruba stejná, jako je tomu u varianty za A ($17,4 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$). Ani tento způsob řešení neodpovídá realitě. Změřené tuhosti u reálné pružiny jsou odlišné. Tato varianta řešení se zamítá.

6.1.5 Nová, korozí nezatížená pružina – výpočtová varianta D

Předešlé varianty dosahovaly shody redukovaného napětí vypočítaného numerickou cestou s napětím změřeným experimentem (např. varianta A). Ale žádná z těchto variant nedosahovala akceptovatelné odchylky tuhosti nové pružiny určené numerickým výpočtem vůči tuhosti změřené experimentálně.

Aby numerický model co nejvíce odpovídal svými výsledky realitě, bylo nutné nastavit optimální okrajové podmínky – způsob ukotvení a zatížení vinuté pružiny. Provedlo se několik analýz a jako optimální varianta se jeví vetknutí 2/3 závěrného závitu (tedy polovina

závitu celkového) za příslušnou křivku (**obr. 6.10**) a stejným způsobem je na opačném konci pružiny předepsán posuv ve směru osy Y $UY = y_1 = 141 \text{ mm}$.



Obr. 6.10 Oblast zadání okrajových podmínek, varianta D

Obdobným způsobem byla pružina ukotvena i při samotném experimentu (**obr. 6.11**) a to z důvodu, aby nedošlo k nějakému nežádoucímu pohybu pružiny během zatěžování na trhacím stroji v laboratoři.

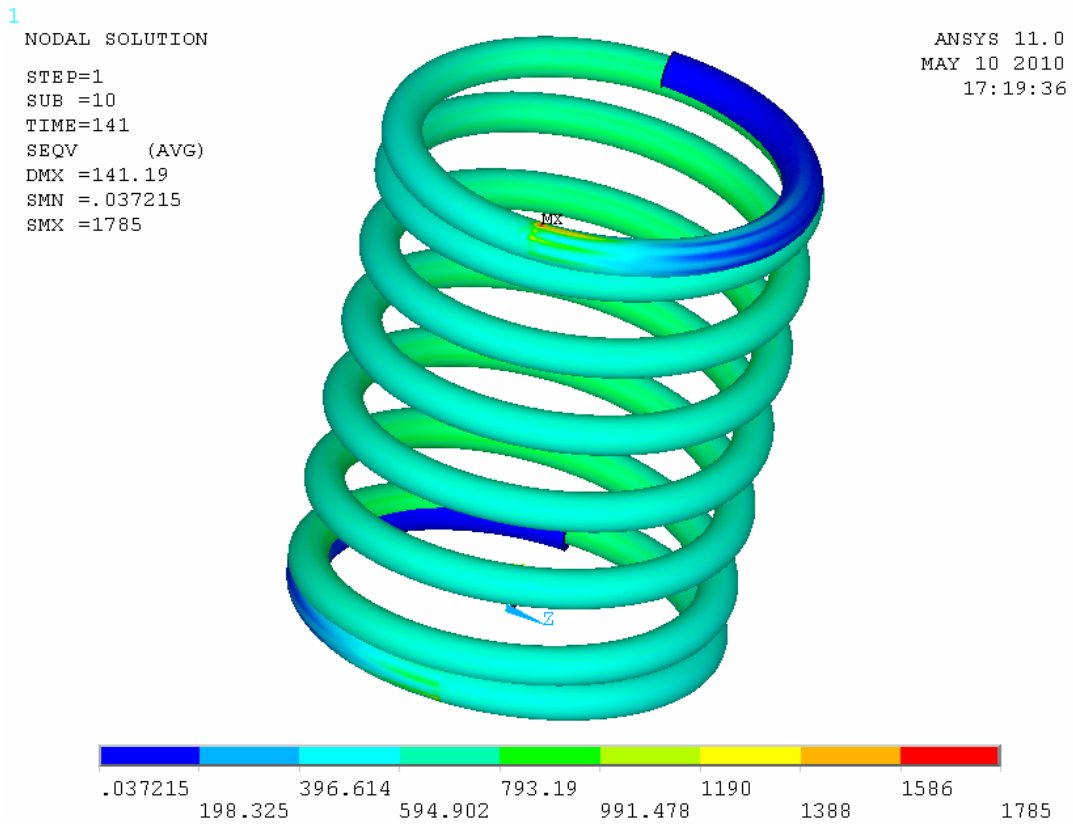


Obr. 6.11 Ukotvení automobilové pružiny během experimentu

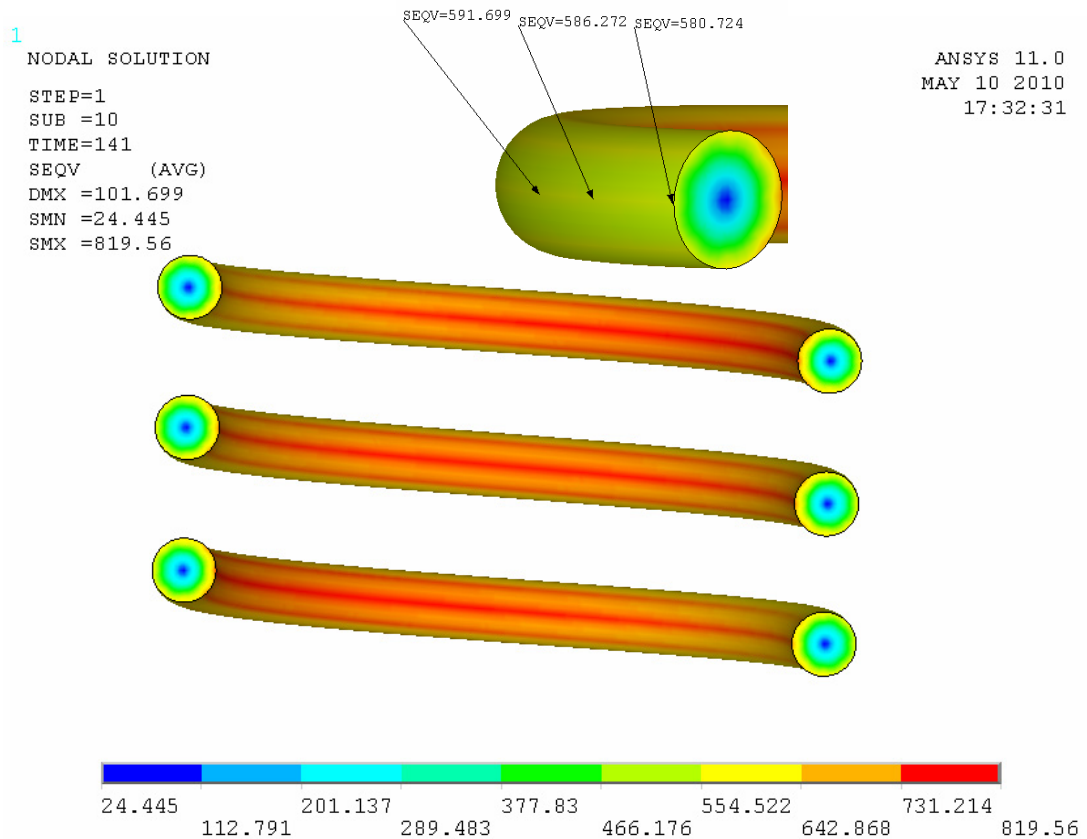
a) Výsledná průměrná tuhost pružiny

$$\underline{\underline{c_{Nová_D, ANSYS}}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 c_i}{3} = \frac{\frac{272,0 \text{ N}}{14,1 \text{ mm}} + \frac{1360,0 \text{ N}}{70,5 \text{ mm}} + \frac{2719,9 \text{ N}}{141 \text{ mm}}}{3} = 19,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.16)$$

kde je: $c_{Nová_D, ANSYS}$ výsledná průměrná tuhost pružiny z numerické analýzy [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$].



Obr. 6.12 Redukované napětí HMH



Obr. 6.13 Redukované napětí HMH – bez napěťových „špiček“ – řez

b) Relativní odchylka tuhosti získané numerickým výpočtem a tuhosti naměřené u nové pružiny

$$\underline{\underline{\delta_{Nová_D,tuhost}}} = \frac{C_{Nová_D,ANSYS} - C_{A,B}}{C_{A,B}} \cdot 100\% = \frac{19,3 \frac{N}{mm} - 19,4 \frac{N}{mm}}{19,4 \frac{N}{mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{0,5\%}}$$
(6.17)

kde je: $\delta_{Nová_D,tuhost}$ relativní odchylka tuhosti z numerického výpočtu vůči tuhosti naměřené při experimentálním měření [%].

c) Relativní odchylka redukovaného napětí získaného numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením (pro měřicí místo č. 1 a 2)

$$\underline{\underline{\delta_{Nová_D,\sigma_{1HMH,místo\ 1}}} = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_{i\ 1HMH,místo\ 1,ANSYS}}{n} - \sigma_{1HMH,místo\ 1}}{\sigma_{1HMH,místo\ 1}} =$$

$$= \frac{580,7\ MPa + 586,3\ MPa + 591,7\ MPa}{3} - 612,6\ MPa}{612,6\ MPa} \cdot 100\% = \underline{\underline{4,3\%}}$$
(6.18)

$$\underline{\underline{\delta_{Nová_D,\sigma_{1HMH,místo\ 2}}} = \frac{\sigma_{1HMH,místo\ 2,ANSYS} - \sigma_{1HMH,místo\ 2}}{\sigma_{1HMH,místo\ 2}} =$$

$$= \frac{819,6\ MPa - 744,6\ MPa}{744,6\ MPa} \cdot 100\% = \underline{\underline{10,1\%}}$$
(6.19)

kde je: $\delta_{Nová_D,\sigma_{1HMH,místo\ 1}}$ relativní odchylka redukovaného napětí získaná numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením pro měřicí místo č. 1 [%].

$\delta_{Nová_D,\sigma_{1HMH,místo\ 2}}$ relativní odchylka redukovaného napětí získaná numerickým výpočtem a tenzometrickým měřením pro měřicí místo č. 2 [%].

Zhodnocení výpočtové varianty D

Poslední výpočtová varianta dosahuje shody s experimentálním měřením. Relativní odchylka tuhosti nepřesahuje jedno procento. Odchytky napětí jsou 4,3 % a 10,1 %, což lze, vzhledem k nejistotám měření, považovat za shodu. Tento způsob zadání okrajových podmínek bude použit u návrhu výpočtových variant pro modelování pružiny po korozním zatížení. Cílem této dílčí kapitoly bylo určení optimálních okrajových podmínek, které by odpovídaly reálnému zatěžování automobilové pružiny.

6.1.6 Korozí zatížená pružina – výpočtová varianta A

Nejjednodušší způsob, jak při výpočtu zohlednit korozní zatížení pružiny, je změna mechanických vlastností u použitého materiálu. Konkrétně změna modulu pružnosti v tahu E . Ostatní parametry (geometrické, materiálové) u výpočtového modelu zůstaly zachovány.

Relativní odchylka tuhosti pružiny po korozním zatížení a tuhosti nových pružin (A, B) je 18 %. Tuhost je lineárně závislá na modulu pružnosti ve smyku G , ten je zase lineárně závislý na samotném modulu pružnosti v tahu E - viz vztah (6.20).

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad (6.20)$$

kde je: G modul pružnosti ve smyku [MPa],

E modul pružnosti v tahu [MPa],

μ Poissonovo číslo.

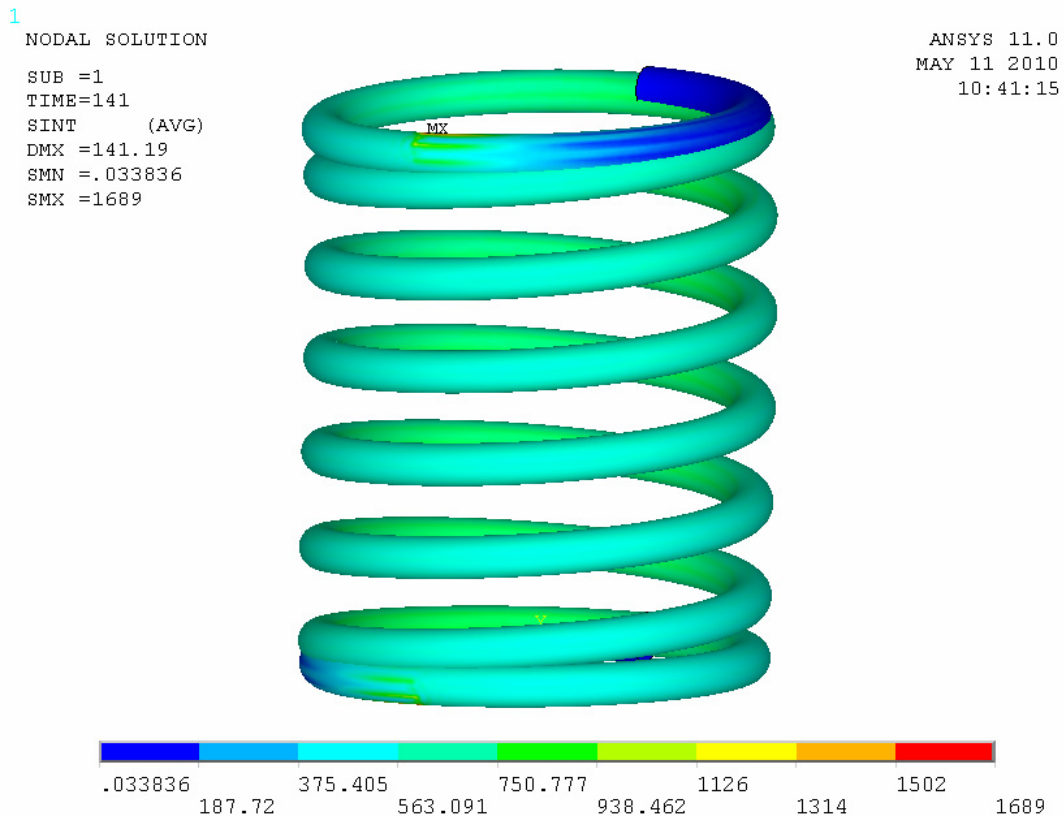
Pro dosažení požadovaného snížení tuhosti, tedy tuhosti pružiny po korozním zatížení, byl modul pružnosti v tahu snížen o 18 %

$$\underline{E^*} = E \cdot (1 - 0,18) = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 0,82 = \underline{\underline{172200 \text{ MPa}}} \quad (6.21)$$

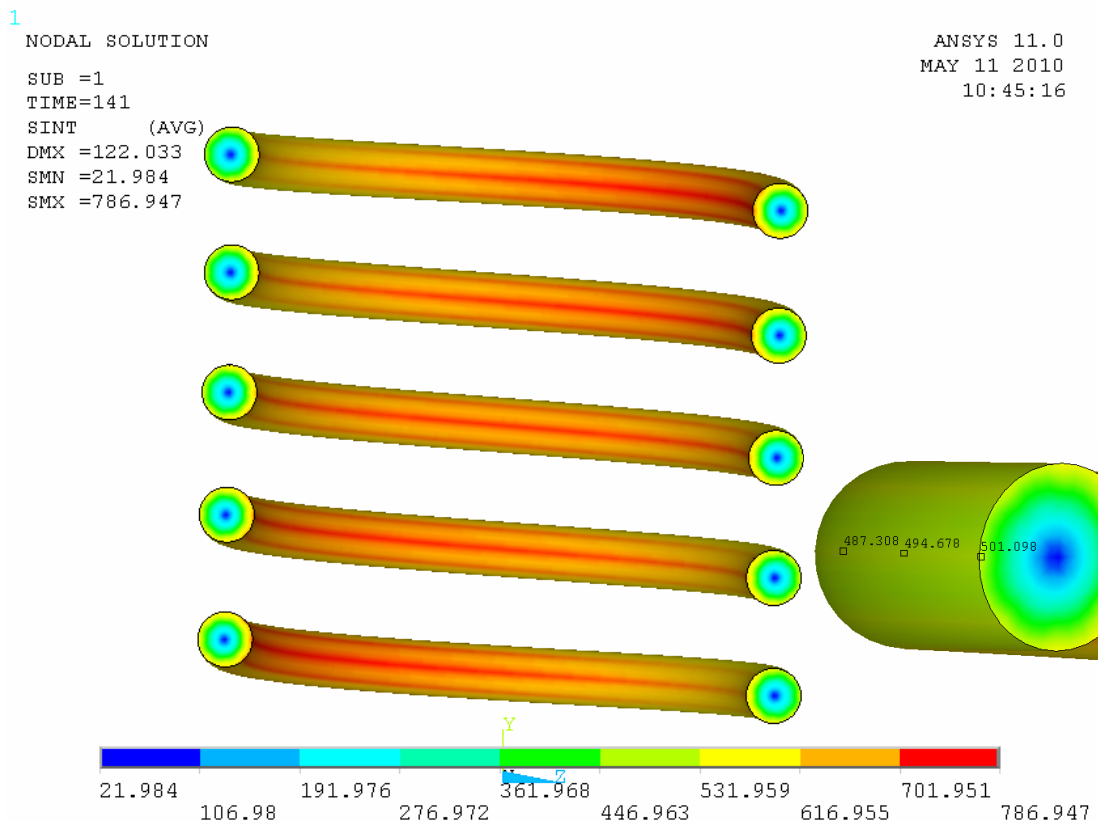
a) Výsledná průměrná tuhost pružiny

$$\underline{\underline{c_{Koroze_A, ANSYS}}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 c_i}{3} = \frac{\frac{223,0 \text{ N}}{14,1 \text{ mm}} + \frac{1115,2 \text{ N}}{70,5 \text{ mm}} + \frac{2230,3 \text{ N}}{141 \text{ mm}}}{3} = 15,8 \frac{\text{N}}{\underline{\underline{\text{mm}}}} \quad (6.22)$$

kde je: $c_{Koroze_A, ANSYS}$ výsledná průměrná tuhost pružiny z numerické analýzy po korozním zatížení [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$].



Obr. 6.14 Redukované napětí HMH



Obr. 6.15 Redukované napětí HMH– bez napěťových „špiček“ – řez

b) Relativní odchylka tuhosti získané numerickým výpočtem a tuhosti naměřené u pružiny po korozním zatížení

$$\begin{aligned} \delta_{Koroze_A,tuhost} &= \frac{C_{Koroze_A,ANSYS} - C_{Koroze,EXCEL}}{C_{Koroze,EXCEL}} \cdot 100\% = \\ &= \frac{15,8 \frac{N}{mm} - 15,9 \frac{N}{mm}}{15,9 \frac{N}{mm}} \cdot 100\% = \underline{\underline{0,6\%}} \end{aligned} \quad (6.23)$$

kde je: $\delta_{Koroze_A,tuhost}$ relativní odchylka tuhosti pružiny po korozním zatížení z numerického výpočtu vůči tuhosti naměřené při experimentálním měření u zkorodované pružiny [%].

Zhodnocení výpočtové varianty A pro modelování pružiny po korozním zatížení

Změna modulu pružnosti v tahu E je jednou z možností, jak zahrnout vliv koroze již ve výpočtové fázi. Dosáhne se tím shody s experimentálním měřením tuhosti u korozi zatížené pružiny, ale principiálně je tento přístup nesprávný. Protože při korozním zatížení nedochází ke změnám mechanických vlastností daného materiálu v celém průřezu, ale pouze v oblasti zasažené korozi.

Logičtější přístup k výpočtovému modelování je ten, že při výpočtu dojde ke zmenšení průřezu drátu automobilové pružiny.

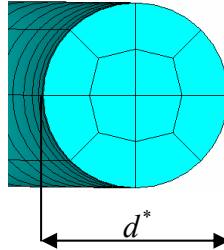
6.1.7 Korozi zatížená pružina – výpočtová varianta B

Po ukončení průběhu modifikované ponorové zkoušky, se vlivem korozního zatížení na povrchu pružiny objevily relativně hluboké trhliny. Počáteční vznik těchto trhlin je již z výrobního procesu. Výrazného zvětšení a tím pádem i většího vlivu trhlin na mechanické vlastnosti pružiny, se dosáhlo korozním zatížením. Rozměry trhlin jsou až v řádu několika desetin milimetru. Příklad trhliny o hloubce jedné desetiny je na obrázku (**obr. 4.11**).

Tuhost pružiny sice závisí na velikosti průměru drátu, ale se čtvrtou mocninou. Nejedná se o lineární závislost, jako tomu bylo u modulu pružnosti v tahu E . Teoretický průměr drátu, nutný k dosažení tuhosti pružiny po korozním zatížení (menší tuhost), je odvozen ze vzorce (3.48) pro analytický výpočet tuhosti:

$$\underline{\underline{d^*}} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot D^3 \cdot n \cdot c}{G}} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot (134 \text{ mm})^3 \cdot 6,5 \cdot 15,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{8,2 \cdot 10^4 \text{ MPa}}} = \underline{\underline{12,5 \text{ mm}}} \quad (6.24)$$

kde je: d^* teoretický průměr drátu pružiny zohledňující při numerickém výpočtu její korozní zatížení [mm] (**obr. 6.16**).



Obr. 6.16 Teoretický průměr drátu automobilové pružiny po korozním zatížení

Vzhledem k tomu, že na povrchu pružiny jsou téměř po celé její délce nejrůznější trhliny a vzhledem k její celkové degradaci na povrchu materiálu vlivem koroze, je volen pro numerický výpočet průměr drátu 12,5 mm.

a) Výsledná průměrná tuhost pružiny

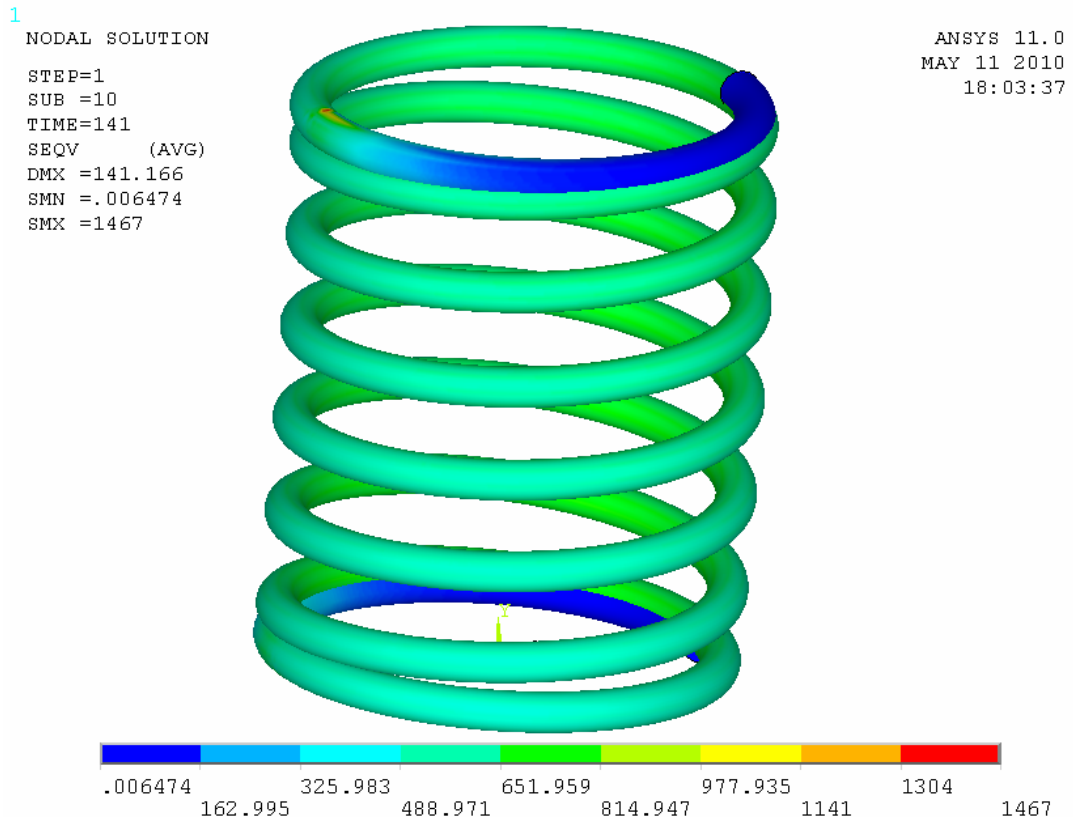
$$\underline{\underline{c_{Koroze_B, ANSYS}}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 c_i}{3} = \frac{\frac{201,0 \text{ N}}{14,1 \text{ mm}} + \frac{1005,0 \text{ N}}{70,5 \text{ mm}} + \frac{2010,0 \text{ N}}{141 \text{ mm}}}{3} = 14,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.25)$$

kde je: $c_{Koroze_B, ANSYS}$ výsledná průměrná tuhost pružiny z numerické analýzy po korozním zatížení [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$].

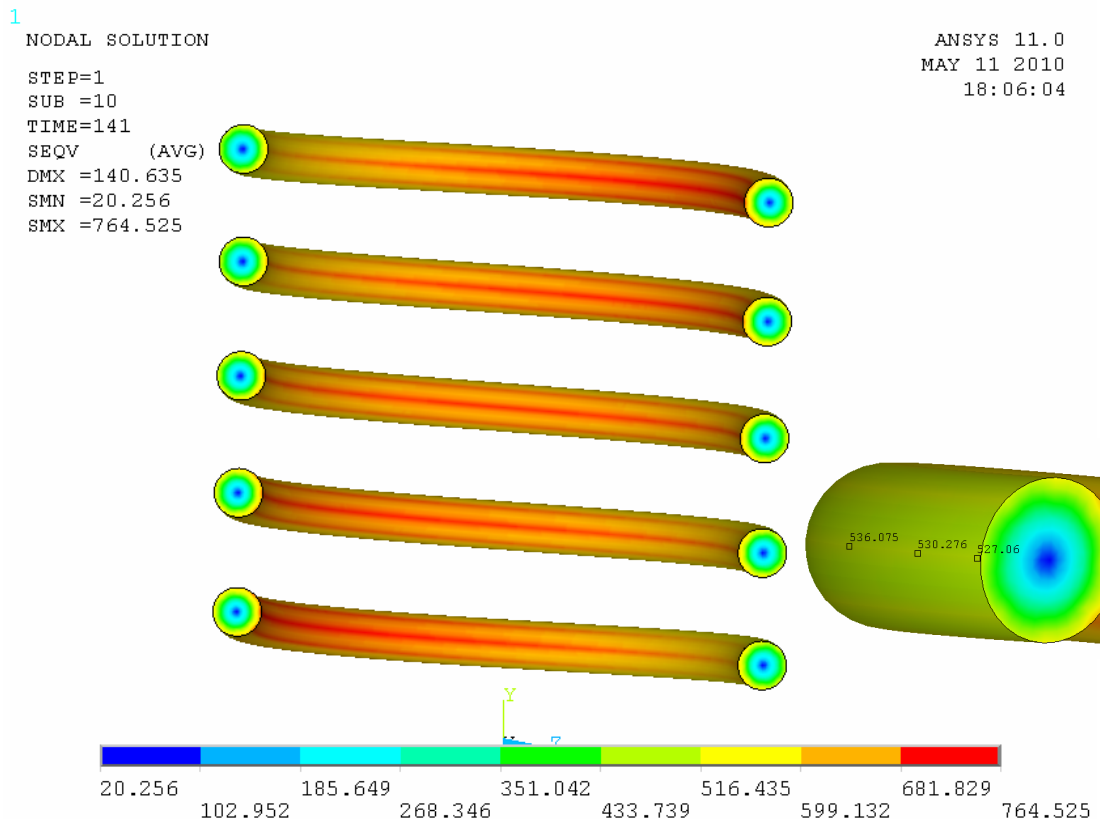
b) Relativní odchylka tuhosti získané numerickým výpočtem a tuhosti naměřené u pružiny po korozním zatížení

$$\begin{aligned} \underline{\underline{\delta_{Koroze_B, tuhost}}} &= \frac{c_{Koroze_B, ANSYS} - c_{Koroze_EXCEL}}{c_{Koroze_EXCEL}} \cdot 100\% = \\ &= \frac{14,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}} - 15,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{15,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} \cdot 100\% = \underline{\underline{|10,1|\%}} \end{aligned} \quad (6.26)$$

kde je: $\delta_{Koroze_B, tuhost}$ relativní odchylka tuhosti pružiny po korozním zatížení z numerického výpočtu vůči tuhosti naměřené při experimentálním měření u zkorodované pružiny [%].



Obr. 6.17 Redukované napětí HMM



Obr. 6.18 Redukované napětí HMM – bez napěťových „špiček“ – řez

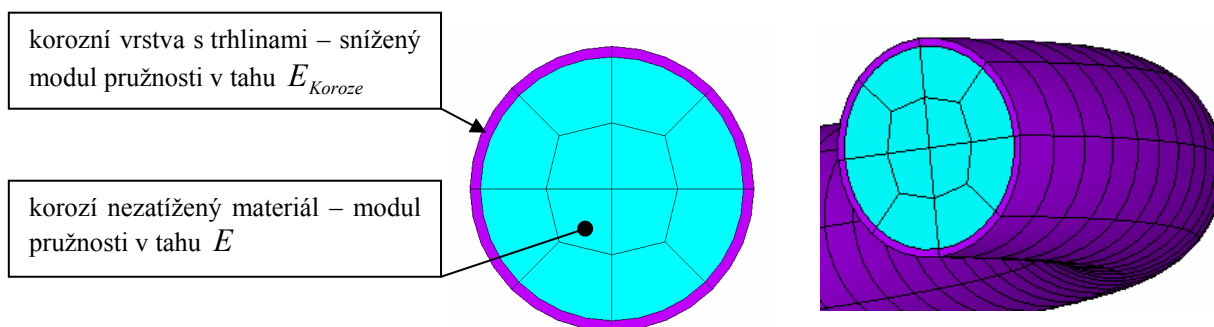
Zhodnocení výpočtové varianty B pro modelování pružiny po korozním zatížení

Tato varianta je fyzikálně více opodstatněná, protože respektuje skutečnost, že korozní vrstva není schopná nést takové zatížení, jako korozí nedegradovaný materiál z něhož je pružina vyrobena. Numerický model pružiny má snížený průměr drátu, čímž se dosáhlo odstranění korozní vrstvy, nežádoucích prasklin na povrchu atd.

Vypočítaný teoretický průměr drátu, pro zohlednění korozního zatížení při výpočtu, příliš snížil výslednou tuhost pružiny – relativní odchylka je 10,1 %. Aby se dosáhlo přijatelných výsledků, musel by se změnit průměr drátu a to na vyšší hodnotu, ale bez možnosti přibližného analytického vyjádření. Proto se tato výpočtová varianta jeví jako nevhodná.

6.1.8 Korozí zatížená pružina – výpočtová varianta C

Jedná se o kombinaci předchozích výpočtových variant. Ponechal se korozí nezatížený materiál o průměru 12,5 mm, jako tomu bylo u varianty za B a korozní vrstva s trhlinami je modelována formou mezikruží o šířce 1 mm (obr. 6.19) se sníženým modulem pružnosti v tahu E_{Koroze} .



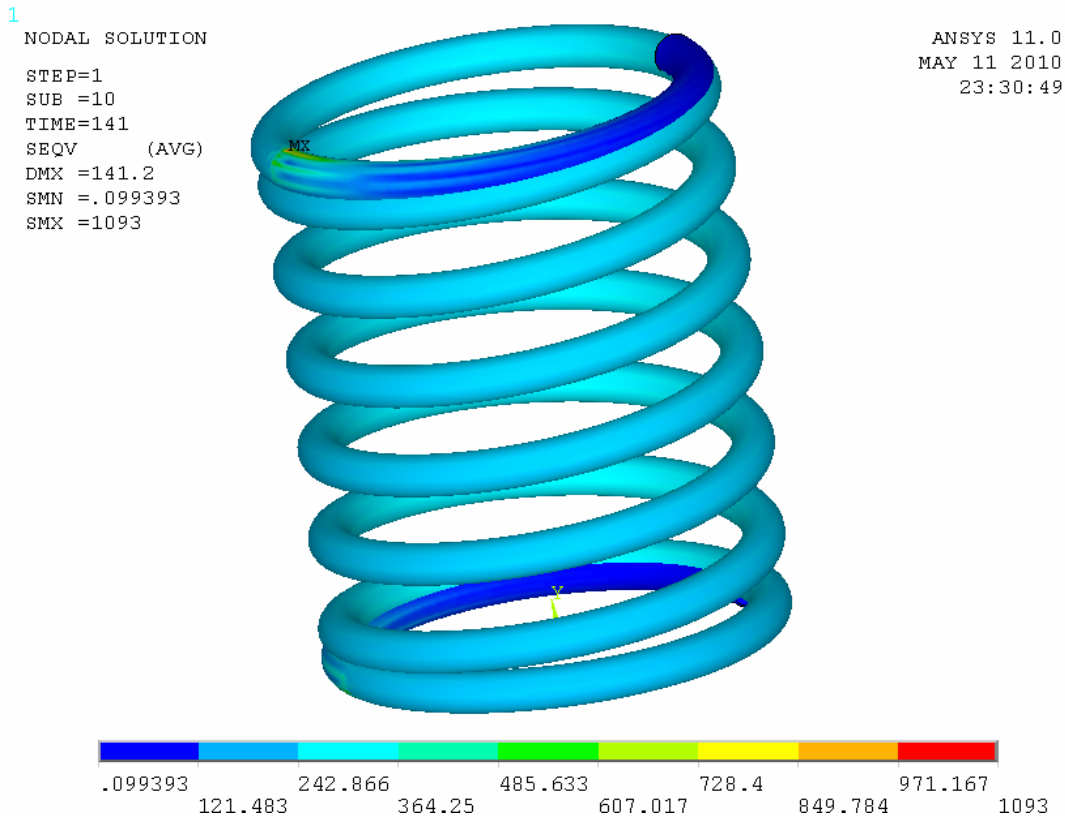
Obr. 6.19 Modelování korozní vrstvy v programu ANSYS

Určení průměru drátu pružiny v oblasti s původním modulem pružnosti v tahu E je dle vzorce (6.24) z předešlé kapitoly. Hodnota sníženého modulu pružnosti v tahu pro oblast zasaženou korozí E_{Koroze} je volena jako $\frac{1}{3}$ z hodnoty původního modulu pružnosti E

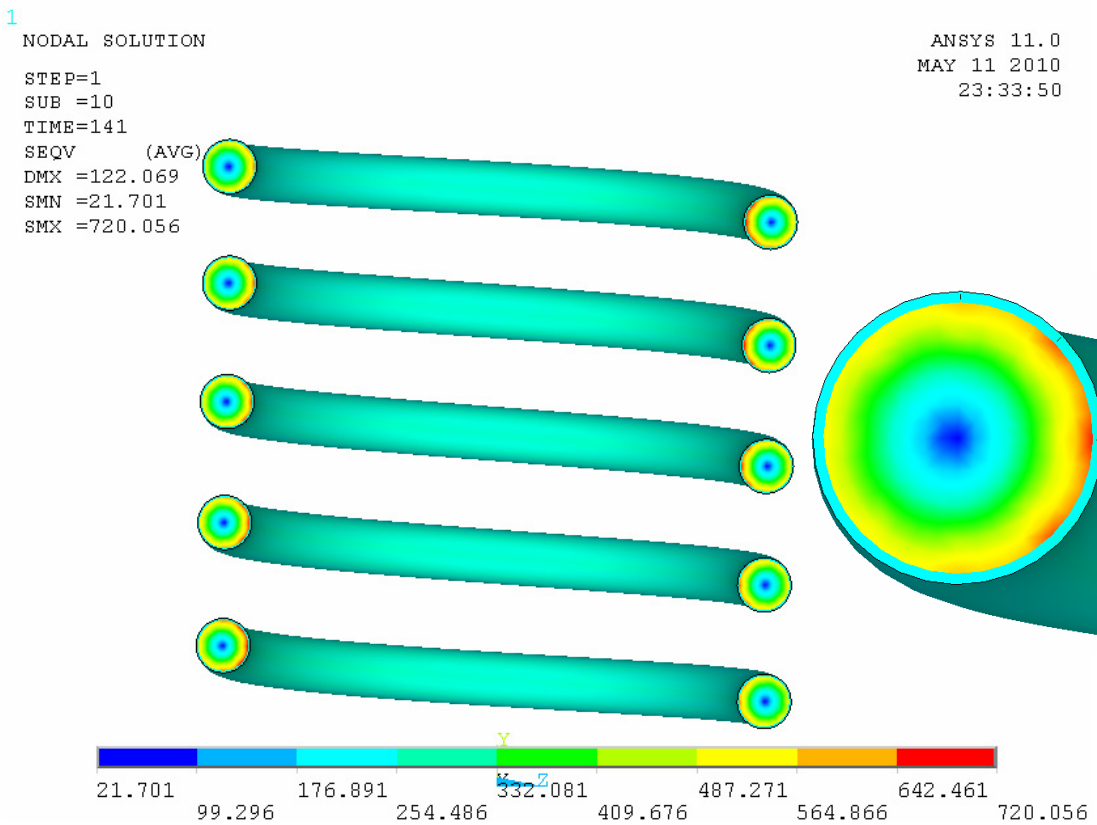
$$\underline{\underline{E_{Koroze}}} = \frac{1}{3} \cdot E = \frac{1}{3} \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} = \underline{\underline{70000 \text{ MPa}}} \quad (6.27)$$

kde je: E_{Koroze} modul pružnosti v tahu pro oblast zasaženou korozí [MPa],

E modul pružnosti v tahu pro původní materiál z něhož je pružina vyrobena [MPa].



Obr. 6.20 Redukované napětí HMH



Obr. 6.21 Redukované napětí HMH – bez napěťových „špiček“ – řez

a) Výsledná průměrná tuhost pružiny

$$\underline{c_{Koroze_C, ANSYS}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^3 c_i}{3} = \frac{\frac{223,9 \text{ N}}{14,1 \text{ mm}} + \frac{1119,6 \text{ N}}{70,5 \text{ mm}} + \frac{2239,2 \text{ N}}{141 \text{ mm}}}{3} = 15,9 \frac{\text{N}}{\underline{\underline{\text{mm}}}} \quad (6.28)$$

kde je: $c_{Koroze_C, ANSYS}$ výsledná průměrná tuhost pružiny z numerické analýzy po korozním zatížení [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$].

b) Relativní odchylka tuhosti získané numerickým výpočtem a tuhosti naměřené u pružiny po korozním zatížení

$$\begin{aligned} \underline{\delta_{Koroze_C, tuhost}} &= \frac{c_{Koroze_C, ANSYS} - c_{Koroze, EXCEL}}{c_{Koroze, EXCEL}} \cdot 100\% = \\ &= \frac{15,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}} - 15,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{15,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} \cdot 100\% = \underline{\underline{0\%}} \end{aligned} \quad (6.29)$$

kde je: $\delta_{Koroze_C, tuhost}$ relativní odchylka tuhosti pružiny po korozním zatížení z numerického výpočtu vůči tuhosti naměřené při experimentálním měření u zkorodované pružiny [%].

Zhodnocení výpočtové varianty C pro modelování pružiny po korozním zatížení

Poslední varianta kombinuje předchozí dva možné přístupy k výpočtovému modelování pružiny po korozním zatížení. Oblasti se zmenšeným průměrem drátu jsou ponechány původní mechanické vlastnosti materiálu a korozní vrstvě je přiřazen materiál s třetinovou hodnotou původního modulu pružnosti v tahu. Na obrázku (**obr. 6.21**) je rozložení napětí po průřezu drátu automobilové pružiny.

Tento způsob modelování je časově náročnější, ale nejvíce odpovídá realitě. Při takto zvolených geometrických a materiálových parametrech se dosáhlo nulové relativní odchylky tuhosti získané numerickým výpočtem vůči tuhosti z experimentálního měření pro pružinu po korozním zatížení. Konstanta ($\frac{1}{3}$), pomocí níž se snížil původní modul pružnosti v tahu na jednu třetinu své původní velikosti, byla určena z několika provedených analýz a z odborného odhadu toho, jaký má vliv její změna na výstupní data (tuhost pružiny) u numerického modelu. Tento způsob výpočtového modelování automobilové pružiny po korozním zatížení se maximálně shoduje s experimentálním měřením tuhosti zkorodované pružiny. Rozdělení

průřezu na dvě části s odlišnými mechanickými vlastnostmi nejvíce odpovídá reálnému koroznímu zatížení. Proto se tato výpočtová varianta jeví jako nejvhodnější ze všech navržených.

6.1.9 Návrh metodiky pro zohlednění korozního zatížení automobilové pružiny

Pokud je nutné pro správnou funkci daného dopravního prostředku nebo strojního zařízení, aby pružina při korozním zatížení splňovala určité parametry (tuhost atd.), je třeba tento požadavek určitým způsobem zahrnout do fáze návrhu a kontrolních výpočtů. Možný postup je následující:

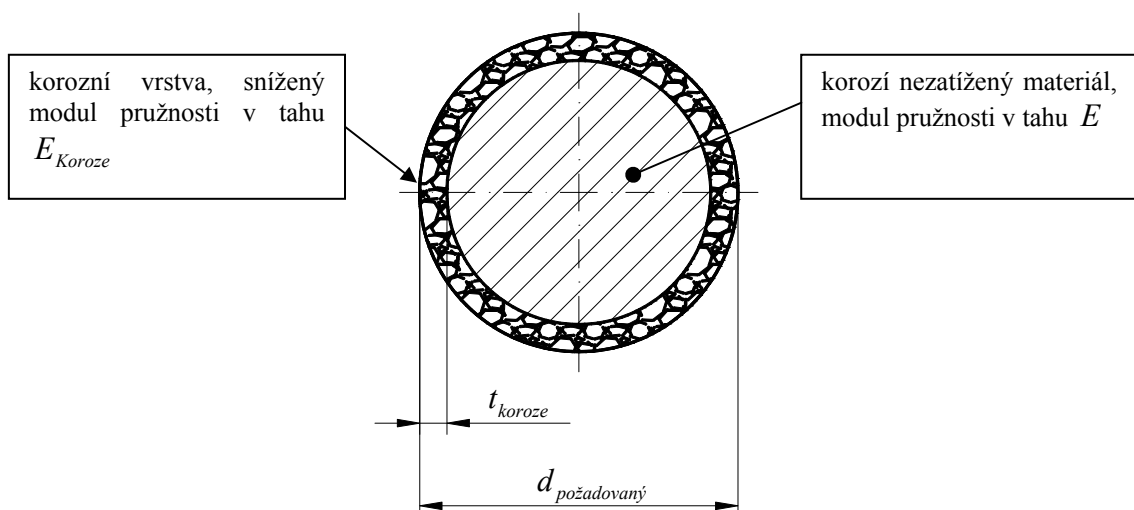
- návrhovým výpočtem se získá potřebný průměr drátu pružiny $d_{\text{požadovaný}}$,
- pomocí korozní zkoušky nebo odborným odhadem se určí tloušťka korozní vrstvy t_{koroze} , která může vzniknout při provozu pružiny → tato hodnota odpovídá šířce mezikruží simulující korozní vrstvu se sníženým modulem pružnosti v tahu E_{Koroze} , přičemž platí vztah

$$E_{\text{Koroze}} = \frac{1}{3} \cdot E \quad (6.30)$$

kde je: E_{Koroze} modul pružnosti v tahu pro oblast zasaženou korozi [MPa],

E modul pružnosti v tahu pro původní materiál z něhož je pružina vyrobena [MPa],

- vytvoří se výpočtový model podle obrázku (**obr. 6.22**),



Obr. 6.22 Výpočtový model průřezu drátu pružiny

- modelu se předepíše zatížení, které na danou součást během provozu působí a provede se výpočet, kterým se získají vlastnosti součásti (pružiny) po korozním zatížení – například tuhost zkorodované pružiny,
- zhodnotí se, zda pružina vyhovuje svými parametry (tuhostí) i po korozním zatížení.

7 Závěry a doporučení pro praxi

V diplomové práci byl vytvořen výpočtový model vybrané vinuté pružiny po korozním zatížení. Tento model bere v úvahu:

- materiálové zohlednění oblasti pružiny korozně napadené,
- geometrické změny průřezu drátu,
- způsob zatížení a stanovení okrajových a počátečních podmínek, které vhodně popisují reálný stav pružiny.

Model je optimalizován s ohledem na výpočtový čas a na celkový počet konečných elementů. Vytvořený výpočtový model byl verifikován experimenty a bylo dosaženo shody s naměřenými údaji.

Z důvodu nemožnosti provedení normalizované zkoušky v korozní diagnostické komoře (finanční náročnost), jsem v práci navrhl korozní zkoušku za specifických podmínek. Konkrétně se jedná o modifikaci ponorové zkoušky pro určení odolnosti nátěrů dle ČSN 67 3087. Vzhledem k chemickému složení agresivní lázně a velkému obsahu chloridu sodného (NaCl), lze konstatovat, že tento postup může simulovat zimní podmínky při provozu vozidel na pozemních komunikacích ošetřených technickou solí.

Pro získání experimentálních údajů bylo navrženo tenzometrické měření pružiny a dále bylo provedeno měření tuhosti na trhacím stroji. Tuhost byla změřena u nové pružiny a u pružiny degradované korozi. Samotné tenzometrické měření smykových napětí probíhalo na dvou vybraných místech nové pružiny. V práci vytvořený výpočtový model nové pružiny dosahuje shody s experimentálními údaji z pohledu:

- velikosti deformace při daném zatížení,
- tuhostních charakteristik,
- hodnot napětí a jeho rozložení po průřezu drátu pružiny.

Bylo provedeno provázání experimentálního modelování s výpočtovým.

Relativní odchylka tuhosti pružiny po korozním zatížení a tuhosti u nové pružiny činila 18 %. Na základě výsledků mohu konstatovat, že se jedná o významný pokles v tuhosti a pružina může přestat plnit požadovanou funkci a ovlivnit jízdní charakteristiky celého automobilu. Z tohoto důvodu byla vypracována metodika pro zohlednění korozního zatížení automobilové pružiny a to již ve fázi jejího návrhu resp. ve fázi kontrolních výpočtů. Optimální výpočtová

varianta, zohledňující korozní zatížení, je varianta C, ve které je průřez drátu rozdělen na dvě části. A to na oblast s původním modulem pružnosti v tahu pro materiál z něhož je pružina vyrobena a na oblast simulující korozní vrstvu formou mezikruží (prstence) se sníženým modulem pružnosti v tahu na pouhou jednu třetinu modulu pružnosti v tahu základního materiálu nezasaženého korozi.

Závěrem mohu konstatovat, že stanovené cíle práce byly splněny. Hlavním výstupem diplomové práce je návrh metodiky k výpočtovému modelování pružiny po korozním zatížení prezentované vytvořeným výpočtovým modelem, který vhodně popisuje skutečný stav reálné pružiny v automobilu. Všechny podstatné vstupní parametry (geometrie, materiál, počáteční a okrajové podmínky, způsob zatížení) jsou uvažovány ve výpočtu pružiny. Uvedený přístup lze aplikovat obecně na vinuté pružiny automobilů, které nejsou dostatečně kryté před vlivy okolního prostředí a u kterých je předpoklad vzniku degradačního procesu korozním působením.

Použitá literatura a informační zdroje

- [1] M. VALA, M. TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*, Pardubice, 2003. 229 stran, 326 obrázků, 15 tabulek. ISBN 80-7194-503-X.
- [2] F. VLK. *Podvozky motorových vozidel - Třetí aktualizované vydání*, Brno: Vlk, 2006. 464 stran. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] F. VLK. *Diagnostika motorových vozidel*, Brno: Vlk, 2006. 444 stran. ISBN 80-239-7064-X.
- [4] Y. YAMADA. *Materials for Springs*, Berlin: Springer, 2007. 377 stran. ISBN 978-3-540-73811-4.
- [5] *Dílenská příručka FELICIA – Podvozek*, Škoda, automobilová a.s., 1994. 216 stran. Vydání 11.94. S00.5206.00.15.
- [6] L. PRÁŠIL. *Části a mechanismy strojů – Výběr pro textilní fakultu*, Liberec, 1990. 334 stran, 232 obrázků. ISBN 80-7083-008-5.
- [7] *STROJÍRENSTVÍ – Strojírenství pro střední a vysoké školy* [online]. [cit. 2010 – 02 – 15]. Dostupné z WWW: <<http://strojirenstvi.studentske.cz/2008/10/zvltln-zpsoby-tepelneho-zpracovni.html>>.
- [8] V. MACHEK, J. SODOMKA. *Nauka o materiálu – 1. část; Struktury kovových materiálů*, Praha – ČVUT, 2006. 177 stran, 243 obrázků. ISBN 80-01-03379-1.
- [9] *Návod k obsluze FELICIA (Felicia Users Manual)*, ŠKODA AUTO, a.s. 1998. 158 stran. Vydání 08.98 S53.5610.06.15.
- [10] T. GROF. *Zjišťování těžiště silničního vozidla*, Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2005. 45 stran. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Jurašek.

-
- [11] P. KLIMEŠ. *Části a mechanismy strojů I – Spolehlivost, dimenzování, pružiny, spoje a hřídele*, Brno – VUT, 2003. 97 stran. ISBN 80-214-2421-4.
- [12] V. PROCHÁZKOVÁ, A. ALBERT, R. KŘÍŽ. *Konstrukční cvičení I*, SNTL, 1989. 88 stran, 126 obrázků, 33 tabulek. ISBN 80-03-00055-6.
- [13] V. BLAŽEK. *Pružiny a svazky pružnic*, Praha SNTL, 1953. 364 stran, 278 obrázků, 90 tabulek.
- [14] J. MICHALEC. *Pružnost a pevnost I*, ČVUT Praha, 2006. 320 stran, 319 obrázků. ISBN 80-01-02359-1.
- [15] J. LEINVEBER, P. VÁVRA. *Strojnické tabulky – Třetí doplněné vydání*, ALBRA, 2006. 914 stran. ISBN 80-7361-033-7.
- [16] Z. KONEČNÝ, V. KRYS. *CAD III – Pevnostní analýzy*, VŠB – TUO, Ostrava, 2007. 175 stran. ISBN 978-80-248-1513-8.
- [17] I. KUDLÁČEK. *Degradační procesy I*, ČVUT, Praha, 1994. 171 stran, 71 obrázků. ISBN 80-01-01098-8.
- [18] VYRTYCH a.s. – *Korozní komora Liebisch SKBW-1000 A-TR* [online]. [cit. 2010 – 04 – 24]. Dostupné z WWW: < <http://www.vyrtych.cz/Home/Laboratory/Corrosivecamera/tabid/343/language/cs-CZ/Default.aspx> >.
- [19] F. VALENTA. *Pružnost a pevnost III (Vybrané partie z PP)*, ČVUT Praha, 1995. 272 stran, 226 obrázků. ISBN 80-01-01278-6.
- [20] S. ĎAĎO, M. KREIDL. *Měřicí převodníky fyzikálních veličin*, ČVUT Praha, 1981. 173 stran, 209 obrázků.

[21] T. POKORNÝ. *Návrh konstrukce pedometru a jeho využití*, Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera, 2008. 78 stran, 45 obrázků, 9 tabulek, 7 příloh. Vedoucí bakalářské práce Ing. Tomáš Zikmund, Ph.D.

[22] *Tenzometry - výrobní program HBM* [online]. [cit. 2010 – 05 – 01]. Dostupné z WWW: < <http://www.hbm.cz/> >.

[23] *Experimentální tenzometrické měření* – Odborná konzultace prostřednictvím elektronické pošty s doc. Ing. Milošem Vlkem, CSc., VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství – Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Kontakt (e-mail): < vlk@fme.vutbr.cz >.

[24] *Dynamická pevnost a životnost* - Materiály z přednášek od prof. Ing. Bohumila Culka, CSc., UPCE DFJP Pardubice, 2009 – 2010.

[25] Z. SVOBODA. *Vinutá pružina pro automobily z pohledu výpočtového modelování*, Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera, 2009. 67 stran. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Krmela, Ph.D.

[26] M. ŠMÍD. *Výpočtové modelování vybraného konstrukčního prvku – vinuté pružiny*, Ústí nad Labem: Univerzita J. E. Purkyně, Ústav techniky a řízení výroby, Katedra technologií a materiálového inženýrství, 2007. 57 stran. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Krmela, Ph.D.

Seznam obrázků

Obr. 3.1 Montážní přehled zavěšení předních kol (Škoda Felicia)	14
Obr. 3.2 Princip přední nápravy McPherson	14
Obr. 3.3 Tlumičová jednotka (Škoda Felicia)	15
Obr. 3.4 Barevné značení automobilové pružiny	16
Obr. 3.5 Charakteristiky pružin	23
Obr. 3.6 Tlačná šroubovitá válcová vinutá pružina s charakteristikou	25
Obr. 3.7 Šroubovitá pružina vinutá z drátu kruhového průřezu – válcový tvar	25
Obr. 3.8 Vzájemné pootočení závitů	26
Obr. 3.9 Průběh patentování nelegovaných ocelí v IRA diagramu	27
Obr. 3.10 Síly působící na vozidlo a jeho geometrie – stojící vozidlo	29
Obr. 3.11 Síly působící na vozidlo a jeho geometrie – brzdění vozidla	30
Obr. 3.12 Náprava McPherson – úhly	33
Obr. 3.13 Náprava McPherson – úhly a síly	34
Obr. 3.14 Silové poměry u pružiny (tlačná pružina)	36
Obr. 3.15 Rozdělení pnutí na obvodu kruhového průřezu při přesném výpočtu	38
Obr. 3.16 Mez pro vzpěrné vybočení tlačných pružin	42
Obr. 3.17 Kontrolní výpočet tlačné pružiny v programu Strojář V 3.0	45
Obr. 3.18 Prostorový geometrický model pružiny (Pro/ENGINEER)	47
Obr. 3.19 Nastavení funkce „Helical Sweep“	48
Obr. 3.20 Výpočtový model v prostředí programu Pro/ENGINEER (Mechanica)	50
Obr. 3.21 Maximální smykové napětí – Pro/ENGINEER (Multi – Pass Adaptive)	50
Obr. 3.22 Maximální smykové napětí, zobrazení sítě a pružiny ve stlačeném stavu	51
Obr. 3.23 Maximální posuv v ose Y - Pro/ENGINEER (Multi – Pass Adaptive)	51
Obr. 3.24 Drážky v miskách (kontakt), maximální smykové napětí (Multi – Pass Adaptive)	51
Obr. 3.25 Dosedací drážka v čele o poloměru $R = 6,75$ mm pro pružinu	53
Obr. 4.1 Druhy koroze	54
Obr. 4.2 Korozní článek s kyslíkovou depolarizací	56
Obr. 4.3 Základní druhy korozního napadení	58
Obr. 4.4 Křivky únavy	60
Obr. 4.5 Korozní komora Liebisch SKBW-1000 A-TR	61
Obr. 4.6 Modifikovaná ponorová zkouška	62
Obr. 4.7 Vývojový diagram – modifikovaná ponorová zkouška	63

Obr. 4.8 Výsledný stav koroze zasažené pružiny.....	64
Obr. 4.9 Tepelně zpracovaný základní materiál – vysoko popuštěný martenzit.....	64
Obr. 4.10 Korozní vrstva, zvětšení 250x.....	64
Obr. 4.11 Trhlina na povrchu materiálu – velikost 0,1 mm, zvětšení 250x.....	65
Obr. 5.1 Modernizovaný trhací stroj ZD 10/90 se vzorky nové a zkorodované pružiny.....	66
Obr. 5.2 Rozdělení elektrických odporových tenzometrů.....	71
Obr. 5.3 Elektrické odporové tenzometry.....	72
Obr. 5.4 Wheatstonův můstek – ½ mostové zapojení.....	73
Obr. 5.5 Umístění a orientace tenzometrů.....	75
Obr. 5.6 Reálné umístění tenzometrů na automobilové pružině.....	76
Obr. 5.7 Fóliový tenzometr a fotografie použitého tenzometru.....	76
Obr. 5.8 Schéma zapojení tenzometrů a propojení konektorů.....	77
Obr. 5.9 Současné měření tuhosti pružiny a tenzometrické měření.....	78
Obr. 6.1 Zdiskretizovaný model pružiny v programu ANSYS.....	85
Obr. 6.2 Dělení elementů po křivce.....	85
Obr. 6.3 Okrajové podmínky vztažené na plochu u konců závěrných závitů, varianta A.....	86
Obr. 6.4 Redukované napětí HMM.....	88
Obr. 6.5 Redukované napětí HMM – bez napět'ových špiček – řez.....	88
Obr. 6.6 Oblast zadání okrajových podmínek, varianta B.....	89
Obr. 6.7 Redukované napětí HMM.....	90
Obr. 6.8 Redukované napětí HMM – bez napět'ových špiček – řez.....	90
Obr. 6.9 Závěrný závit s naznačenou deformací ve směru osy Y.....	93
Obr. 6.10 Oblast zadání okrajových podmínek, varianta D.....	94
Obr. 6.11 Ukotvení automobilové pružiny během experimentu.....	94
Obr. 6.12 Redukované napětí HMM.....	95
Obr. 6.13 Redukované napětí HMM – bez napět'ových „špiček“ – řez.....	95
Obr. 6.14 Redukované napětí HMM.....	98
Obr. 6.15 Redukované napětí HMM – bez napět'ových „špiček“ – řez.....	98
Obr. 6.16 Teoretický průměr drátu automobilové pružiny po korozním zatížení.....	100
Obr. 6.17 Redukované napětí HMM.....	101
Obr. 6.18 Redukované napětí HMM – bez napět'ových „špiček“ – řez.....	101
Obr. 6.19 Modelování korozní vrstvy v programu ANSYS.....	102
Obr. 6.20 Redukované napětí HMM.....	103

Obr. 6.21 Redukované napětí HMM – bez napěťových „špiček“ – řez.....	103
Obr. 6.22 Výpočtový model průřezu drátu pružiny.....	105

Seznam tabulek

Tab. 3.1 Technická data pružin přední nápravy – Felicia	16
Tab. 3.2 Technické parametry posuvného měřítka (252F3060).....	17
Tab. 3.3 Naměřené a dopočítané rozměry pružiny.....	17
Tab. 3.4 Přehled jednotlivých relativních odchylek	20
Tab. 3.5 Technické parametry vozidla pro výpočet zatížení náprav	28
Tab. 3.6 Zatěžovací stavy pružiny	35
Tab. 3.7 Součinitel K.....	38
Tab. 3.8 Zatěžující stavy pružiny	43
Tab. 6.1 Přehled veličin pro předpružený zátěžový stav vozidla	84

Seznam grafů

Graf 3.1 Charakteristika pružiny a zatěžovací stavy	44
Graf 5.1 Naměřená charakteristika nové pružiny (vzorek A) – měření č. 1, 2 a 3	67
Graf 5.2 Naměřená charakteristika nové pružiny (vzorek B) – měření č. 1, 2 a 3	67
Graf 5.3 Naměřená charakteristika zkorodované pružiny – měření č. 1, 2 a 3	68
Graf 5.4 Porovnání charakteristik nové (B) a zkorodované pružiny – měření č. 1	68
Graf 5.5 Vzájemné porovnání dvou nových pružin (A, B) – měření č. 2	69
Graf 5.6 Naměřená smyková napětí – měření č. 1 a 2.....	80
Graf 5.7 Naměřená smyková napětí – měření č. 2 a 3.....	80

Seznam příloh

Příloha 1 – Typová a kontrolní karta pro pružinu do vozu Škoda Felicia Combi 1,9 D
Příloha 2 – Část vybraných údajů z návodu k obsluze vozu Škoda Felicia
Příloha 3 – Nejčastěji používané oceli pro výrobu pružin
Příloha 4 – Kontrolní výpočet tlačné šroubovitě válcové pružiny v programu MechSoft
Příloha 5 – Ponorová zkouška chemické odolnosti nátěru (postup podle Machu a Schiffmana)

Příloha 6 – Fotografická dokumentace o průběhu korodování automobilové pružiny

Příloha 7 – Informace o použitých tenzometrech od firmy Hottinger Baldwin Messtechnik

Příloha 8 – Zapojení konektoru pro jeden měřící kanál do ústředny

Příloha 9 – Diagram pro výběr vhodného tenzometru z produkce firmy HBM

Příloha 10 – Fotografická dokumentace z tenzometrického měření

PŘÍLOHY

10 příloh k diplomové práci

Příloha 1

Typová a kontrolní karta pro pružinu do vozu Škoda Felicia Combi 1,9 l z originální produkce českého výrobce Hanácké železárny a pérovny, a.s.

17x135 x 0319 x 000 11 x 135 x 0319 x 000

600 411 105 F / (i)
441.0.5055-561.6

Typová a Kontrolní Karta **13 / 319 / 0** Číslo výkresu

Rozměr materiálu d 13,5 brouš h11		Jakost 15260	Zvláštní údaje: Nebroušená čela Kuličkovat Lakovat - kataforéza Mezera v koncích 0÷4 mm Srazit konce 1+2x45°		Rozvinutá délka 2950 +L 3 mm	Váha vsád 3,37 a) / m.	Váha čistá 3,31	
D	134	D2	120,5	Kolmost Lo: 3,5 % ± 12 mm	Tepelné zpracování: 15260 .9 1620 ÷ 1850 MPa			
L0	(330)	Lrov			Kalení: 820 ÷ 860°C	Popouštění: RA ^H : 360 ± 10 °C		
L1		F1			F9	5,18	T9	816
L2	208	F2	2900 ± 150 N		K	1,134	C	23,35
L8		F8			Poznámka: VRÁTIT DO TPV Značení : pružiny značit 3 pruhy žluté barvy min. přes dva závity vedle pruhu označ. skupinu plusová skupina - bílá minusová skupina - modrá			
L9	108	2	- Materiál	d nav. trnu 118 ± 0,2	D1	147,5 ± 0,2		
S9	222	0 tažený 1 loupáný 2 broušený		Norma				
N	5,80			Odmáčknout Lmax 108-138(mm) Fmax (kN)				
Z	7 ± 15mm			Převody				
St	(55,4)	St nav.	šablona					
Počet broušených čel		0						
Vyp.	<i>Mt.</i>	Dat 14/10/95						
Schválil	<i>Mt.</i>	Dat 16/10/95		Pravá				
ŠKODA VW								

Karta byla získána po telefonickém rozhovoru s panem Pavlem Bizdrou, který je specialista prodeje (Sales Specialist) v této firmě. Kontakt viz níže.

Kontakt:

Hanácké železárny a pérovny, a.s.

Dolní 100, 797 11 Prostějov

Tel: +420 582 312 702

Fax: +420 582 344 469

Mob: +420 602 721 126

mailto:pavel.bizdra@hzap.cz

<http://www.hzap.cz>

Příloha 2

Část vybraných údajů z literatury [9] (Návod k obsluze FELICIA). Materiál je rovněž dostupný online na stránkách ŠKODA AUTO, a.s. Dostupné z WWW:

< <http://ws.skoda-auto.com/download/4all/Documentation/cs/olders/Felicia/manual/FeliciaUsersManual.pdf> >

a) Hmotnosti

motor	přípustná celková hmotnost (kg)	pohotovostní hmotnost (kg) ¹⁾	povolené max. zatížení přední nápravy (kg)	povolené max. zatížení zadní nápravy (kg)	přípustná zátěž střechy (kg)
FELICIA 1,3 I	1420	935 – 985	770	800	50
FELICIA 1,6 I	1450	965 – 1015	770	800	50
FELICIA 1,9 I D	1480	1020 – 1050	795	800	50
FELICIA COMBI 1,3 I	1460	975 – 1025	770	800	50
FELICIA COMBI 1,6 I	1490	1005 – 1055	770	800	50
FELICIA COMBI 1,9 I D	1520	1060 – 1090	795	800	50
FELICIA VANPLUS 1,3 I	1400	950 – 1000	770	800	–
FELICIA VANPLUS 1,6 I	1440	990 – 1040	770	800	–
FELICIA VANPLUS 1,9 I D	1485	1035 – 1065	770	800	–
PICKUP 1,3 I	1510	905 – 955	770	900	–
PICKUP 1,6 I	1555	950 – 1000	770	900	–
PICKUP 1,9 I D	1600	995 – 1025	770	900	–

¹⁾ Uvedené hodnoty představují rozsah pohotovostní hmotnosti základního provedení a provedení se všemi mimořádnými výbavami a dodatečným příslušenstvím. Při využití mimořádných výbav a příslušenství se snižuje hmotnost užitečného nákladu.

b) Rozměry

		rozměry vozidla			
		FELICIA	FELICIA COMBI	FELICIA VANPLUS	PICKUP ¹⁾
délka	mm	3883	4237	4205	4115
šířka	mm	1635	1635	1635	1635
výška prázdného vozidla	cca mm	1415	1420	1830	1440
výška při celkové přípustné hmotnosti vozidla	cca mm	1365	1370	1790	1390 1407 ⁴⁾
světla výška při celkové přípustné hmotnosti vozidla	cca mm	105 – 115	105 – 115	110 – 120	110 – 120 127 – 137 ⁴⁾
rozvor náprav	mm	2450	2450	2450	2450
rozchod přední nápravy	cca mm	1420 ²⁾	1420 ²⁾	1420 ²⁾	1424 ²⁾
rozchod zadní nápravy	cca mm	1380 ²⁾	1380 ²⁾	1380 ²⁾	1400 ²⁾
průměr zatáčení (obrysový vnější)	cca m	11,2	11,2	11,2	11,2
objem zavazadlového prostoru	cca dm ³	272	447	2176 ³⁾	835 ³⁾

¹⁾ Bez nastavby.

²⁾ Podle provedení disků jsou možné drobné odchylky.

³⁾ Objem ložného prostoru (u vozidla Pickup do výše postranic).

⁴⁾ Platí pro vozy s motorem 1,6 I a 1,9 I.

Příloha 3

Nejčastěji používané oceli pro výrobu pružin. Zdroj – literatura [6].

Druh oceli označení podle ČSN	Mez kluzu R_e /MPa/	Mez pevnosti R_m /MPa/	Stav	Použití
12 041	-	1000 - 1400	válcovaná za studena, zušlechťená	tvarové pružiny, méně namáhané ostatní typy pružin
12 061	-	1000 - 1800	patentovaná a tažená za studena	méně namáhané ploché pružiny
12 090	-	1400 - 2000	zušlechťená, popř. tažená za studena	značně namáhané a tenké pružiny, ploché a šroubovitě, ventilové pružiny
13 180	-	1600	zušlechťená	velmi namáhané ploché pružiny, pružiny zvláštních průřezů a tvarů
13 251	min. 1100	1300 - 1500	zušlechťená	vinuté pružiny a pružnice
13 270	-	1150 - 1450	zušlechťená	pro kolejová a silniční vozidla, spojkové lamely
14 160	min. 900	1150 - 1350	zušlechťená	nosné pružiny silničních a kolejových vozidel
14 260	min. 1200	1450 - 1800	zušlechťená	značně namáhané pružiny všech druhů vozidel, ventilové, talířové a prstencové

Pružinové oceli - modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, ve smyku $G = 8,2 \cdot 10^4$ MPa

Příloha 4

Kontrolní výpočet tlačné šroubovitě válcové pružiny pro automobil Škoda Felicia Combi 1,9 I (diesel) v prostředí programu MechSoft-PROFI Plus for AutoCAD 2002.

Šroubovitě pružiny válcové tlačné : 1

Soubor Přenos Nástroje Nápověda

Zatížení pružiny		Poměry vinutí	
Předepínací síla	F1	3067.4	N
Požadovaná síla	F8	4277.4	N
Montážní rozměry pružiny		Průměr drátu	d
Délka předpruž. pružiny	l1	13.5	mm
Délka zatížené pružiny	l8	Vnější průměr	D1
Pracovní zdvih	h	147.5	mm
Délka volné pružiny	l0	Vnitřní průměr	D2
		120.5	mm
		Střední průměr	D
		134	mm
		Poměr vinutí	i
		9.926	-
Druh drátu pružiny		Závity pružiny	
Vlastní		Závěrných závitů	nz
Mezní napětí v krutu	Taudm	1.5	-
907.2	MPa	Obrobených závitů	zo
Modul pružnosti	G	Neobrobe	-
82000	MPa	Zaokrouhlení počtu závitů	1
Druh výpočtu		Počet činných závitů	n
<input type="radio"/> Návrh	<input checked="" type="radio"/> Kontrola	<input type="radio"/> F1 + F8	6.5
		Smysl vinutí	pravý
		Vypočítat Databáze	
Výsledky výpočtu			
Stlačení vlivem předpětí	s1	140.909	mm
Napětí v předpruž. pruž. Tau1		482.609	MPa
Pracovní stlačení	s8	196.494	mm
Pracovní napětí	Tau8	672.984	MPa
Mezní stlačení	s9	208.5	mm
Vůle mezi závity	a	32.077	mm
Zkušební délka pružiny	lminf	142.565	mm
Rozteč mezi závity	t	45.577	mm
Délka při mezním zat.	l9	121.5	mm
Rozvinutá délka drátu	l	3430.4	mm
Síla ve stavu mezním	F9	4538.76	N
Hmotnost pružiny	m	3.857	kg
Tuhost pružiny	c	21.768	N/mm

MechSoft-PROFI Plus for AutoCAD

Programem vytvořený protokol:

Šroubovitě pružiny válcové tlačné : 1

Zatížení pružiny:

Předepínací síla **F1 = 3067.4 N**
 Požadovaná síla **F8 = 4277.4 N**

Montážní rozměry pružiny:

Délka předpruž. pružiny $l_1 = 189.091 \text{ mm}$
 Délka zatížené pružiny $l_8 = 133.506 \text{ mm}$
 Pracovní zdvih $h = 55.585 \text{ mm}$
 Délka volné pružiny $l_0 = 330 \text{ mm}$

Druh drátu pružiny:

Mezní napětí v krutu $T_{adm} = 907.2 \text{ MPa}$
 Modul pružnosti $G = 82000 \text{ MPa}$

Poměry vinutí:

Průměr drátu $d = 13.5 \text{ mm}$
 Vnější průměr $D_1 = 147.5 \text{ mm}$
 Vnitřní průměr $D_2 = 120.5 \text{ mm}$
 Střední průměr **$D = 134 \text{ mm}$**
 Poměr vinutí **$i = 9.926 -$**

Závity pružiny:

Závěrných závitů $n_z = 1.5 -$
 Obrobených závitů $z_o = \text{Neobrobena} -$
 Počet činných závitů $n = 6.5 -$
 Smysl vinutí - pravý

Výsledky výpočtu:

Stlačení vlivem předpětí **$s_1 = 140.909 \text{ mm}$**
 Pracovní stlačení **$s_8 = 196.494 \text{ mm}$**
 Mezní stlačení **$s_9 = 208.5 \text{ mm}$**
 Zkušební délka pružiny $l_{minf} = 142.565 \text{ mm}$
 Délka při mezním zat. $l_9 = 121.5 \text{ mm}$
 Síla ve stavu mezním **$F_9 = 4538.76 \text{ N}$**
 Tuhost pružiny **$c = 21.768 \text{ N/mm}$**
 Napětí v předpruž. pruž. **$Tau_1 = 482.609 \text{ MPa}$**
 Pracovní napětí **$Tau_8 = 672.984 \text{ MPa}$**
 Vůle mezi závity $a = 32.077 \text{ mm}$
 Rozteč mezi závity $t = 45.577 \text{ mm}$
 Rozvinutá délka drátu $l = 3430.4 \text{ mm}$
 Hmotnost pružiny $m = 3.857 \text{ kg}$

Pozn.: Tučně jsou vytištěny hodnoty, které jsou důležité v analytickém výpočtu pro řešenou pružinu.

Příloha 5

Ponorová zkouška chemické odolnosti nátěru (postup podle Machu a Schiffmana).

Postup zkoušky podle normy ČSN 67 3087 je určen pro nátěry na oceli a spočívá ve vystavení zkušebních vzorků povlaků působení okyseleného roztoku chloridu ve směsi kyseliny octové a peroxidu vodíku. Zkouška se provádí zpravidla ve 3 cyklech, přičemž jeden cyklus odpovídá 24 hodinám.

Pro zkoušku byl připraven roztok:

Chlorid sodný (p.a.)	50 g
Kyselina octová (100%)	10 ml
Peroxid vodíku (30%)	5 ml
Destilovaná voda	do 1000 ml

Vzorky ocelových panelů se zkušebními nátěry opatřené řezem jsou ponořeny do roztoku činidla tak, aby mezi nimi byla zachována vzdálenost nejméně 15 mm po dobu 16 hodin. Zkušební roztok je udržován během zkoušky na teplotě $36 \pm 0,5$ °C. Mezi jednotlivými fázemi jsou vzorky po opláchnutí destilovanou vodou ponechány volně na vzduchu při teplotě místnosti 24 °C na rozptýleném denním světle po dobu 8 hodin. Při zkoušce je hodnocena velikost plochy nátěru odpovídající ztrátě přilnavosti k podkladovému kovu v okolí zkušebního řezu a rozsah podkorodování po odstranění nátěru roztokem 20% NaOH.

Pozink je hodnocen bez CH_3COOH

Zdroj:

Univerzita Pardubice
DFJP - KMMČS
Ing. Pavel Švanda, Ph.D.
Studentská 95
532 10 Pardubice

Příloha 6

Fotografická dokumentace o průběhu korodování automobilové pružiny.



a) Bez ochranného nátěru



b) 1. denní cyklus



c) 6. denní cyklus



d) 12. denní cyklus



e) 18. denní cyklus



f) 24. denní cyklus



g) 30. denní cyklus



h) 36. denní cyklus



ch) 45. denní cyklus

Příloha 7

Informace o použitých tenzometrech od firmy Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (HBM).

a) Informace pro daný typ tenzometru 3/120LY11

SG / Y series with 1 measuring grid / linear strain gages

Stock types		Variants	No- minal resis- tance	Dimensions (mm) [1 inch = 25,4 mm]				Max. perm. effective bridge excitation voltage	Solder terminals
Steel	Aluminum			Measuring grid		Measuring grid carrier			
		Others	Ω	a	b	c	d	V	
1-LY11-0.6/120	1-LY13-0.6/120	1-LY1x-0.6/120#	120	0.6	1	5	3.2	1.5	LS 7
1-LY11-1.5/120	1-LY13-1.5/120	1-LY1x-1.5/120	120	1.5	1.2	6.5	4.7	2.5	LS 7
1-LY11-3/120	1-LY13-3/120	1-LY1x-3/120	120	3	1.4	8.5	4.5	4	LS 7
1-LY11-3/120A		1-LY1x-3/120A	120	3	1.4	8.5	4.5	4	LS 7
1-LY11-6/120	1-LY13-6/120	1-LY1x-6/120	120	6	2.8	13	6	8	LS 5
1-LY11-6/120A		1-LY1x-6/120A	120	6	2.8	13	6	8	LS 5
1-LY11-10/120	1-LY13-10/120	1-LY1x-10/120	120	10	4.9	18.5	9.5	13	LS 5
1-LY11-10/120A		1-LY1x-10/120A	120	10	4.9	18.5	9.5	13	LS 5
1-LY11-1.5/350	1-LY13-1.5/350	1-LY1x-1.5/350#	350	1.5	1.2	5.7	4.7	4.5	LS 7
1-LY11-3/350	1-LY13-3/350	1-LY1x-3/350	350	3	1.5	8.5	4.5	7	LS 7
		1-LY1x-3/350A	350	3	1.5	8.5	4.5	7	LS 7
1-LY11-6/350	1-LY13-6/350	1-LY1x-6/350	350	6	2.9	13	6	14	LS 5
1-LY11-6/350A		1-LY1x-6/350A	350	6	2.9	13	6	14	LS 5
1-LY11-10/350		1-LY1x-10/350	350	10	5	18.5	9.5	23	LS 5
1-LY11-10/350A		1-LY1x-10/350A	350	10	5	18.5	9.5	23	LS 5

LY11

Linear strain gage
Temperature response matched to steel
with $\alpha = 10.8 \cdot 10^{-6}/K$

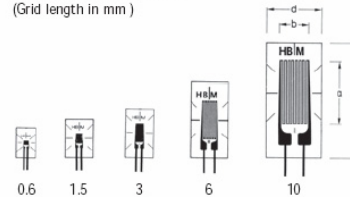
LY13

Temperature response matched to aluminum
with $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}/K$

LY1x

Temperature response matching at customer's choice,
see page 20

Illustrations show actual size
(Grid length in mm)



Contents per package: 10 pcs.

Zdroj:

Y – series strain gages [online]. [cit. 2010 – 05 – 01]. Dostupné z WWW:
< <http://www.hbm.cz/> >.

b) Obálka (informační štítek) od použitých tenzometrů 3/120LY11



Dehnungsmeßstreifen
Strain Gauges
Jauges d'extensométrie

Bestellnummer
Order No
No. de référence

1-LY11-3/120

Typ
Type
Type

3/120LY11

Stückzahl
Contents
Quantité

10

Widerstand
Resistance
Résistance

120 Ω ± 0.35 %

Temperaturkoeffizient
des k-Faktors
Temperature coefficient
of gauge factor
Coefficient de température
du facteur k

93 ± 10 [10⁻⁶ / °C]
(-10...+45°C)

k-Faktor
Gauge factor
Facteur k

2.03 ± 1 %

Querempfindlichkeit
Transverse Sensitivity
Sensibilité transverse

0.2 %

Folienlos
Lot
Lot de la feuille

A397/05

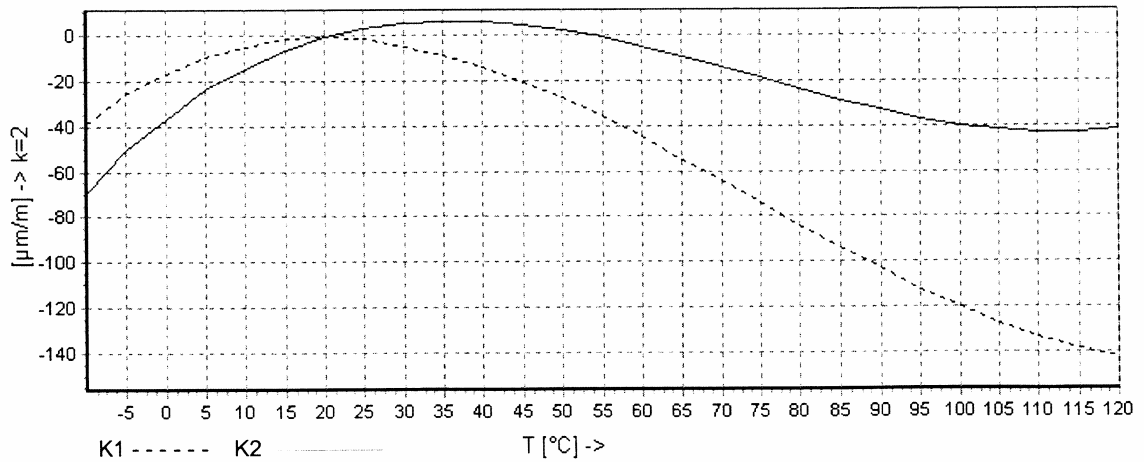
Herstellungslot
Batch
Lot de fabrication

812039965

Temperaturkompensation: Angepaßt für
Temperature Compensation: Compensated for
Compensation de température: Compensation pour

Ferritischen Stahl mit
Steel with
Acier avec

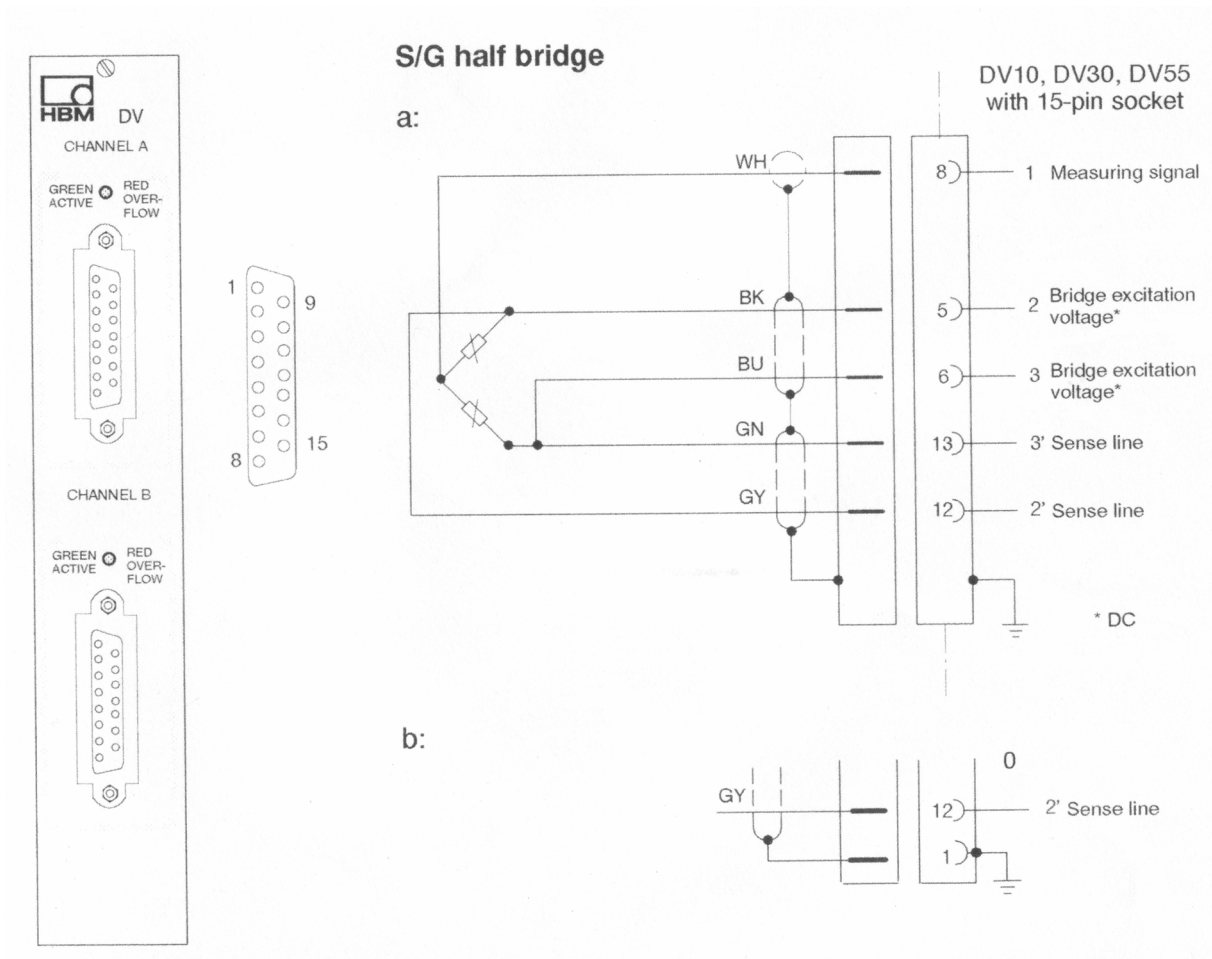
α = 10.8 [10⁻⁶ / °C]



$$\epsilon_S(T) = -16.7 + 1.68 \cdot T - 4.92 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 2.21 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 + 0.0333 \cdot L \cdot (T-20) \mu\text{m/m} \pm 0.3 (\mu\text{m/m}) \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

Příloha 8

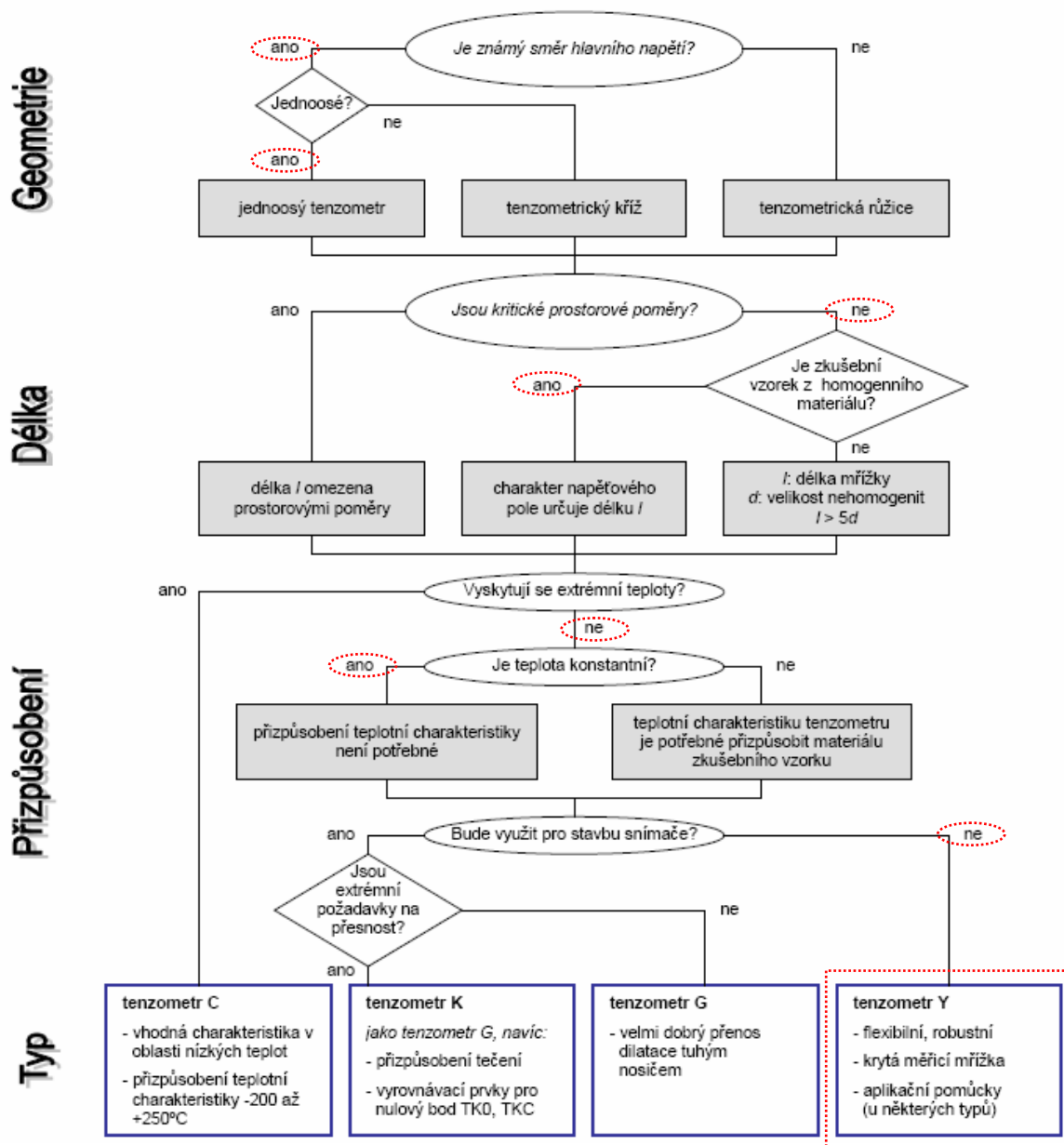
Zapojení konektoru pro jeden měřící kanál do ústředny.



Příloha 9

Diagram pro výběr vhodného tenzometru z produkce firmy HBM.

KRITÉRIA PRO VÝBĚR TENZOMETRŮ HBM



Zdroj:

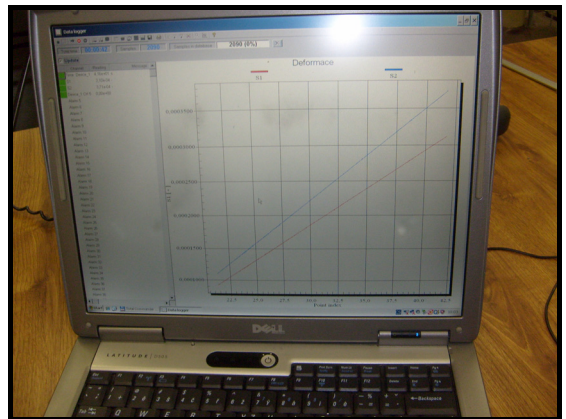
Kritéria pro výběr tenzometrů HBM [online]. [cit. 2010 – 05 – 03]. Dostupné z WWW: <http://www.hbm.cz/>.

Příloha 10

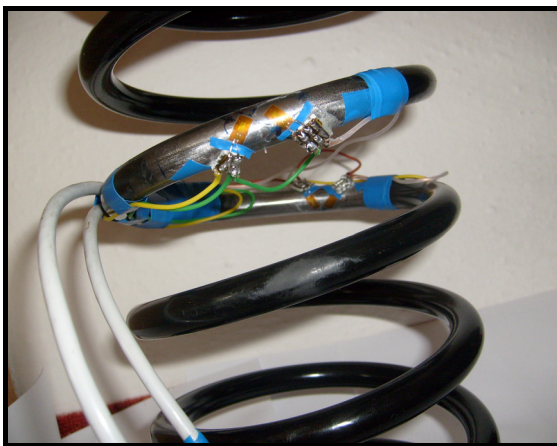
Fotografická dokumentace z tenzometrického měření.



a) Sada pro lepení tenzometrů



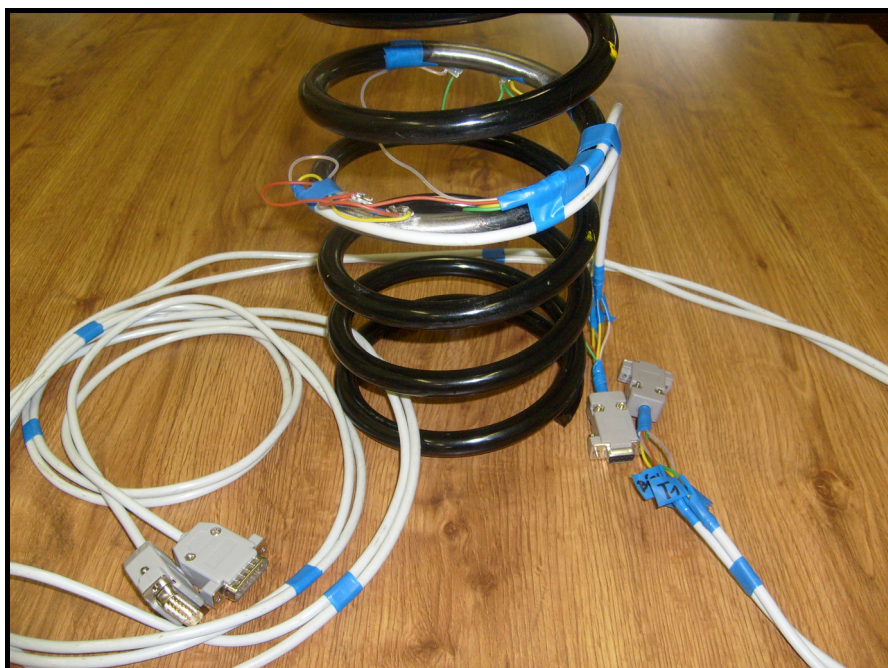
b) Záznam dat do notebooku



c) Pružina osazená tenzometry



d) Měřicí řetězec



e) Automobilová pružina s kabeláží – připraveno k měření