

Analýza životnosti pružícího orgánu zemědělského stroje

Pavel Syrovátka

1. Úvod

Cílem tohoto projektu je porovnání dvou variant pružných součástí pracovních orgánů zemědělského stroje. Starší varianta prošla jednou sezonou provozu, přičemž nejeví vážnější trvalejší deformace. U 5-ti pružin z 80-ti došlo k porušení, které bylo způsobeno špatnou technologickou kázní při tepelném zpracování a pravděpodobně nestandardním provozem. Starší varianta je však náročná na výrobu. Nízká přesnost polohy pracovního disku způsobí špatnou kvalitu práce celého stroje. Z tohoto důvodu byla vyvinuta nová pružina. Výroba je jednodušší a montáž přesnější, ale změna konstrukce má vliv na tuhostní charakteristiku součástí.

2. Popis úlohy

Zkoumaná součást je vykována z čtvercového profilu pružinové oceli 14 260 a dále je tepelně zpracována. Předpokládaný Youngův modul pružnosti je $E = 206000$ MPa. Pružina je uchycena k rámu stroje svěrným spojem a pracovní orgán, disk s nábojem, je uchycen k navařené patici na pružině pomocí 3 šroubů. Nová varianta vychází konstrukčně ze staré, s rozdílem dolní části pružiny, která je nahrazena obdélníkovým profilem podobného tvaru jako u starší verze a je spojena s horní částí pomocí třmenového spoje. Jelikož je konstrukce nové varianty složitá a provozní podmínky jsou rozmanité, byl model zjednodušen.

Pro tento výpočet budeme uvažovat pouze statické namáhání. Do výpočtu zahrnujeme konstantní tahovou složku síly, konstantní boční sílu, která vznikne díky pracovnímu úhlu disku, předpětí a dále počítáme s maximální výchylkou pracovního orgánu. Předpětí je dáno výrobcem a je zvoleno tak, aby síly v pružných součástech dokázaly udržet váhu stroje a přesnou polohu pracovního orgánu, která se nesmí změnit při práci stroje. Změna polohy pracovního orgánu může nastat pouze při překonávání tvrdých překážek v podobě kamenů. Z tohoto důvodu byl také tento systém vyvinut. Na základě daných předpokladů je zřejmé, že větší část provozu je pružina namáhána pouze tahovou silou a předpětím. Pro získání přesných podkladů o skutečných provozních podmínkách, by bylo nutné uskutečnit dlouhodobější měření. K dispozici máme pouze měření v krátkých časových úsecích, viz příloha č.9.

Maximální výchylka je rovna velikosti překážky, viz příloha č.8. V praxi se překážka velikosti 200mm vyskytuje zřídka a na životnost pružiny nebude mít takřka vliv, ale důležitá je kontrola na tvarovou pevnost. Tato všechna zatížení budeme simulovat na MKP modelu obou variant. MKP model starší varianty je zjednodušen o pracovní orgán, který byl nahrazen elementy typu LINK. Toto nahrazení bylo nutné z důvodu přiblížení působíště sil ke skutečnému pracovnímu bodu. Jeho poloha má za následek, že síly působící na disk vyvolávají nejen ohybové namáhání, ale i krut profilu pružiny. U MKP modelu nové varianty došlo kromě zjednodušení disku, také ke zjednodušení třmenového spoje na pružné součásti. Jeho modelování a simulace získá na hodnotě v momentě, kdy budeme znát skutečné provozní podmínky.



Obr. 3.1 Stroj Discland LN3000

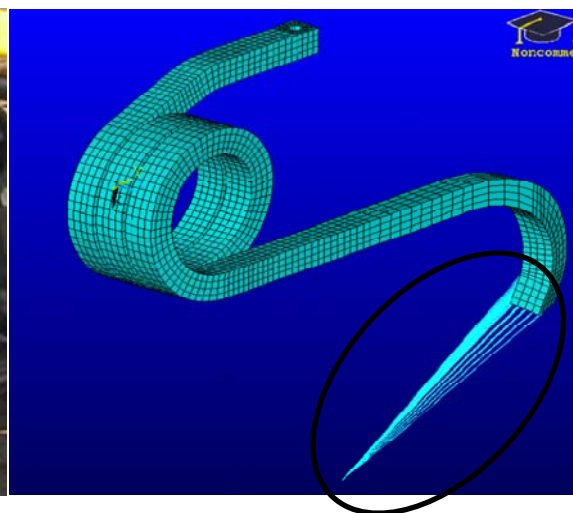
3. Výpočet metodou konečných prvků

3D MKP modely obou variant byly vytvořeny v programu ANSYS. Sít modelu je tvořena elementy SOLID 45. Elementy typu LINK8 nahradili pracovní disk a zároveň umožnili simulovat reálné působíště sil. Z předpokladu, že při práci nedochází k deformaci disku, do materiálových konstant elementů LINK8 jsme dosadili hodnotu Youngova modelu pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^6$ MPa.

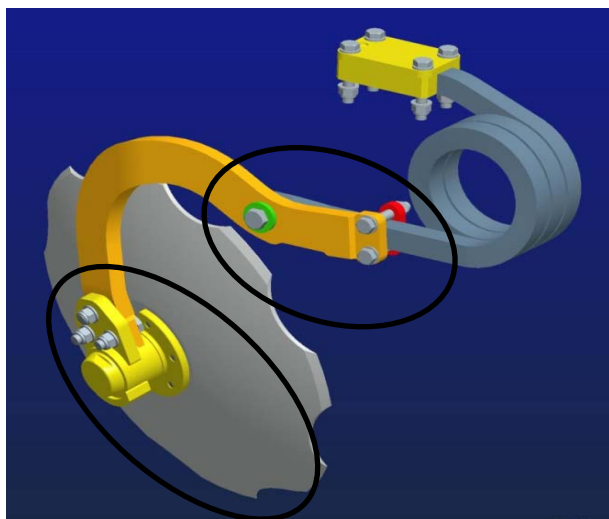
Pro každou variantu provedeme 3 výpočty. 1. pro určení napětí σ_D v předejatém stavu. Tuto hodnotu použijeme pro výpočet mezních hodnot trvalé pevnosti. 2. výpočet bude pro určení maximálního napětí při deformaci o 200 mm z předejatého stavu. 3. výpočet bude simulovat výchylku pro mezní napětí σ_h , případně budeme měnit odhadnutou výchylku pro docílení napětí σ_h .



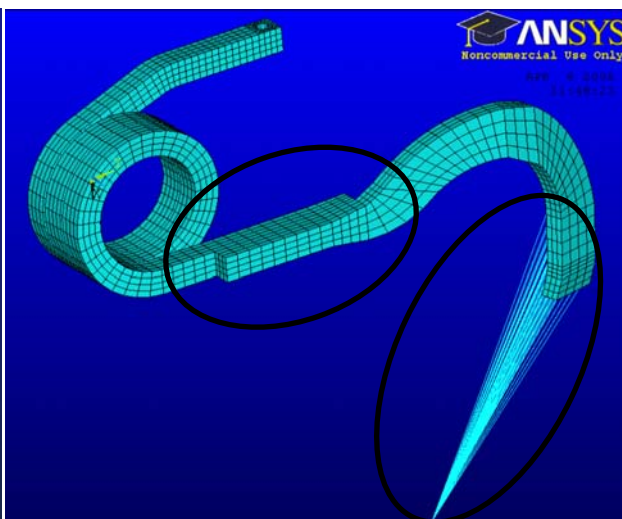
Obr. 4.2 Starší varianta s detailem uchycení disku



Obr. 4.3 MKP model starší varianty s detailem náhrady disku



Obr. 4.4 Nová varianta s detailem třmenového spoje a s detailem disku



Obr. 4.5 MKP model nové varanty s detailem náhrady třmenového spoje a náhrady disku

3.1 Výpočet tahové síly

Předpokládáme, že stroj, který má 22 pracovních orgánů, bude tahán traktorem o maximálním výkonu 123 kW a jeho pracovní rychlost bude přibližně 14 km/h.

Tahová síla traktoru

$$F_{22} = \frac{P}{v} = \frac{123000}{4} = 30750 \text{ N}$$

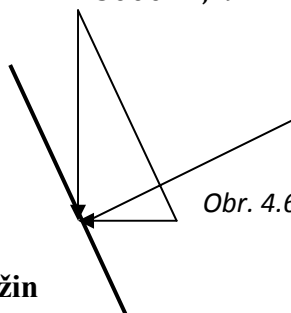
Tahová síla na jednu pružinu

$$F_t = \frac{F_{22}}{22} = \frac{30750}{22} \doteq 1400 \text{ N}$$

Boční síla na jednu pružinu

$$F_b = F_t \cdot \sin(15^\circ) \doteq 375 \text{ N}$$

$$P = 123000 \text{ W}; v = 14 \frac{\text{km}}{\text{h}} \doteq 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Obr. 4.6 Rozklad sil působících na disk

3.2 Výpočet předpětí u obou variant pružin

Dle výrobce předpokládána deformace o 6°

Tomu odpovídá posunutí pracovního bodu o 58 mm ve svislém svislém směru.

$$u_0 = l \cdot \sin(6^\circ) = 58 \text{ mm} \quad l = 560 \text{ mm} - \text{délka ramene}$$

Výpočet byl proveden pomocí MKP.

Pro zadaný posuv a síly jsme získali hodnotu maximální napětí ve sledovaném místě, která je v pružině při práci, kdy pracovní disk není vychýlen překážkou.

Pro starou variantu vyšlo $\sigma_D = 257 \text{ MPa}$

Pro novou variantu vyšlo $\sigma_D = 283 \text{ MPa}$

4. Stanovení mezních hodnot pro trvalou životnost

4.1 Výpočet maximálního napětí pro trvalou životnost součásti

Při určení maximálního napětí budeme vycházet z konstrukce Highova diagramu, viz příloha č.2, informace o materiálových charakteristikách použijeme ze Smithova diagramu, viz literatura [2]. Průběh zatížení budeme předpokládat $R \in (0, 1)$

Pro převládající ohybové namáhání součásti z oceli 14 260.7 jsou charakteristické tyto hodnoty :

$$\sigma_{Po} = 286,9 \text{ kp} = 2811,62 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Ko} = 192,6 \text{ kp} = 1881,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Co} = 62 \text{ kp} = 607,6 \text{ MPa}$$

Dále je při konstrukci Highova diagramu nutná hodnota fiktivního napětí σ_F , která je 1,5 násobek meze pevnosti σ_{Po} (dle literatury [1])

$$\sigma_F = 1,5 \cdot \sigma_{Po} = 4217,43 \text{ MPa}$$

4.2.1 Analytické řešení starší varianty

Rovnice mezní čáry $\frac{\sigma_A}{\sigma_C} + \frac{\sigma_M}{\sigma_F} = 1$

Rovnice pracovní přímky $-\frac{\sigma_A}{\sigma_D} + \frac{\sigma_M}{\sigma_D} = 1$

Po úpravě $\sigma_M = \sigma_D + \sigma_A$

$$\sigma_A = \frac{\sigma_F \cdot \sigma_C - \sigma_D \cdot \sigma_C}{\sigma_F + \sigma_C} = 498,73 \text{ MPa} \quad \sigma_M = 755,73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_D + 2 \cdot \sigma_A = 1254,45 \text{ MPa}$$

Hodnoty snižené o bezpečnost $k=2$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_A}{k} = 249,36 \text{ MPa} \quad \sigma_m = \sigma_D + \sigma_a = 506,36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_h = \sigma_D + 2 \cdot \sigma_a = 775,72 \text{ MPa}$$

4.2.2 Určení maximální výchylky pracovní bodu pro trvalou životnost součásti

Maximální výchylku pracovního bodu určíme exaktně volbou hodnot a zpětnou korekcí dle výsledného napětí. Pro volbu první hodnoty použijeme linearizovaný průběh napětí v pružině

$$\sigma = au + b$$

$$1263 = 258 \cdot a + b$$

$$257 = 58 \cdot a + b \rightarrow b = 257 - 58 \cdot a$$

$$1263 - 257 = (258 - 58) \cdot a \rightarrow a = 5,03 ; b = -34,74$$

$$u = \frac{\sigma - b}{a} = \frac{\sigma + 34,74}{5,03}$$

$$u = 161,1 \text{ mm} \text{ dle výpočtu MKP tomuto zdvihu odpovídá napětí } \sigma = 772 \text{ MPa}$$

$$\text{Volíme } u = 158 \text{ mm; napětí } \sigma = 757 \text{ MPa}$$

$$\text{Pracovní zdvih se rovná } u - u_0 = 100 \text{ mm}$$

4.3.1 Analytické řešení nové varianty:

Rovnice mezní čáry $\frac{\sigma_A}{\sigma_C} + \frac{\sigma_M}{\sigma_F} = 1$

Rovnice pracovní přímky $-\frac{\sigma_A}{\sigma_D} + \frac{\sigma_M}{\sigma_D} = 1$

Po úpravě $\sigma_M = \sigma_D + \sigma_A$

$$\sigma_A = \frac{\sigma_F \cdot \sigma_C - \sigma_D \cdot \sigma_C}{\sigma_F + \sigma_C} = 495,45 \text{ MPa} \quad \sigma_A = 778,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_D + 2 \cdot \sigma_A = 1273,9 \text{ MPa}$$

Hodnoty snižené o bezpečnost $k=2$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_A}{k} = 247,73 \text{ MPa} \quad \sigma_m = \sigma_D + \sigma_a = 530,73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_h = \sigma_D + 2 \cdot \sigma_a = 778,46 \text{ MPa}$$

4.3.2 Určení maximální výchylky pracovní bodu pro trvalou životnost součásti

Maximální výchylku pracovního bodu určíme stejnou metodou jako v předchozím výpočtu.

$$\sigma = au + b$$

$$1397 = 258 \cdot a + b$$

$$283 = 58 \cdot a + b \quad \rightarrow \quad b = 283 - 58 \cdot a$$

$$1397 - 283 = (258 - 58) \cdot a \quad \rightarrow \quad a = 5.57; \quad b = -40,06$$

$$u = \frac{\sigma - b}{a} = \frac{\sigma + 40,06}{5.57}$$

$u = 146,9 \text{ mm}$ dle výpočtu MKP tomuto zdvihu odpovídá napětí $\sigma = 775 \text{ MPa}$

Volíme $u = 149 \text{ mm} \rightarrow$ napětí $\sigma = 786 \text{ MPa}$

Pracovní zdvih se rovná $u - u_0 = 146,9 - 58 = 88,9 \text{ mm}$

5. Závěr

Nová varianta má strmější charakteristiku, která je méně příznivá. Při překonávání 200 mm velké překážky má v kritickém místě, uvnitř levého závitu, napětí 1397 MPa, což je o 134 MPa víc než u starší varianty. Hodnota 1397 MPa je pod hodnotu meze kluzu $\sigma_K = 1881,6 \text{ MPa}$, znamená to, že při provozu nebude v kritických stavech docházet trvalé deformaci pružiny. Z tohoto pohledu obě varianty vyhovují. Reálnost výsledku dokládá podobnost s měřením starší pružiny v extrémních podmínkách, viz příloha č.9. Na MKP modelu se v místě měření zprůměrovaná hodnota napětí rovnala přibližně 1045 MPa a naměřená hodnota byla 1085 MPa.

Hodnota maximální výchylky pro neomezený počet cyklů vyšla u nové varianty 89mm, což je hodnota o 11 mm nižší. Znamená to, že u nové varianty může dojít při provozu v extrémních podmínkách dříve ke snížené životnosti.

I přes méně příznivé vlastnosti, může být nová pružina zavedena do výroby. Důvodem je přesnější a snazší výroba.

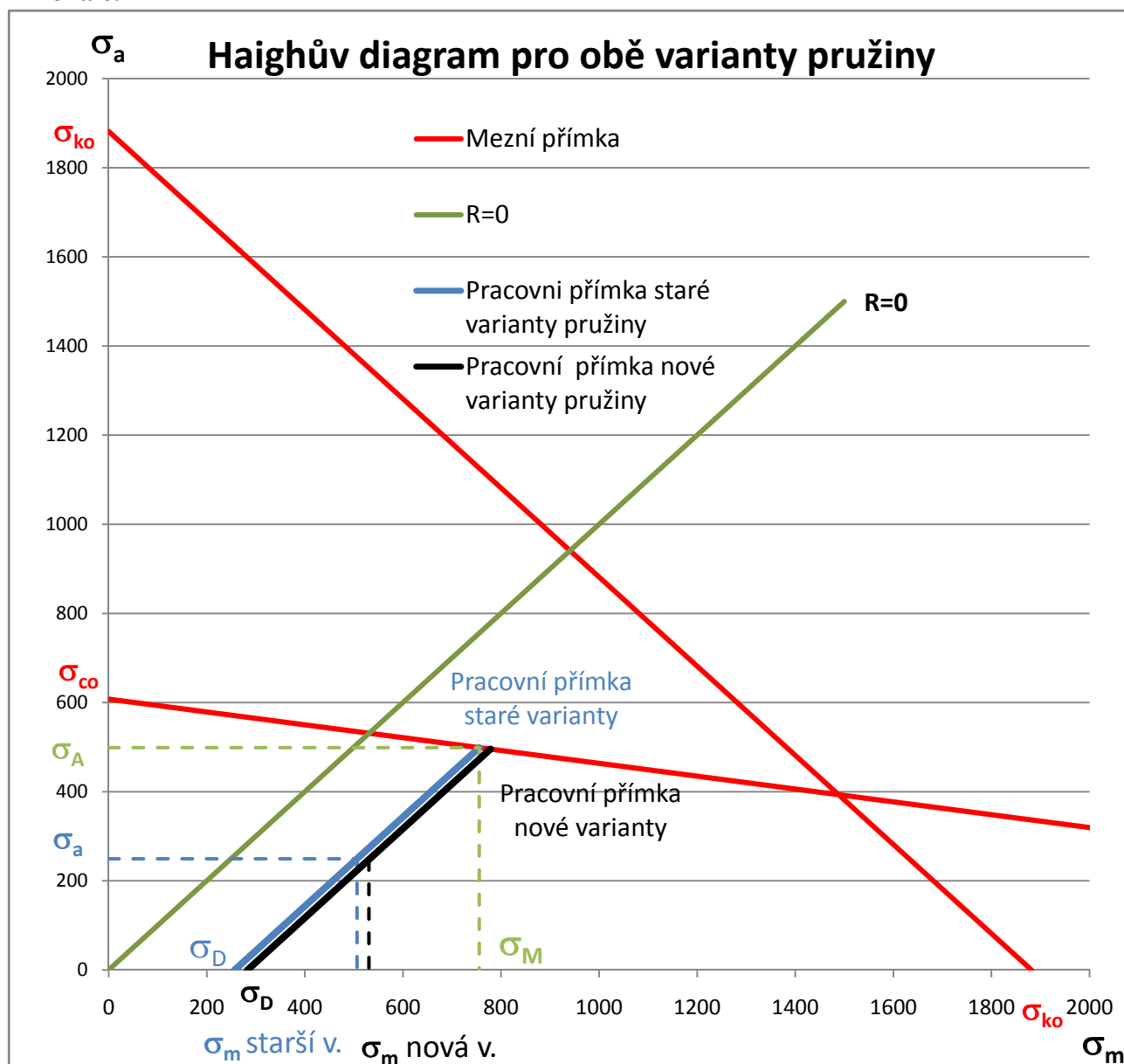
6. Seznam příloh

- Příloha
- č.1 – Highův diagram
 - č.2 – Výsledky simulace předepjatého stavu starší varianty
 - č.3 – Ukázka napětí při pracovním zdvihu 100mm u s.var.
 - č.4 – Ukázka napětí při maximálním zdvihu 200mm u s.var.
 - č.5 – Výsledky simulace předepjatého stavu nové varianty
 - č.6 – Ukázka napětí při pracovním zdvihu 100mm u n.var.
 - č.7 – Ukázka napětí při maximálním zdvihu 200mm u n.var.
 - č.8 – Ukázka přejezdu velkého kamene
 - č.9 – Výpis měření napětí při přejezdu velkého kamene

7. Seznam použité literatury

- [1] Doc. Ing MICHALEC, Jiří a kol. *Pružnost a pevnost I*. Praha: ČVUT 2001
- [2] LINHART, V. a kol. *Podklady a smernice pro únavové a pevnostní výpočty*,
Státní výzkumný ústav materialu, listopad 1974
- [3] ANSYS manuál

Příloha č.1



Příloha č.2

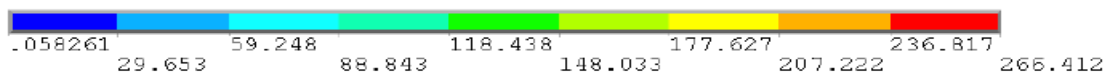
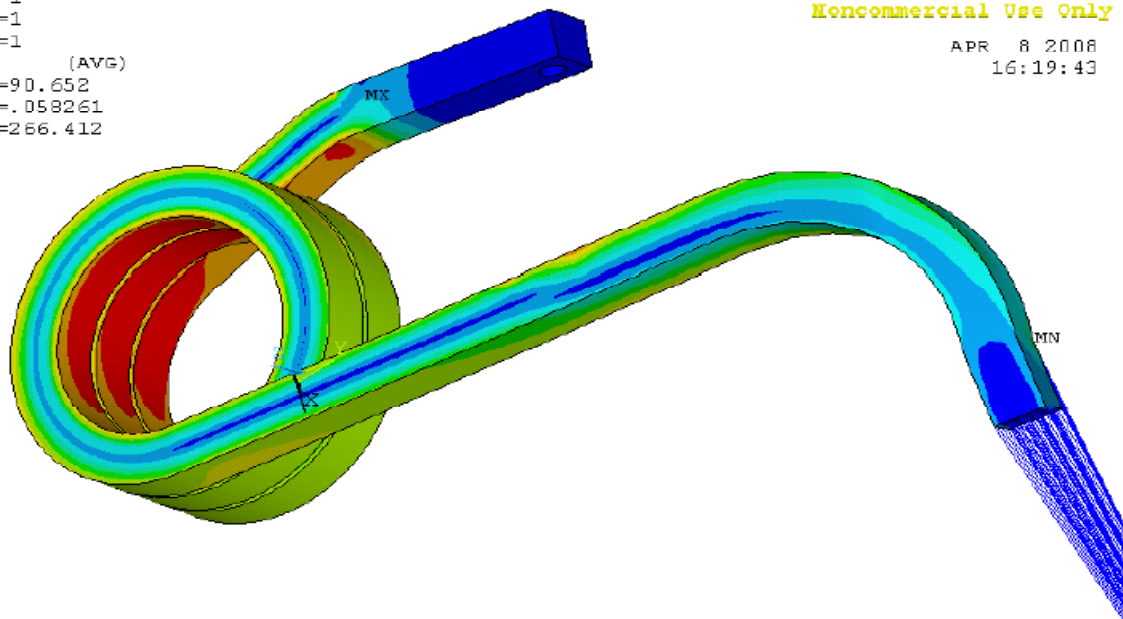
Pro $F_t = 1400\text{ N}$; $F_b = 375\text{ N}$; $u_0 = 58\text{ mm}$

1

```
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV      (AVG)
DMX =90.652
SMN =.058261
SMX =266.412
```

ANSYS
Noncommercial Use Only

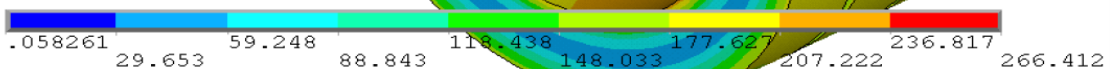
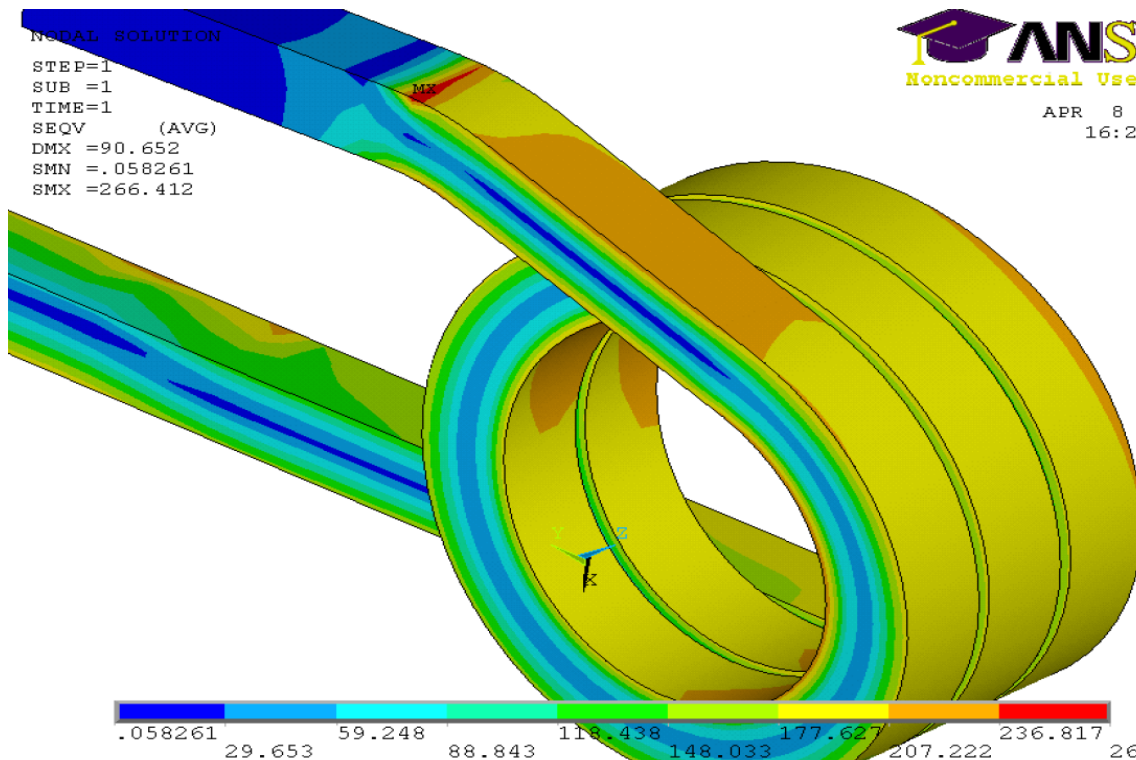
APR 8 2008
16:19:43



```
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV      (AVG)
DMX =90.652
SMN =.058261
SMX =266.412
```

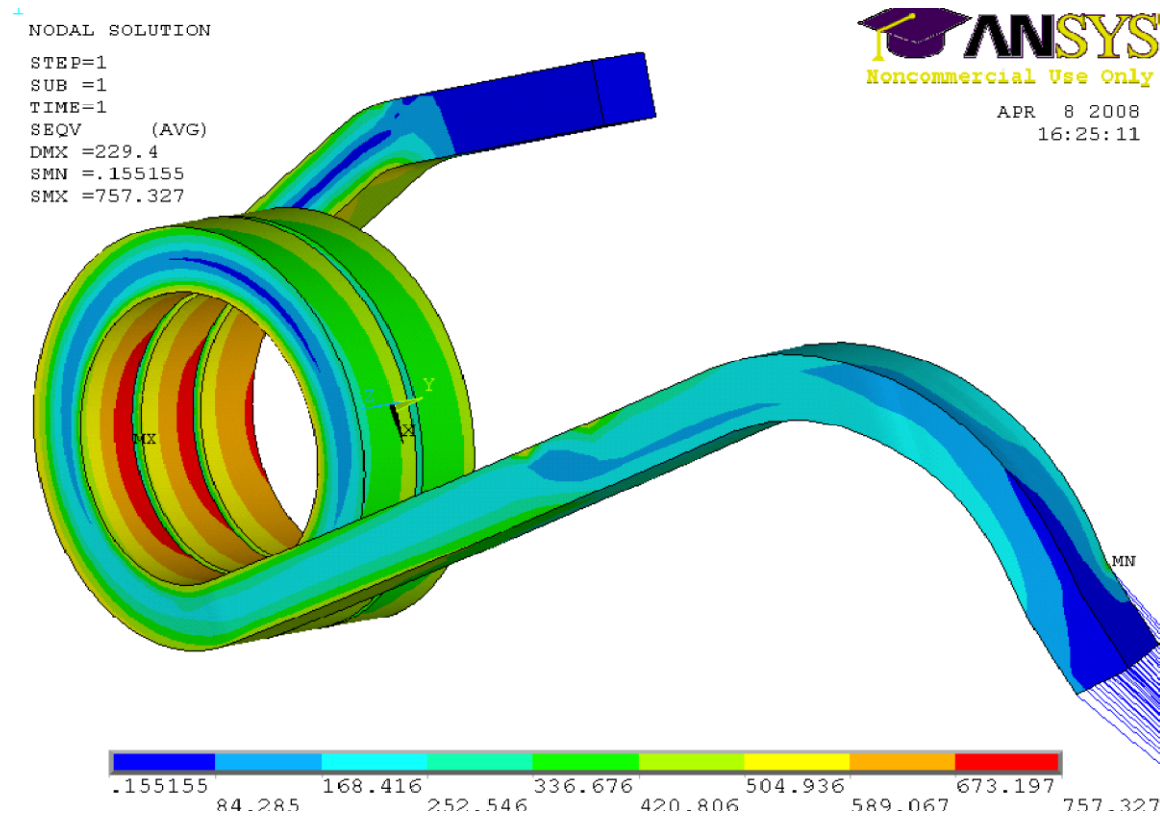
ANSYS
Noncommercial Use Only

APR 8 2008
16:21:36



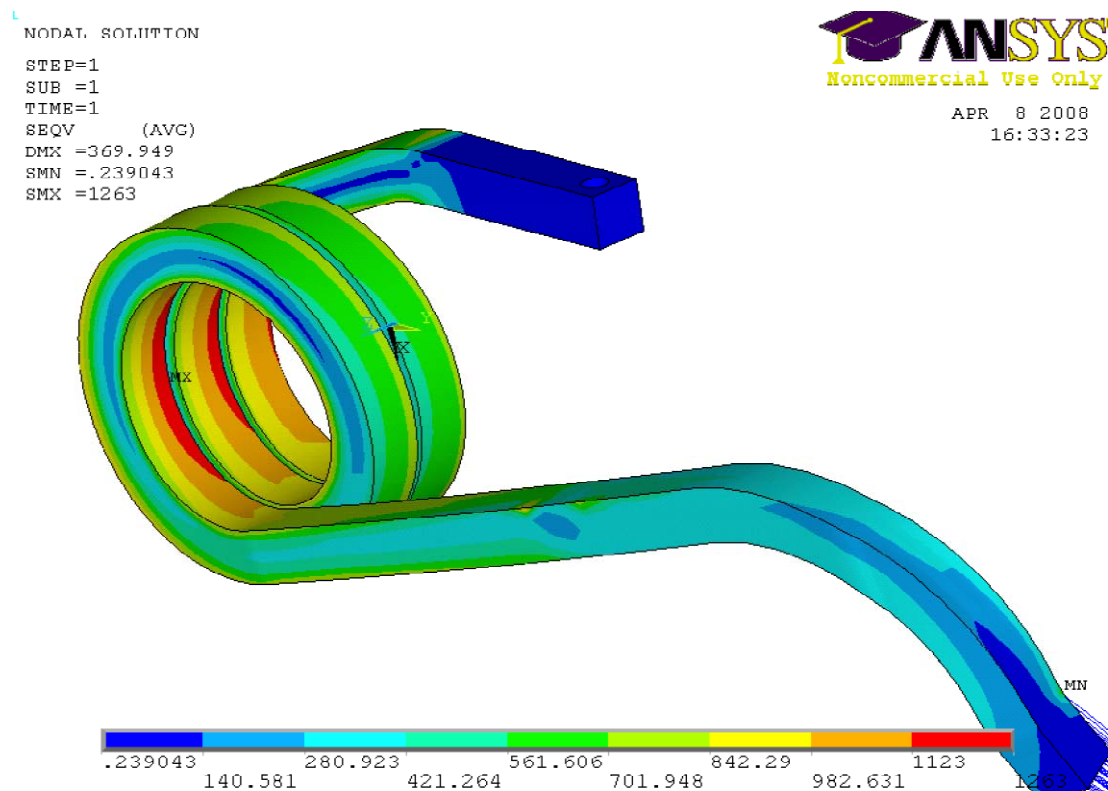
Příloha č.3

Pro $F_t = 1400\text{ N}$; $F_b = 375\text{ N}$; $u_0 = 158\text{ mm}$



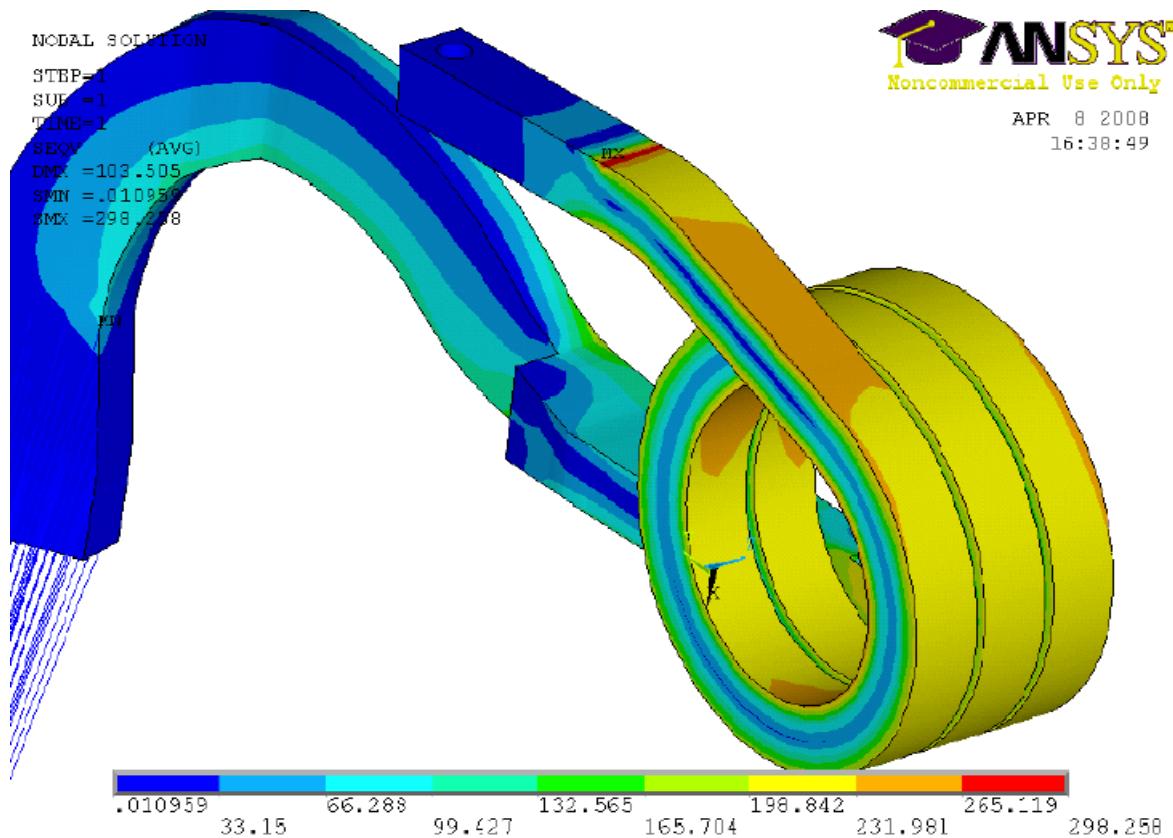
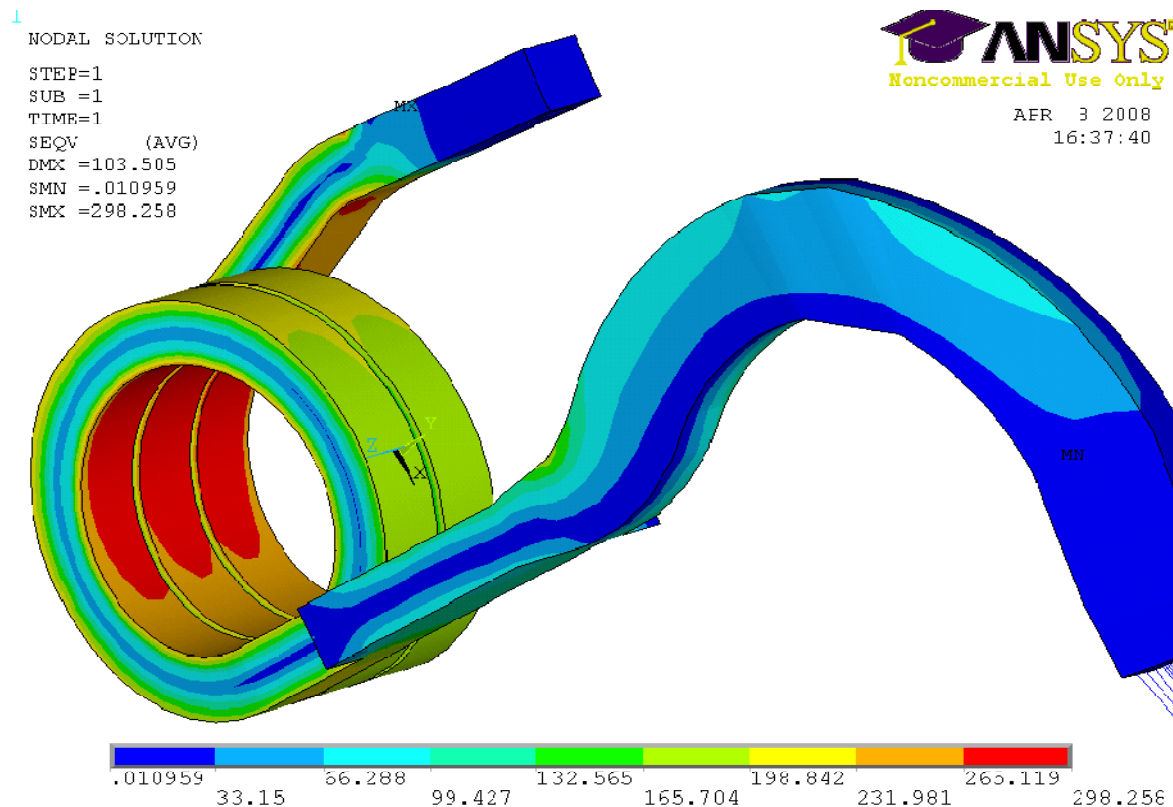
Příloha č.4

Pro $F_t = 1400\text{ N}$; $F_b = 375\text{ N}$; $u_0 = 258\text{ mm}$



Příloha č.5

Pro $F_t = 1400\text{ N}$; $F_b = 375\text{ N}$; $u_0 = 58\text{ mm}$



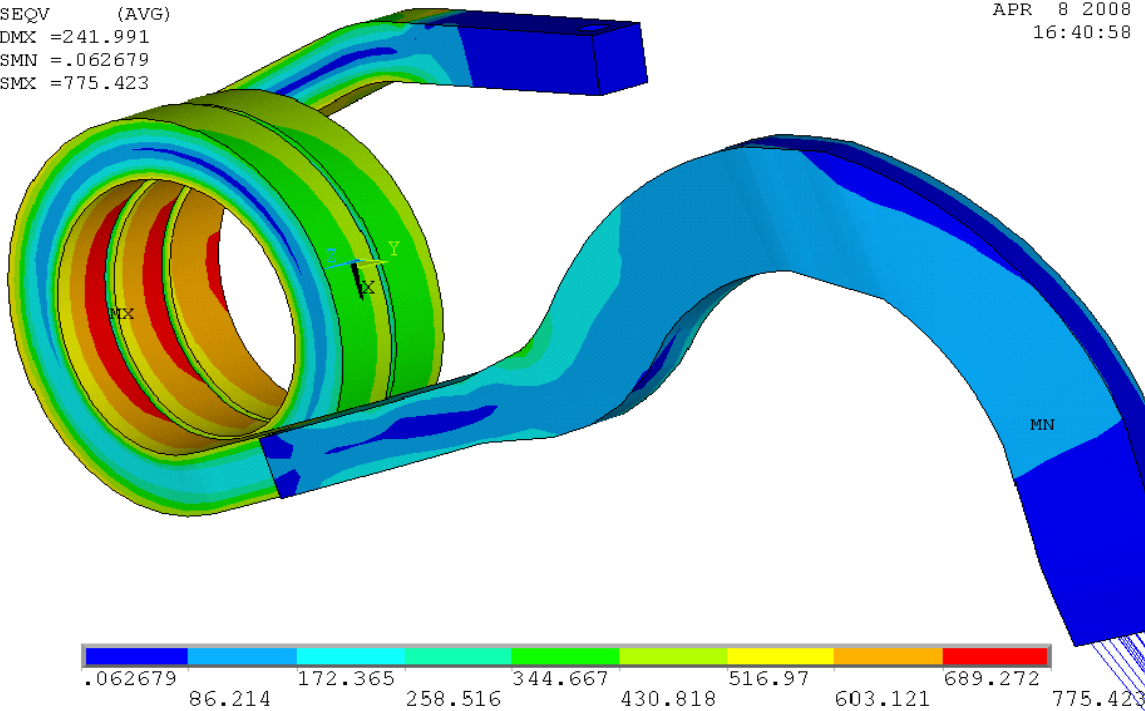
Příloha č.6

Pro $F_t = 1400\text{ N}$; $F_b = 375\text{ N}$; $u_0 = 147\text{ mm}$

1
NODAL SOLUTION
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =241.991
SMN =.062679
SMX =775.423



APR 8 2008
16:40:58



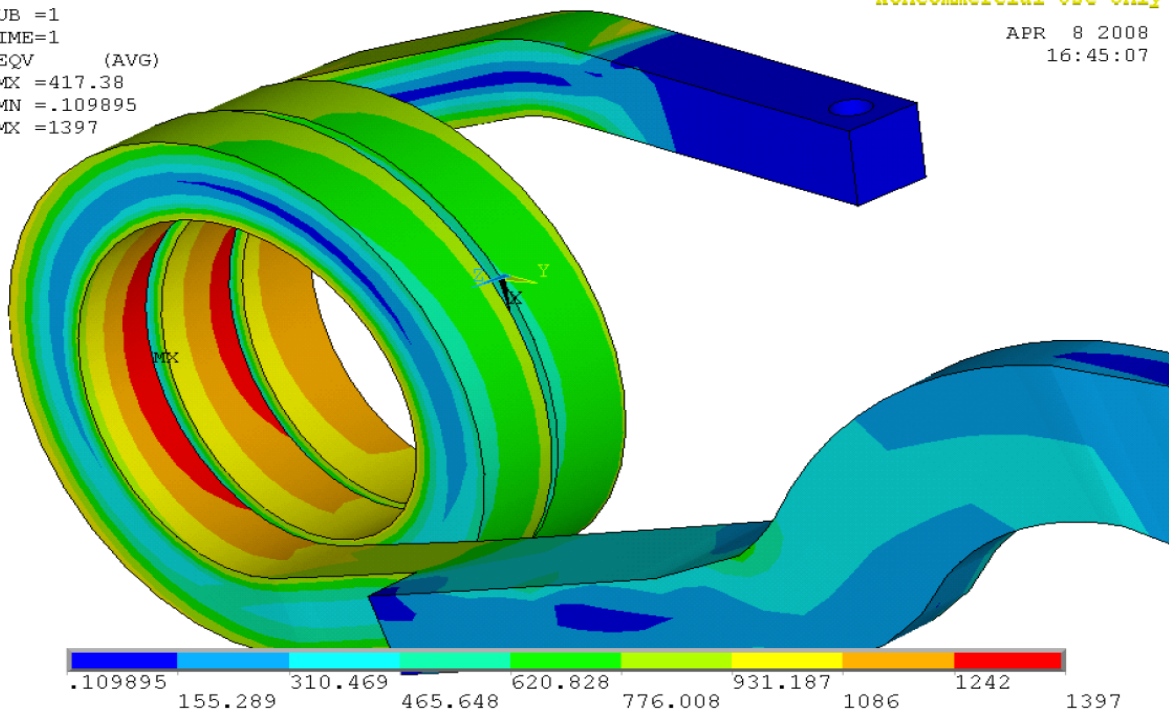
Příloha č.7

Pro $F_t = 1400\text{ N}$; $F_b = 375\text{ N}$; $u_0 = 258\text{ mm}$

1
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =417.38
SMN =.109895
SMX =1397



APR 8 2008
16:45:07



Příloha č.8

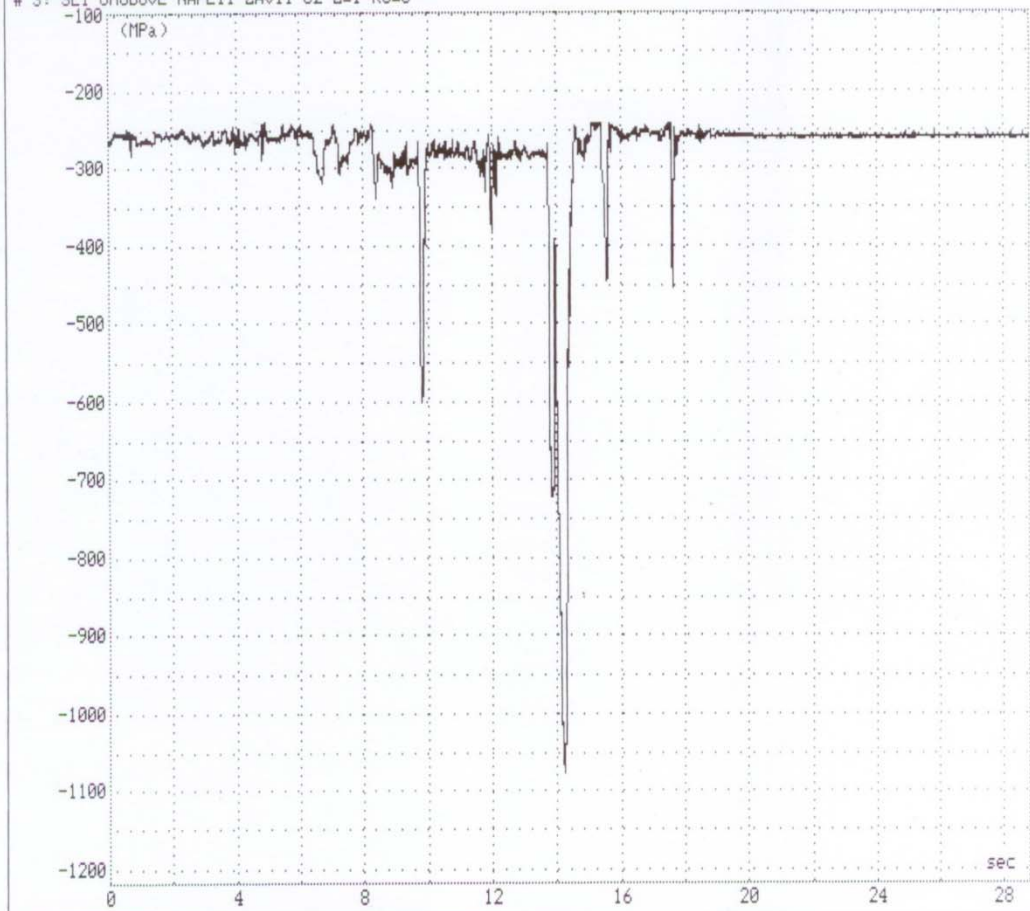


Příloha č.9

Uloha: C:\INMES\STROM\KAMEN > PROVOZNI NAMAHANI SLUPIC
2007.04.12-18:50:18
NEUVYSI SPICKA TLAKOVEHO NAPETI DOSAZENA PRI PREJEZDU
VELKEHO KAMENE (pole pod Ripem)

Příloha č.3

3: SL1 OHUBOVE NAPETI ZAVIT C2 Z=1 KU=8



Usek 0 .. 7357 vzorku = 0 .. 28.739124 sec.