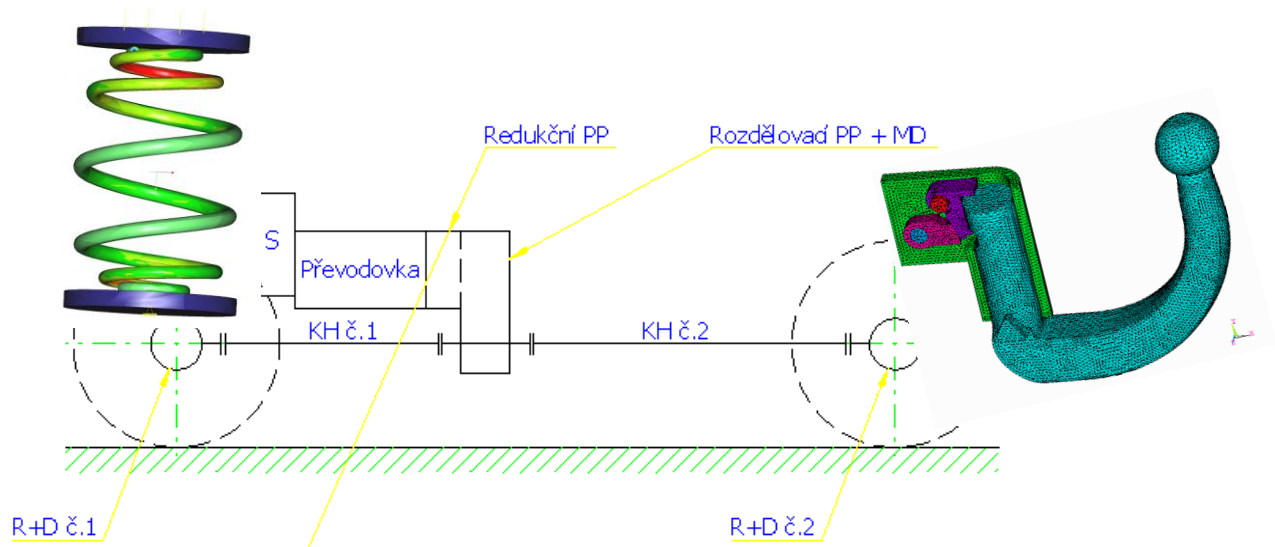


Jan Krmela

Konstrukce silničních vozidel – vybrané výpočty podvozkové části automobilů

VŠ skriptum



2021

Jan Krmela

Konstrukce silničních vozidel – vybrané výpočty podvozkové části automobilů

VŠ skriptum

2021

Autor: doc. Ing. Jan KRMELA, Ph.D.

Pracoviště autora:

Dopravní fakulta Jana Pernera, Univerzita Pardubice, Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika,

Fakulta priemyselných technológií v Púchove, Trenčianska univerzita Alexandra Dubčeka v Trenčíne, Ivana Krasku 491/30, 020 01 Púchov, Slovenská republika,

E-mail: jan2.krmela@post.cz

Název: Konstrukce silničních vozidel – vybrané výpočty podvozkové části automobilů

Druh díla: vysokoškolské skriptum

Jazyk publikace: český

Vydání: první, květen 2021

Návrh obálky: Jan Krmela

Formát: B5, počet stran: 107 + přílohy, elektronická verze (pdf formát skriptum s excelovskými a jinými soubory k vybraným kapitolám)

Vydavatel: Univerzita Pardubice, Studentská 95, 532 10 Pardubice

Země vydavatele: Česká republika

Počet autorských archů (autorských hářkov): 6,29 AA (AH), počet normostran: 125,8 (započítány excelovské a obrázkové soubory, grafy a soubory s rovnicemi)

Recenzent: Ing. Petr JILEK, Ph.D. (Dopravní fakulta Jana Pernera, Univerzita Pardubice)

Skriptum je volně dostupné ke stažení na: <https://eshop.upce.cz/epub/9006580/>
a <http://krmela.wz.cz/contact.html>

Tato publikace neprošla jazykovou úpravou.

© Jan Krmela, 2021

Lze volně šířit, jakkoliv elektronicky.

ISBN 978-80-7560-348-7 (online, pdf)



Předslov

Autor, doc. Ing. Jan Krmela, Ph.D., se dlouhodobě zabývá se problematikou pneumatik a plášťů automobilů, a to výpočtovým modelováním pneumatik doplněnou experimenty pneumatik na statickém a dynamickém zkušebním zařízení, mikroskopickým pozorováním vazeb výztužné kordy-elastomer, studiem degradačních procesů plášťů pneumatik a dlouhvláknových kompozitů s polymerní matricí. Dále se věnuje experimentům vybraných částí pláště na zkušebním zařízení pro zkoušky v tahu, ergonomickým problémům, bezpečnosti práce při experimentech, specifickým experimentům – nízko cyklickému zatěžování v teplotně-vlhkostní komoře, výpočtovému modelování konstrukčních částí automobilů a 3D tisku z pohledu materiálů, výzkumu nových materiálů z recyklátů a optimalizováním podmínek tisku. Je autorem přes 280 publikovaných prací včetně vydání knižních publikací se zaměřením na výpočtové modelování a experimenty pneumatik pro automobily a materiálové parametry plášťů pneumatik.

Odkazy na autorův LinkedIn a Research Gate jsou dostupné na webové stránce <http://krmela.wz.cz/contact.html>, na které je ke stažení toto skriptum a další vysokoškolské učebnice.

Předkládané skriptum bylo vytvořeno pro předměty Konstrukce silničních vozidel I a II. jako studijní materiál pro studenty a jsou orientována na vybrané výpočty podvozkové části automobilů, mezi které patří výpočty spojky, převodovky, vinuté pružiny, ale i tažného zařízení, které lze zařadit do podvozkové části automobilu. Navíc je uveden přístup k výpočtu části rámu automobilu, který názorně prezentuje propojení znalostí z pružnosti, pevnosti a nauky o materiálech.

Jednotlivé výpočty jsou zpracovány do kapitol, které záměrně nemají shodné zpracování výpočtů a formát, např. kapitola 2 výpočet spojky má koncept technické zprávy, zatímco kapitola 1 obsahuje knižní formátování s číslováním vzorců apod. Je to proto, aby si studenti osvojili různé možnosti vyjadřování se a zpracování výpočtů, nakolik všechny varianty lze považovat za správné a jsou v praxi použitelné.

K jednotlivým výpočtům jsou přiloženy soubory v zip formátu, v kterých jsou např. u kapitoly 1 dostupné grafy jako je trakční diagram formou obrázkových souborů a zejména je kladený důraz na excelovské soubory, v kterých si mohou studenti změnit vstupní údaje do výpočtů a obratem mohou sledovat vliv jednotlivých změn na výsledné počítané parametry.

Věřím, že si skriptum mezi studenty najde místo na jeho prostudování jako doplňkový studijní materiál a pomůže studentům ve studiu.

Autor

Poděkování

Vydání tohoto skriptu bylo podpořeno

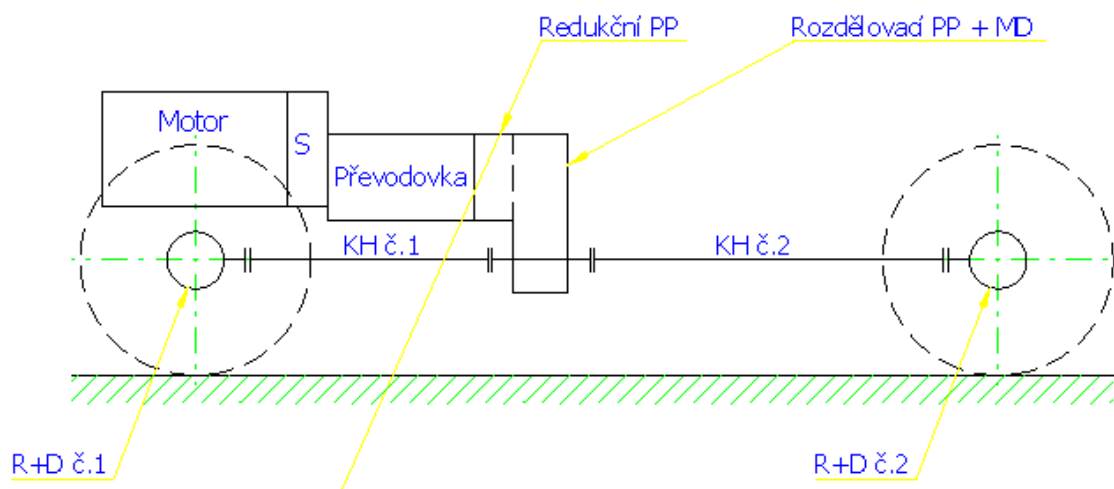
Univerzitou Pardubice v rámci SGS DFJP 2021

a

Kultúrnou a edukačnou grantovou agentúrou MŠVVaŠ Slovenské republiky (KEGA),
grantem **KEGA 002TnUAD-4/2019**.

OBSAH

1. Návrh koncepce automobilu.....	7
2. Výpočet spojky	31
3. Výpočet převodovky	37
4. Výpočet přídatné převodovky.....	43
5. Poznámky k výpočtům kloubového hřídele, stálého převodu a hnacích hřídelů kol	56
6. Výpočet vinuté pružiny	64
7. Výpočet tažného zařízení.....	74
8. Výpočet rámu automobilu.....	84
9. Výpočet tuhosti pneumatiky.....	100
10. Poznámky k součiniteli odporu valení	103
Literatura.....	106



Hodnoty potřebné pro výpočet výkonu motoru automobilu:

- účinnost mechanického převodu: $\eta_m = 0,95$ (volí se na základě praxe),
- rychlost vozidla: $V = 155$ km/h (maximální rychlost),
- celková hmotnost vozidla: $m_a = 2\,190$ kg,
- gravitační zrychlení: $g = 9,81$ m/s²,
- součinitel odporu valení: $f = 0,025$ (suchá polní cesta) – pro případ jízdy max. rychlostí – terénní automobil, proto se volí jízda po suché polní cestě,
- úhel stoupání: $\alpha = 0$ rad – maximální rychlost na rovině
- součinitel odporu vzduchu: $c_x = 0,42$ – osobní terénní automobil (volí se na základě praxe),
- čelní plocha: $S_{\check{c}}$

$$S_{\check{c}} \cong B \cdot H \cong \check{S} \cdot H \cdot 0,75 \text{ [m}^2\text{]} \quad (5)$$

kde:

\check{S} [m]..... šířka vozidla,

H [m]..... výška vozidla,

B [m]..... rozchod předních kol.

Jako údaje nutné pro výpočet čelní plochy se volí parametry osobního terénního automobilu Opel Frontera Sport RS:

šířka vozidla: $\check{S} = 2\,036$ mm,

výška vozidla: $H = 1\,692$ mm,

rozchod kol: $B = 1\,515$ mm.

Vypočtená čelní plocha činí: $S_{\check{c}} = 2,584$ m².

Vypočítané hodnoty odporu valení a odporu vzduchu: $F_f = 537,10$ N;
 $F_V = 1251,39$ N.

Vypočítaná hodnota výkonu motoru: **$P_m = 81,06$ kW.**

1.2. Poznámka

Za vstupní parametry, které nejsou zadány, a proto je nutno tyto parametry vhodně volit, použité ve většině výpočtů, se dosazují parametry osobního terénního automobilu Opel Frontera Sport RS, který byl zvolen (můžeme říct, že daný výpočet byl vyhotovený pro tento automobil jako příklad).

1.3. Výběr motoru

Na základě výše uvedené vypočítané hodnoty výkonu motoru je volený motor s těmito parametry:

motor **2.2 DTI 16V ECOTEC** Turbodiesel s přímým vstřikováním, kapalinou chlazený řadový čtyřválec; výkon **85 kW** při otáčkách 3 800 1/min; největší točivý moment 260 Nm při otáčkách 1 900 1/min. Výše uvedený motor je používán v terénním automobilu Opel Frontera Sport RS.

Vzhledem k tomu, že k tomuto motoru není uváděna momentová a výkonová charakteristika, je volený motor s podobnými parametry: motor **AUDI 100 2,5 l TDI** Turbodiesel s přímým vstřikováním, kapalinou chlazený řadový pětiválec; výkon **85 kW** při otáčkách 3 900 1/min; největší točivý moment 265 Nm při otáčkách 2 320 1/min.

Momentová a výkonová charakteristika spalovacího motoru AUDI 100 2,5 l TDI – grafické znázornění (vnější rychlostní charakteristika) je uvedena na obr. 1; hodnoty točivého momentu M_m a výkonu P_m motoru odpovídající určitým otáčkám motoru n_m jsou uvedeny v tab. 1.

Tab. 1 – hodnoty točivého momentu M_m a výkonu P_m

M_m	n_m	P	M_m	n_m	P
[Nm]	[1/min]	[kW]	[Nm]	[1/min]	[kW]
173,3	1335	24,10	263,0	2600	68,90
181,3	1400	26,80	258,0	2800	72,85
191,6	1475	30,00	251,9	3000	76,30
207,4	1600	35,30	243,5	3200	79,10
219,0	1690	39,40	240,6	3260	79,85
232,1	1800	43,90	234,1	3400	81,60
239,0	1850	46,10	224,5	3600	83,70
251,6	1950	49,90	214,6	3800	84,85
256,5	2000	51,80	209,8	3900	85,00
263,6	2200	57,80	204,8	4000	84,85
264,5	2270	59,75	195,0	4200	84,20
265,0	2320	61,25	184,5	4400	83,45
264,9	2400	63,70	175,8	4565	82,80

1.4. Výpočet maximálního celkového převodového poměru

Vychází se z požadavku maximální stoupavosti vozidla:

$$i_{c\max} = \frac{(F_f + F_s) \cdot r_D}{M_m \cdot \eta_m} \quad [1] \quad (6)$$

kde:

$$F_s = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

F_f [N]..... odpor valení – výpočet dle vzorce (3),

F_s [N]..... odpor do stoupání,

kde: α [rad]..... úhel stoupání

$$\alpha = \arctg\left(\frac{s}{100}\right) \quad (8)$$

s [%] stoupání.

Hodnoty potřebné pro výpočet maximálního celkového převodového poměru:

- účinnost mechanického převodu: $\eta_m = 0,95$,
- celková hmotnost vozidla: $m_a = 2\,190$ kg,
- gravitační zrychlení: $g = 9,81$ m/s²,
- součinitel odporu valení: $f = 0,350$ (bořivý terén) – pro případ požadavku maximální stoupavosti – terénní automobil, proto se volí jízda po bořivém terénu,
- úhel stoupání: $\alpha = 40^\circ$ (tj. $s \approx 83,9$ %),
- maximální točivý moment motoru: $M_m = 265,0$ Nm,
- dynamický poloměr kola: r_D .

Zadaný je rozměr pláště pneumatik 235/80 R16. Hodnota dynamického poloměru kola, zjištěná z katalogu konkrétního výrobce, činí: $r_D = 0,3445$ m.

Vypočítané hodnoty odporu valení a odporu do stoupání činí: $F_f = 5760,17$ N; $F_s = 13809,58$ N.

Vypočítaná hodnota maximálního celkového převodového poměru: **$i_{c\max} = 26,780$** .

Poznámka:

$$i_{c\max} = i_1 \cdot i_0 \cdot i_{red} \quad [1] \quad (9)$$

kde: i_1 [1]..... převodový poměr na prvním převodovém stupni,

i_0 [1]..... stálý převod v rozvodovce,

i_{red} [1]..... převodový poměr v redukcii.

1.5. Výpočet minimálního celkového převodového poměru

Vychází se z požadavku maximální rychlosti vozidla na rovině.

$$i_{c\min} = \frac{(F_f + F_V) \cdot r_D}{M_{m_p} \cdot \eta_m} \quad [1] \quad (10)$$

kde:

F_f [N]..... odpor valení – výpočet dle vzorce (3),

F_V [N]..... odpor vzduchu – výpočet dle vzorce (4).

Hodnoty potřebné pro výpočet minimálního celkového převodového poměru:

- účinnost mechanického převodu: $\eta_m = 0,95$,
- celková hmotnost vozidla: $m_a = 2\,190$ kg,
- gravitační zrychlení: $g = 9,81$ m/s²,
- součinitel odporu valení: $f = 0,025$ (suchá polní cesta) – pro případ jízdy max. rychlostí – terénní automobil, proto volíme jízdu po suché polní cestě

- úhel stoupání: $\alpha = 0$ rad – rovina,
- rychlost vozidla: $V = 155$ km/h (maximální rychlost),
- součinitel odporu vzduchu: $c_x = 0,42$,
- čelní plocha: $S_c = 2,584$ m²,
- točivý moment motoru při max. výkonu motoru: $M_m = 209,8$ Nm,
- dynamický poloměr kola: $r_D = 0,3445$ m.

Vypočítané hodnoty odporu valení a odporu vzduchu činí: $F_f = 537,10$ N; $F_V = 1251,39$ N.

Vypočítaná hodnota minimálního celkového převodového poměru podle vzorce (10): $i_{c\ min} = 3,091$

Minimální celkový převodový poměr lze počítat z následujícího vztahu:

$$i_{c\ min} = \frac{0,377 \cdot n_{m\ max} \cdot r_D}{V_{\max}} \quad [1] \quad (11)$$

kde:

$n_{m\ max}$ [1/min].... otáčky motoru odpovídající maximálnímu výkonu motoru.

Hodnoty potřebné pro výpočet minimálního celkového převodového poměru dle vzorce (11):

- maximální rychlost vozidla: $V = 155$ km/h,
- otáčky motoru odpovídající maximálnímu výkonu motoru: $n_{m\ max} = 3\ 900$ 1/min,
- dynamický poloměr kola: $r_D = 0,3445$ m.

Vypočítaná hodnota minimálního celkového převodového poměru podle (11): **$i_{c\ min} = 3,268$** .

Výpočet provedený dle vzorce (11) je použitelnější v praxi. Proto s takto vypočtenou hodnotou se dále uvažuje, tj. $i_{c\ min} = 3,268$.

1.6. Návrh počtu a odstupňování rychlostních stupňů

Vozidlo bude řešeno s pohonem 4x4 s odpojitelným pohonem přední nápravy. Bude použita rozdělovací přídavná převodovka. Rozdělení točivého momentu na poháněné nápravy: 50 % – přední náprava; 50 % – zadní náprava. Provedeno tak, aby bylo možné přejít z režimu 4x4 (pohon všech kol) na 4x2 s pohonem jen zadní nápravy, a naopak během jízdy.

Následuje mezinápravový diferenciál s viskózní brzdou.

Před rozdělovací přídavnou převodovkou bude umístěna redukční přídavná převodovka. Ta bude umožňovat přepínání režimu „terén“ – „silnice“ neboli nízká – vysoká redukce (možnost přepínání během jízdy).

Výpočet velikosti stálého převodu

$$i_o = \frac{i_{c \min}}{i_{k \min}} \quad [1] \quad (12)$$

kde:

$i_{c \min}$ [1] minimální celkový převodový poměr – vypočet dle vzorce (11),

$i_{k \min}$ [1] předběžně voleno: $i_{k \min} = 0,809$.

Vypočítaná hodnota stálého převodového poměru: **$i_o = 4,039$** .

Odstupňování rychlostních stupňů

Volena je geometrická řada odstupňování rychlostních stupňů, konkrétně progresivní geometrické odstupňování.¹

Rozsah převodů:

$$r = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}} = \frac{i_1 \cdot i_o}{i_{k \min} \cdot i_o} = \frac{i_1}{i_{k \min}} \quad [1] \quad (13)$$

Pro výpočet rozsahu převodů je nutné znát převodový poměr prvního převodového stupně.

První převodový stupeň je vypočítáný na základě známé velikosti maximálního převodového stupně, ovšem v tomto je započítána i hodnota převodového stupně redukční přídavné převodovky – terénní stupeň. Hodnota tohoto převodového stupně byla zjištěna za pomoci výpočtu provedeného v programu MS Excel a to tak, aby tato hodnota vyhovovala z hlediska dalších výpočtů.

Hodnota převodového stupně redukční přídavné převodovky – terénní stupeň: **$i_T = 1,867$** .

Pozn.: většina výpočtů týkajících se převodových poměrů byla provedena v MS Excel z důvodu optimalizace výsledků. Takto byly provedeny i další výpočty uvedené ve skriptu.

Rozsah převodů vypočítaný dle (13): **$r = 4,389$** ⇒ volíme **5stupňovou** převodovku. Převodové skoky:

$$q_{4-5} > q_{3-4} > q_{2-3} > q_{1-2} \Leftrightarrow \frac{i_1}{i_2} < \frac{i_2}{i_3} < \frac{i_3}{i_4} < \frac{i_4}{i_5} \quad (14)$$

Nejmenší převodový skok – volíme:

$$q_{n \min} = \frac{i_4}{i_5} \quad [1] \quad (15)$$

kde:

i_4 [1] převodový poměr čtvrtého převod. stupně $i_4 = 1,000$ – volíme,

¹ Postup výpočtu – viz. prof. Vlk: *Dynamika motorových vozidel*. Brno, 2000.

i_5 [1] převodový poměr pátého převod. stupně $i_5 = i_{k\ min} = 0,809$

$$q_{n\ min} = 1,23609$$

Převodové skoky voleny tak, aby:

$$y = \frac{q_{1-2}}{q_{2-3}} = \frac{q_{2-3}}{q_{3-4}} = \frac{q_{3-4}}{q_{4-5}} = konst. \quad q_{1-2} = y \cdot q_{2-3} = y^2 \cdot q_{3-4} = \dots = y \cdot \frac{i_2}{i_3} = y^2 \cdot \frac{i_3}{i_4} = y^3 \cdot \frac{i_4}{i_5} \quad (16)$$

Poměr převodových stupňů:

$$y = \frac{z^2 - 3z + 2}{2} \sqrt{\frac{r}{q_{n\ min}^{(z-1)}}} \quad [1] \quad (17)$$

Poměr převodových stupňů:

kde:

z [1] počet rychlostních stupňů $z = 5$

$$y = 1,11096$$

Výpočet převodového poměru na 3. rychlostní stupeň:

$$i_3 = i_4 \cdot q_{3-4}; \quad q_{3-4} = y \cdot q_{4-5}; \quad q_{4-5} = q_{n\ min} \Rightarrow i_3 = i_4 \cdot y \cdot q_{n\ min} \quad (18)$$

$$i_3 = 1,37325$$

Takto postupuji při výpočtu převodového poměru na 2. a 1. rychlostním stupni.

Tab. 2 – Hodnoty převodového skoku

Převodový skok			
z 1. na 2.	z 2. na 3.	z 3. na 4.	z 4. na 5.
1,69491	1,52563	1,37325	1,23609

Převodový poměr redukční přídavné převodovky – silniční stupeň

Hodnota volena: $i_S = 1,000$.

Převodové poměry na jednotlivých rychlostních stupních

Tab. 3 – Převodové poměry

Redukce	Převodový poměr na jednotlivých převodových stupních					
	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_{ZCh}
silnice – vysoká	3,551	2,095	1,373	1,000	0,809	3,665
terén – nízká	i_{1T}	i_{2T}	i_{3T}	i_{4T}	i_{5T}	i_{ZChT}
	6,630	3,911	2,564	1,867	1,510	6,843

Hodnota převodového poměru pro zpětný chod (zpátečku) je vhodně zvolena s ohledem na převodový poměr 1. rychlostního stupně.

Shrnutí – rychlostní stupně

Tab. 4 – Celkové převodové poměry

Stálý převod nápravy	Převodový poměr na jednotlivých převodových stupních					
	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_{ZCh}
i_0 4,039	3,551	2,095	1,373	1,000	0,809	3,665
Celkový převod. poměr pro jednotlivé převodové stupně $i_{ci\ silnice}$	i_{c1} 14,344	i_{c2} 8,463	i_{c3} 5,547	i_{c4} 4,039	i_{c5} 3,268	i_{cZCh} 14,804
Celkový převod. poměr pro jednotlivé převodové stupně $i_{ci\ terén}$	i_{c1T} 26,780	i_{c2T} 15,800	i_{c3T} 10,356	i_{c4T} 7,542	i_{c5T} 6,101	i_{cZChT} 27,640

Z tabulky lze vyčíst krajní hodnoty celkového převodového poměru, tj. hodnota minimálního a maximálního celkového převodového poměru: $i_{c5} = i_{c\ min}$; $i_{c1T} = i_{c\ max}$.

„Pilový diagram“

Hodnoty pro sestrojení diagramu – maximální dosažitelné rychlosti pro jednotlivé rychlostní stupně při otáčkách odpovídajících maximálnímu výkonu motoru (tj. při $n_{max} = n_{Pmax} = 3\ 900\ 1/min$) vykazuje tab. 5.

V tab. 6 jsou uvedeny hodnoty tzv. řadících otáček n_r . Ty jsou stejné jak pro silniční, tak pro terénní stupně.

Tab. 5 – Hodnoty pro sestrojení „pilového diagramu“

Redukce	Max. rychlosti na jednotlivých převodových stupních při n_{Pmax} [km/h]				
	silnice – vysoká	35,31	59,85	91,31	125,40
terén – nízká	18,91	32,06	48,91	67,16	83,02

 Tab. 6 – Řadící otáčky n_r

n_r [1/min]			
z 1. na 2.	z 2. na 3.	z 3. na 4.	z 4. na 5.
2301	2556	2840	3155

Grafické znázornění „pilového diagramu“ – viz. příloha č. 1.

1.7. Celkové uspořádání převodního ústrojí

Kinematické schéma převodního ústrojí – viz. příloha č. 2.

1.8. Kontrola na adhezi

Kontrola na adhezi z hlediska přenosu M_{max} při 1. red. stupni

Hodnota výstupního momentu:

$$M_{výst} = M_{max} \cdot i_{c1T} \cdot \eta \quad [Nm] \quad (19)$$

$$M_{výst} = 6\,741,8 \text{ Nm}$$

Hodnota adhezního momentu:

$$M_{ad} = \varphi \cdot m_a \cdot g \cdot \cos \alpha_{max} \quad [Nm] \quad (20)$$

kde: α_{max} [rad]..... maximální úhel stoupání: $\alpha = 40^\circ$

Minimální hodnota součinitele adheze:

$$M_{výst} \leq M_{ad} \Rightarrow \varphi \geq \frac{M_{výst}}{m_a \cdot g \cdot \cos \alpha_{max}} \quad [1] \quad (21)$$

$$\underline{\varphi_{min} = 0,4096.}$$

Posouzení hodnoty součinitele adheze:

Vypočítaná hodnota minimálního součinitele adheze musí být menší než hodnota součinitele adheze pro daný povrch vozovky neboli:

$$\varphi_{min} \leq \varphi \quad (22)$$

φ pro povrch vozovky ulehlá ornice ($\varphi = 0,5$) – vyhovuje; φ pro povrch vozovky hlinitá polní cesta ($\varphi = 0,8$) – vyhovuje.

Z hlediska adheze je možné přenést M_{max} při 1. red. rychlostním stupni na různých površích vozovek se součinitelem adheze větším než 0,41.

Hodnota maximálního momentu motoru pro vozovku hlinitá polní cesta ($\varphi = 0,8$):

$$M_{max} = \frac{M_{ad}}{i_{c1T} \cdot \eta} \quad [Nm] \quad (23)$$

$$M_{ad} = 13\,166,1 \text{ Nm}$$

$$M_{max} = 517,5 \text{ Nm}$$

Na vozovce hlinitá polní cesta je možné přenést až $M_{max} = 517,5 \text{ Nm}$ při 1. red. rychlostním stupni.

Kontrola na adhezi z hlediska zatížení náprav

- Pohon jen zadní nápravy

$$F_s + F_f \leq F_{ad} \quad (24)$$

$$m_a \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \leq G_{ad} \cdot \varphi = Z_2 \cdot \varphi$$

$$Z_{2\text{ bez přívěsu}} = \frac{m_a \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha \cdot r_D + \sin \alpha \cdot h_T + \cos \alpha \cdot l_1)}{L} \quad [N]$$

$$Z_{2s\text{ přívěsem}} = \frac{m_a \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha \cdot r_D + \sin \alpha \cdot h_T + \cos \alpha \cdot l_1) + m_H \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) h_H}{L} \quad (25)$$

kde: G_{ad} [N]..... adhezní tíha,

l_1 [m]..... vzdálenost těžiště od přední nápravy: $l_1 = 1,1$ m,

L [m]..... rozvor náprav: $L = 2,4$ m,

h_T [m]..... výška těžiště: $h_T = 0,650$ m,

m_H [kg]..... hmotnost přívěsu,

h_H [m]..... výška přípojného zařízení přívěsu,

G_a [N]..... tíha automobilu,

při pohonu jen zadní nápravy: $G_{ad} = Z_2$.

Dále řeším bez přívěsu (tj. pro $m_H = 0$ kg).

Po úpravě a dosazení za Z_2 lze napsat:

$$(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot L \leq \varphi \cdot (f \cdot \cos \alpha \cdot r_D + \sin \alpha \cdot h_T + \cos \alpha \cdot l_1) \quad /: \cos \alpha$$

$$(f + \operatorname{tg} \alpha) \cdot L \leq \varphi \cdot (f \cdot r_D + \operatorname{tg} \alpha \cdot h_T + l_1) \quad (26)$$

$$\Rightarrow \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{\varphi \cdot (f \cdot r_D + l_1) - f \cdot L}{L - \varphi \cdot h_T} \Rightarrow \alpha$$

Tab. 7 – Vypočítané hodnoty α pro různé povrchy vozovky při pohonu ZN

	f [1]	φ [1]	α [°]	s [%]
bořivý terén	0,350	0,50	-6,32	-11,1
suchá polní cesta	0,025	0,80	23,74	44,0
suchý asfalt	0,015	0,80	24,28	45,1
suchý beton	0,015	0,85	26,06	48,9
suchý drsný beton	0,015	0,95	29,63	56,9

Z výše uvedené tabulky je patrné, že na suché asfaltové vozovce je potřeba od stoupavosti větší než $26,1^\circ$ (neboli 48,9 %) zapnout pohon všech kol (4x4) z důvodu překročení adheze.

Průjezd bořivým terénem nelze i na rovině uskutečnit pouze s pohonem zadní nápravy z důvodu překročení adheze. Zde je nutno vždy zapnout pohon 4x4.

- *Kontrola z hlediska řiditelnosti*

$$Z_{1\min} [N] \geq 0,15 \cdot G_a \cdot \cos \alpha = 0,15 \cdot m_a \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (27)$$

pro $f = 0,350$ a pro $\alpha = 40^\circ$:

$$Z_{1\min} = 4\,347,6 \text{ N} \geq 0,15 \cdot G_a \cdot \cos \alpha = 0,15 \cdot 16\,457,6 \text{ N} = 2\,468,6 \text{ N}$$

Podmínka (27) je splněna i při maximální stoupavosti 40° na bořivém terénu.

- *Pohon 4x4*

Pro výpočet použijí vzorec (24). Při pohonu všech kol: $G_{ad} = G_a \cdot \cos \alpha$

$$\begin{aligned} m_a \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) &\leq G_{ad} \cdot \varphi = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \varphi = m_a \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \varphi \quad /: \cos \alpha \\ f + \operatorname{tg} \alpha &\leq \varphi \\ \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha &\leq \varphi - f \Rightarrow \alpha \end{aligned} \quad (28)$$

Tab. 8 – Vypočítané hodnoty α pro různé povrchy vozovky při pohonu 4x4

	f [1]	j [1]	a [°]	s [%]
bořivý terén	0,350	0,50	8,53	15,0
suchá polní cesta	0,025	0,80	37,78	77,5
suchý asfalt	0,015	0,80	38,13	78,5
suchý beton	0,015	0,85	39,86	83,5
suchý drsný beton	0,015	0,95	43,08	93,5

Z výše uvedené tabulky je patrné, že na suché asfaltové vozovce je vozidlo schopné s pohonem 4x4 vyjet svah se stoupavostí až $38,1^\circ$ neboli 78,5 % z hlediska adheze.

1.9. Trakční diagram

Hodnoty potřebné pro konstrukci trakčního diagramu a dynamické charakteristiky

- Momentová a výkonová charakteristika spalovacího motoru: graf. znázornění – viz. příloha č. 1.
- Převodové poměry na jednotlivých převodových stupních a celkové převodové poměry pro jednotlivé převodové stupně – viz. Tab. 3 a Tab. 4 .
- Účinnost mech. převodu: $\eta_m = 0,95$.
- Dynamický poloměr kola: $r_D = 0,3445 \text{ m}$.
- Hmotnost vozidla celková: $m_a = 2\,190 \text{ kg}$.
- Součinitel odporu vzduchu: $c_x = 0,42$.
- Čelní plocha: $S_{\check{c}} = 2,584 \text{ m}^2$.

Konstrukce trakčního diagramu

Pro daný převodový stupeň a daný točivý moment motoru a tomu odpovídající otáčky motoru platí:

$$F_T = \frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_c}{r_D} \quad [N]; \quad V = \frac{0,377 \cdot n_m \cdot r_D}{i_c} \quad [km \cdot h^{-1}] \quad (29)$$

kde:

F_T [N]trakční síla,

V [km/h]rychlost vozidla,

M_m [Nm]moment motoru při otáčkách n_m – viz. Tab. 1,

n_m [1/min] otáčky motoru odpovídající M_m – viz. Tab. 1,

η_m [1]účinnost mech. převodu: $\eta_m = 0,95$,

i_c [1]celkový převodový poměr pro jednotlivé převodové stupně, – viz. Tab. 4 ,

r_D [m]dynamický poloměr kola: $r_D = 0,3445$ m.

Hodnoty pro konstrukci trakčního diagramu pro jednotlivé rychlostní stupně, tj. hodnoty vypočítaných trakčních sil a hodnoty vypočítaných rychlostí vozidla podle vzorce (29) – viz. příloha č. 3 pro silnici a příloha č. 3 a pro terén.

Z rovnice rovnováhy sil na vozidle platí:

$$F_T = F_f + F_S + F_V = \Sigma F_j \quad [N] \quad (30)$$

kde:

ΣF_j [N]součet jízdních odporů – viz. příloha č. 4 pro silnici a příloha č. 4 a pro terén,

F_f [N]odpor valení vypočítaný podle vzorce (3) – pro dané stoupání s (%) (stoupání odstupňováno po 5 %) – viz. Tab. 10

F_S [N] odpor ze stoupání vypočítaný podle vzorce (7) – pro dané stoupání s (%) (stoupání odstupňováno po 5 %) – viz. Tab. 10 ,

F_V [N]odpor vzduchu vypočítaný podle vzorce (4) – pro danou rychlost vozidla V (km/h) (rychlost odstupňována po 5 km/h) – viz. Tab. 9 .

Tab. 9 – Vypočtené hodnoty odporu vzduchu F_V – silnice a terén

Silnice

V	F_V	V	F_V
[km/h]	[N]	[km/h]	[N]
0	0,00	90	421,91
5	1,30	95	470,09
10	5,21	100	520,87
15	11,72	105	574,26
20	20,83	110	630,25
25	32,55	115	688,85
30	46,88	120	750,05
35	63,81	125	813,86
40	83,34	130	880,27
45	105,48	135	949,29
50	130,22	140	1020,91
55	157,56	145	1095,13
60	187,51	150	1171,96
65	220,07	155	1251,39
70	255,23	160	1333,43
75	292,99	165	1418,07
80	333,36	170	1505,32

Terén

V	F_V	V	F_V
[km/h]	[N]	[km/h]	[N]
0	0,00	60	187,51
5	1,30	65	220,07
10	5,21	70	255,23
15	11,72	75	292,99
20	20,83	80	333,36
25	32,55	85	376,33
30	46,88	90	421,91
35	63,81	95	470,09
40	83,34	100	520,87
45	105,48	105	574,26
50	130,22	110	630,25
55	157,56	115	688,851

Tab. 10 – Vypočtené hodnoty odporu valení F_f , odporu ze stoupání F_s

Stoupání	F_f	F_s
[%]	[N]	[N]
0	7519,37	0,00
5	7509,98	1072,85
10	7482,05	2137,73
15	7436,17	3186,93
20	7373,34	4213,34
25	7294,86	5210,61
30	7202,25	6173,35
35	7097,22	7097,22
40	6981,56	7978,92
45	6857,07	8816,23
50	6725,52	9607,89
55	6588,59	10353,49
60	6447,80	11053,38
65	6304,56	11708,48
70	6160,10	12320,21
75	6015,49	12890,34
80	5871,64	13420,89
85	5729,30	13914,01
90	5589,10	14371,97
95	5451,54	14797,02
100	5316,99	15191,41

Konstrukce ideálního průběhu hnací síly

V následujících tabulkách je vypočtena hodnota trakční síly a hodnota rychlosti vozidla pro jednotlivé převodové stupně (dle vzorce (29)) odpovídající točivému momentu motoru $M_m = 209,8 \text{ Nm}$ při maximálním výkonu motoru $P = 85,0 \text{ kW}$ a odpovídajících otáčkách motoru $m_m = 3\,900 \text{ 1/min}$ (viz. Tab. 1 nebo Příloha I).

Tab. 11 – Silnice

Převod. stupeň	F_{Ti}	V_i
	[N]	[km/h]
první	8298,52	35,31
zpáteční chod	8565,03	34,21
druhý	4896,14	59,85
třetí	3209,26	91,31
čtvrtý	2336,98	125,40
pátý	1890,62	155,00

Tab. 12 – Terén

Převod. stupeň	F_{Ti}	V_i
	[N]	[km/h]
první	15493,34	18,91
zpáteční chod	15990,91	18,33
druhý	9141,09	32,06
třetí	5991,69	48,91
čtvrtý	4363,14	67,16
pátý	3529,78	83,02

Grafické znázornění trakčního diagramu – viz. příloha č. 5 pro silnici a příloha č. 5 a pro terén. Grafické znázornění trakčního diagramu pro všechny rychlostní stupně – viz. příloha č. 5 b.

Z grafického znázornění trakčního diagramu lze zjistit tyto hodnoty

- Maximální rychlost jízdy vozidla – je dána průsečíkem hnací síly na nejvyšším převodovém stupni (tj. při 5. rychlostním stupni a silniční redukci) a křivkou jízdních odporů se stoupáním 0 %, činí $V_{max} = 159,1$ km/h.
- Stoupavost vozidla na jednotlivé rychlostní stupně – viz. následující tabulky

Tab. 13 – Hodnota stoupavosti v % pro silniční převodové stupně
(odečteno z křivek součtu jízdních odporů při $f = 0,025$)

Stoupání s	Převodový stupeň					
	první	druhý	třetí	čtvrtý	pátý	zpětný chod
%	52,5	27,0	15,9	10,0	6,8	54,8

Platí pro $i_{red} = 1,000$

Tab. 14 – Hodnota stoupavosti v % pro terénní převodové stupně (odečteno z křivek součtu jízdních odporů při $f = 0,350$; u třetího, čtvrtého a pátého rychlostního stupně – odečteno z křivek při $f = 0,025$)

Terén	Převodový stupeň					
Stoupání s	první	druhý	třetí	čtvrtý	pátý	zpětný chod
%	83,9	19,7	0,0 = 34,6*	23,5 *	18,0 *	93,8

Platí pro $i_{red} = 1,867$

* = při $f = 0,025$

Z Tab. 14 plyne: při jízdě na bořivém terénu do stoupání má smysl použít první dva rychlostní stupně. Ostatní rychlostní stupně lze využít při jízdě na vozovce s nižším f např. suchá polní cesta.

Na první rychlostní stupeň lze vyjet svah bořivým terénem se stoupáním $83,9\% = 40^\circ$, což je také kontrola s ohledem na zadání – požadovaná max. stoupavost 40° . (Pozn.: Stoupavost z hlediska motorických vlastností vozidla nikoliv z hlediska adheze).

- Určit rychlost pro vhodné okamžiky řazení rychlostních stupňů z hlediska trakční síly (hodnoty odečteny z grafu)

Tab. 15 – Pro silniční rychlostní stupně

Rychlost jízdy V [km/h] pro vhodné okamžiky řazení rychlostních stupňů			
z prvního na druhý	z druhého na třetí	z třetího na čtvrtý	z čtvrtého na pátý
41,3	70,0	106,8	143,2

Platí pro $i_{red} = 1,000$

Tab. 16 – Pro terénní rychlostní stupně

Rychlost jízdy V [km/h] pro vhodné okamžiky řazení rychlostních stupňů			
z prvního na druhý	z druhého na třetí	z třetího na čtvrtý	z čtvrtého na pátý
22,1	37,5	57,2	76,6

Platí pro $i_{red} = 1,867$

Tab. 17 – Pro všechny rychlostní stupně

Rychlost jízdy V [km/h] pro vhodné okamžiky řazení rychlostních stupňů			
z 1. red. na 2. red.	z 2. red. na 1.	z 1. na 3. red.	z 3. red. na 2.
22,1	34,8	41,3	55,3
z 2. na 4. red.	z 4. red. na 5. red.	z 5. red. na 3.	z 3. na 4.
65,8	76,8	89,3	106,8
z 4. na 5.			
143,2			

Pro rychlostní stupně jdoucí následující za sebou v celkovém trakčním diagramu – viz. příloha č. 5 b.

- Jakou rychlostí lze jet do určitého stoupání
Např. při jízdě na 2. silniční rychlostní stupeň po suché polní cestě lze jet do kopce se stoupáním 25 % rychlostí 46,6 km/h.
Pozn.: Při jízdě na 1. terénní rychlostní stupeň v bořivém terénu lze jet do kopce se stoupáním 83,9 % = 40° rychlostí asi 11,3 km/h.
- Vhodnost odstupňování rychlostních stupňů
Lze posoudit z trakčního diagramu dle plochy mezi křivkami hnacích sil pro jednotlivé rychlostní stupně a křivkou ideálního průběhu hnací síly.
V tomto případě je odstupňování rychlost. stupňů vhodně voleno.
- Přebytek hnací síly při určité rychlosti jízdy a křivek jízdních odporů při určitém stoupání.
Např. pro 4. silniční rychlostní stupeň, rychlost jízdy $V=120,0$ km/h, stoupání $s = 0$ % \Rightarrow přebytek hnací síly činí asi 1 160 N.
Přebytek hnací síly lze využít k akceleraci nebo k tahu přívěsu.

1.10. Dynamická charakteristika

Pro daný převodový stupeň a daný točivý moment motoru a tomu odpovídající otáčky motoru platí:

$$D = \frac{F_T - F_V}{G} = \frac{F_T - F_V}{m_a \cdot g} \quad [1] \quad (31)$$

kde:

D [1] dynamický faktor,

F_V [N] odpor vzduchu vypočítaný podle vzorce (4) – pro danou rychlost vozidla V (km/h) vypočítanou dle vzorce (29) pro určitý točivý moment motoru při daných otáčkách a daném převodovém stupni,

F_T [N] trakční síla vypočítaná dle vzorce (29),

m_a [kg] celková hmotnost vozidla

$$m_a = 2\,190 \text{ kg},$$

g [m/s²] gravitační zrychlení

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2.$$

Konstrukce dynamické charakteristiky

Hodnoty pro konstrukci dynamické charakteristiky pro jednotlivé rychlostní stupně, tj. hodnoty vypočítaného dynamického faktoru podle vztahu (31) a hodnoty vypočítaných rychlostí vozidla podle vzorce (29) – viz příloha č. 6 pro silnici a příloha č. 6 a pro terén.

Grafické znázornění dynamické charakteristiky – viz. příloha č. 7.

Z rovnice rovnováhy sil na vozidle po úpravě platí:

$$D = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \nu \cdot \frac{a}{g} + \frac{F_H}{G} \quad [1] \quad (32)$$

kde:

F_H [N] odpor přívěsu (přívěsů),

a [m/s²] zrychlení vozidla,

ν [1] součinitel vlivu rotačních hmot.

Z grafického znázornění dynamické charakteristiky lze zjistit tyto hodnoty

- Maximální stoupavost, maximální akcelerace,
- Porovnat dynamický faktor na jednotlivých stupních (čím je D vyšší tím lepší dynamičnost)

Z grafického znázornění dynamické charakteristiky plyne: nejvyšší hodnota dynamického faktoru pro jednotlivé stupně a rozsah, v němž se dynamický faktor pohybuje pro jednotlivé rychlostní stupně – viz. následující tabulky.

Tab. 18 – Maximální hodnoty dynamického faktoru pro silniční rychlostní stupně

Platí pro $i_{red} = 1,000$

	Převodový stupeň					
	první	druhý	třetí	čtvrtý	pátý	zpětný chod
Maximální dynam. faktor D_{max}	0,4868	0,2848	0,1815	0,1245	0,0923	0,5026
Rozsah $\Delta D = D_{max} - D_{min}$	0,1681	0,1057	0,0841	0,0856	0,0983	0,1736

Tab. 19 – Maximální hodnoty dynamického faktoru pro terénní rychlostní stupně

Platí pro $i_{red} = 1,867$

	Převodový stupeň					
	první	druhý	třetí	čtvrtý	pátý	zpětný chod
Maximální dynam. faktor D_{max}	0,9106	0,5366	0,3502	0,2527	0,2016	0,9399
Rozsah $\Delta D = D_{max} - D_{min}$	0,3075	0,1834	0,1245	0,0975	0,0868	0,3173

1.11. Výpočet stoupavosti z hlediska tažení přívěsu

Pro výpočet hodnoty dynamického faktoru pro první redukovaný stupeň použijí vzorec (31), který po úpravě a dosažení lze napsat:

$$D = \frac{F_T - F_V}{G} = \frac{M_{m_{\max}} \cdot \eta_m \cdot i_{c_{\max}} - 1,25 \cdot 0,048 \cdot c_x \cdot S_x \cdot V^2}{m_a \cdot g} \quad (33)$$

Koeficient 1,25 u výpočtu odporu vzduchu je použit proto, že je uvažováno zvýšení odporu vzduchu vlivem přesahu přívěsu – volíme zvýšení o 25 %.

Vypočítané hodnoty trakční síly a odporu vzduchu: $F_T = 19\,569,8$ N; $F_V = 8,2$ N.

Vypočítaná hodnota dynamického faktoru: **$D = 0,9105$** (pro $i_{c_{\max}} = 26,780$; $V = 11,25$ km/h).

Lze taky napsat vztah vyplývající z (32):

$$\begin{aligned} D &= f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{F_H}{G} = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{m_H \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{m_a} \\ \Rightarrow m_H &= \frac{(D - f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \cdot m_a}{(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)} \end{aligned} \quad (34)$$

Hodnoty hmotnosti přívěsu odpovídající dané hodnotě součinitele odporu valení a úhlu stoupání jsou uvedeny v následujících tabulkách – Tab. 20 a Tab. 21. Výpočty byly provedeny pro tyto povrchy vozovky: bořivý terén; suchý polní cesta.

Výše uvedený výpočet byl proveden z hlediska motorických vlastností vozidla.

Z hlediska adheze lze prověřit dva případy:

- Jaké stoupání α je možné dosáhnout při m_H určeného z motorických vlastností vozidla

$$m_a \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + m_H \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \leq G_{ad} \cdot \varphi = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \varphi = m_a \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \varphi$$

$$\left(1 + \frac{m_H}{m_a}\right) \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \leq \cos \alpha \cdot \varphi \quad /: \cos \alpha$$

$$\Rightarrow \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{\varphi - f \cdot \left(1 + \frac{m_H}{m_a}\right)}{\left(1 + \frac{m_H}{m_a}\right)}$$

(35)

Maximální hodnoty α_{\max}^* – viz. tabulky Tab. 20 a Tab. 21.

- Jakou hmotnost přívěsu m_H lze utáhnout pro α zvolené při výpočtu hmotnosti přívěsu z hlediska motorických vlastností

$$m_a \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + m_H \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \leq G_{ad} \cdot \varphi = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \varphi = m_a \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \varphi$$

$$\Rightarrow m_H \leq \frac{m_a \cdot (\cos \alpha \cdot \varphi - f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha)}{f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}$$

(36)

Maximální hodnoty m_{Hmax}^* – viz. tabulky Tab. 20 a Tab. 21.

Tab. 20 – Bořivý terén

f [1]	s [%]	α [°]	m_H [kg]	α_{max}^* z hlediska adheze pro m_H [°]	s_{max}^* z hlediska adheze pro m_H [%]	m_{Hmax}^* z hlediska adheze pro α [kg]
0,350	40,0	21,80	673,5	1,86	3,2	-730,0
	30,0	16,70	1012,8	-0,46	-0,8	-505,4
	20,0	11,31	1507,3	-3,08	-5,4	-199,1
	12,0	6,84	2083,1	-5,36	-9,4	139,8
	10,0	5,71	2263,3	-5,94	-10,4	243,3
	0,0	0,00	3507,3	-8,97	-15,8	938,6

Z uvedené tabulky: při jízdě bořivým terénem ($f = 0,350$; $\varphi = 0,5$) lze z hlediska motorických vlastností (při M_{max} , 1. red. a $V = 11,25$ km/h) na rovině táhnout přívěs o hmotnosti asi 3 507 kg, avšak z hlediska adheze lze táhnout přívěs pouze 938 kg. Pokud bychom chtěli táhnout přívěs o hmotnosti 3 507 kg v bořivém terénu, museli bychom jet ze svahu s klesáním minimálně 15,8 %!

Tab. 21 – Suchá polní cesta

f [1]	s [%]	α [°]	m_H [kg]	α_{max}^* z hlediska adheze pro m_H [°]	s_{max}^* z hlediska adheze pro m_H [%]	m_{Hmax}^* z hlediska adheze pro α [kg]
0,025	83,9	40,00	822,6	29,10	55,7	-162,2
	80,0	38,66	905,3	28,41	54,1	-66,4
	70,0	34,99	1167,3	26,42	49,7	226,6
	60,0	30,96	1530,7	24,03	44,6	613,2
	40,0	21,80	2863,3	17,83	32,2	1932,4
	30,0	16,70	4215,7	13,96	24,9	3200,8
	20,0	11,31	6847,9	9,58	16,9	5596,7
	15,0	8,53	9332,0	7,24	12,7	7821,4
12,0	6,84	11660,6	5,80	10,1	9892,8	

Z uvedené tabulky: při jízdě po suché polní cestě ($f = 0,025$; $\varphi = 0,8$) lze z hlediska motorických vlastností (při M_{max} , 1. red. a $V = 11,25$ km/h) na svahu se stoupáním 40,0 % táhnout přívěs o hmotnosti asi 2 863 kg, avšak z hlediska adheze lze táhnout přívěs pouze 1 932 kg. Pokud bychom chtěli táhnout přívěs o hmotnosti 2 863 kg na suché polní cestě, museli bychom jet do svahu se stoupáním maximálně 32,2 %!

Zcela analogicky lze výpočet aplikovat pro dané hodnoty přívěsu m_H a vypočítat tak hodnotu stoupání α . Hodnoty α_{max}^* a m_{Hmax}^* počítám dle vzorců (35) a (36).

Tab. 22 – Bořivý terén

f [1]	m_H [kg]	α [°]	s [%]	α_{max}^* z hlediska adheze pro m_H [°]	s_{max}^* z hlediska adheze pro m_H [%]	m_{Hmax}^* z hlediska adheze pro α [kg]
0,350	750,0	20,52	37,4	1,29	2,2	-678,0
	1000,0	16,86	30,3	-0,39	-0,7	-513,3
	1500,0	11,38	20,1	-3,05	-5,3	-203,7
	2000,0	7,40	13,0	-5,07	-8,9	91,8
	2500,0	4,37	7,6	-6,65	-11,7	377,9

Tab. 23 – Suchá polní cesta

f [1]	m_H [kg]	α [°]	s [%]	α_{max}^* z hlediska adheze pro m_H [°]	s_{max}^* z hlediska adheze pro m_H [%]	m_{Hmax}^* z hlediska adheze pro α [kg]
0,025	750,0	41,25	87,7	29,72	57,1	-247,6
	1000,0	37,25	76,0	27,66	52,4	40,7
	1500,0	31,27	60,7	24,22	45,0	580,9
	2000,0	26,97	50,9	21,46	39,3	1091,7
	2500,0	23,72	43,9	19,22	34,9	1582,7
	3000,0	21,16	38,7	17,36	31,3	2061,7
	3500,0	19,08	34,6	15,80	28,3	2533,8
	4000,0	17,36	31,3	14,47	25,8	2999,4

Použité vzorce byly vytvořeny v MATH TYPE. Je možné je konvertovat na rovnici Office Math a to kliknutím myši na ně. Většina původních rovnic se bez problémů zkonvertuje a jsou z nich poté plně editovatelné rovnice. V ojedinělém případě se může stát, že konverze se nezrealizuje. Pokud byste měli problémy s konverzí rovnic ze „starého“ formátu na nový, obraťte se prosím na autora těchto skript (a rovnic).

SHRNUTÍ NÁVRHU koncepce automobilu:

- **Motor**

Největší výkon	85 kW při 3 900 1/min,
Největší točivý moment	265 Nm při 2 320 1/min.

- **Převodové ústrojí**

Stálý pohon všech kol, mezinápravový diferenciál s viskózní brzdou, odpojitelný pohon předních kol.

Pětistupňová převodovka s ručním řazením s terénní redukcí.

Převody: I.: 3,551; II.: 2,095; III.: 1,373; IV.: 1,000; V.: 0,809; R: 3,665; stálý převod 4,039.

Převod redukční převodovky	rychlý	1,000,
	pomalý	1,867.

Počet otáček na V. stupeň při rychlosti 130 km/h	3 260 1/min.
Rychlost při otáčkách 1 800 1/min na 1. red. stupeň	8,7 km/h.
Rychlost při otáčkách 1 400 1/min na 1. red. stupeň	6,8 km/h.

Kinematické schéma převodního ústrojí – příloha č. 3.

Trakční diagram vozidla – příloha č. 6b.

- **Karoserie**

Šířka x výška	2 036 x 1 692 mm,
Rozvor	2 400 mm,
Rozchod kol	1 515 mm,
Rozložení zátěže (bez řidiče) p/z	54,2:45,8 %,
Celková hmotnost	2 190 kg.

- **Jízdní výkony**

Největší rychlost při 4000 1/min (V.)	159 km/h.
---------------------------------------	-----------

- **V terénu**

Maximální stoupavost	40°.
Největší celkový převod	26,780.

SEZNAM PŘÍLOH:

- č. 1 Momentová a výkonová charakteristika motoru AUDI 100 2,5 l TDI
- č. 2 Pilový diagram
- č. 3 Kinematické schéma převodního ústrojí (viz další strana)
- č. 4 Hodnoty trakčních sil – silnice
- č. 4a Hodnoty trakčních sil – terén
- č. 5 Součet jízdních odporů – silnice
- č. 5a Součet jízdních odporů – terén
- č. 6 Trakční diagram – silnice
- č. 6a Trakční diagram – terén
- č. 6b Trakční diagram – celek
- č. 7 Hodnoty dynamického faktoru – silnice
- č. 7a Hodnoty dynamického faktoru – terén
- č. 8 Dynamická charakteristika – celek

Přílohy jsou dostupné v souboru [kapitola1.zip](#) (obrázkové soubory a odpovídající sešity v excelovském souboru).

2. Výpočet spojky

Navrhněte uspořádání a hlavní parametry spojky vozidla. Stanovte základní rozměry, konstrukční řešení spojky. Nakreslete zjednodušený podélný řez spojkou ve vhodném měřítku. Vypočítejte parametry a nakreslete výkres přitlačné pružiny spojky. Navrhněte způsob ovládání spojky.

*Ve vzorcích je jako znaménko krát použitý symbol **

Návrh spojky:

Návrh spojky vozidla provádíme z hlediska bezpečnosti přenosu točivého momentu a jeho velikosti. Jako točivý moment uvažujeme maximální točivý moment od motoru M_{Mmax} , zvětšený o bezpečnostní koeficient spojky β . Ten se volí v rozmezí (1,4–2,2) pro lehký nákladní automobil. Pro předběžný návrh spojky volíme dvoukotoučovou mechanickou třecí suchou spojkou s centrální pružinou.

$$\begin{aligned} m_a &= 7500 \text{ kg} \\ M_{Mmax} &= 400 \text{ Nm} \\ n_M &= 1800 \text{ 1/min} \\ \beta &= 2 \end{aligned}$$

Moment spojky M_{SP}

$$M_{SP} = M_{Mmax} * \beta = 400 * 2$$

$$M_{SP} = 800 \text{ Nm}$$

Střední poloměr obložení $R_{stř}$

Střední poloměr obložení spočítáme pro zaběhnutou spojkou jako průměr vnějšího (R_{max}) a vnitřního (R_{min}) poloměru obložení spojky.

$$\begin{aligned} R_{max} &= 0,14 \text{ m} \\ R_{min} &= 0,05 \text{ m} \end{aligned}$$

$$R_{stř} = \frac{(R_{max} + R_{min})}{2} = \frac{(0,14 + 0,05)}{2}$$

$$R_{stř} = 0,095 \text{ m}$$

Celková přitlačná síla F_P

Velikost celkové přitlačné síly pružin F_P závisí na momentu přeneseném spojkou M_{SP} , druhu použitého obložení, středního poloměru spojky $R_{stř}$ a počtu třecích ploch i . Druh obložení zvolíme nebo je dáno: osinek. Dovolovaný tlak na toto obložení $p_D = (0,13–0,25)$ MPa, součinitel tření $\mu = (0,25–0,35)$. Počet třecích ploch pro dva kotouče $i=4$.

$$\begin{aligned} M_{SP} &= 800 \text{ Nm} \\ R_{stř} &= 0,095 \text{ m} \\ \mu &= 0,3 \\ i &= 4 \end{aligned}$$

$$F_P = \frac{M_{SP}}{i * \mu * R_{stř}} = \frac{800}{4 * 0,3 * 0,095}$$

$$F_P = 7018 \text{ N}$$

Skutečná funkční plocha obložení S_{SK}

Skutečná funkční plocha spojky S_{SK} je závislá na součiniteli plnosti spojky k .

$$\begin{aligned} D_{max} &= 280 \text{ mm} \\ D_{min} &= 100 \text{ mm} \\ K &= 0,85 \end{aligned}$$

$$S_{SK} = k * \frac{\pi * (D_{max}^2 - D_{min}^2)}{4} = 0,85 * \frac{\pi * (280^2 - 100^2)}{4}$$

$$S_{SK} = 45663 \text{ mm}^2$$

Měrný tlak na obložení p

Měrný tlak na obložení musí být menší než dovolený tlak p_D na obložení. Je-li tato podmínka splněna, navržená spojka, tak vyhovuje.

$$\begin{aligned} F_P &= 7018 \text{ N} \\ S_{SK} &= 45663 \text{ mm}^2 \\ p_D &= 0,2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$p = \frac{F_P}{S_{SK}} = \frac{7018}{45663}$$

$$p = 0,154 \text{ MPa}$$

Podmínka $p < p_D$ je splněna \Rightarrow spojka vyhovuje

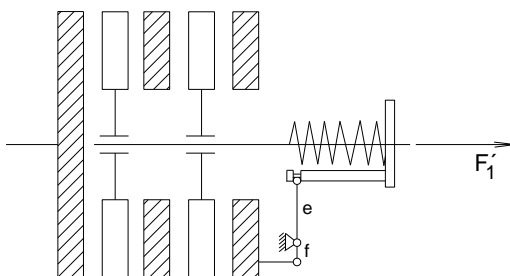
$$F_{PR} = 7\,018 \text{ N}$$

$$z_P = 3$$

$$e/f = 6$$

Návrh přítlačných pružin

Velikost síly vyvozuující předpětí pružiny v sepnutém stavu závisí na celkové přítlačné síle kotoučů F_{PR} , která musí zajistit dostatečný přítlak kotoučů k přenesení kroutícího momentu, na počtu vypínacích páček (z_P) a poměru ramen vypínacích páček (e/f).



Předpínací síla v pružině F_1' nové spojky

$$F_1' = \frac{F_{PR}}{e/f} = \frac{7018}{6}$$

$$F_1' = 1\,170 \text{ N}$$

Tato síla (F_1') nám zabezpečuje předpětí pružiny a přenos kroutícího momentu, ale pouze u nové spojky. Kotouče spojky se během provozu budou opotřebovávat, a proto velikost předpínací síly v pružině musíme zvětšit.

s představuje vzdálenost potřebnou pro bezpečné vypnutí kotoučů spojky. F_{CPmax}/F_{CP} je poměr sil při vypnuté a sepnuté spojce.

$$s = 3 \text{ mm}$$

$$F_{CPmax}/F_{CP} = 1,4 = k$$

$$e/f = 6$$

Pracovní zdvih pružina Δs

$$\Delta s = s * e/f = 3 * 6$$

$$\Delta s = 18 \text{ mm}$$

Tuhost pružiny c

$$c = \frac{(k-1) * F_{CP}'}{\Delta s} = \frac{(1,4-1) * 1170}{18}$$

$$c = 26 \text{ N/mm}$$

Tuhost pružiny nám zároveň udává tangentu úhlu sklonu pracovní přímky pružiny.

Předpínací síla v pružině F_1 s ohledem na opotřebení

δ představuje vůli mezi vypínacím ložiskem a vypínacím mechanismem, eliminující opotřebování kotoučů spojky

δ' je dovolené opotřebování kotoučů spojky

$$\delta = 10 \text{ mm}$$

$$\delta' = 6 \text{ mm}$$

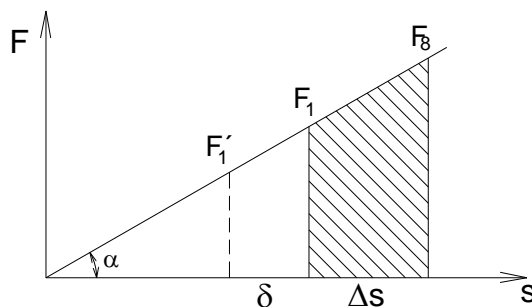
Zvolená vůle $\delta = 10 \text{ mm}$ nepokryje celkové opotřebování kotoučů spojky, proto se po vymezení této vůle musí spojka opět seřídít.

$$c = \text{tg} \alpha = 26$$

$$\delta = 10 \text{ mm}$$

$$\Delta s = 18 \text{ mm}$$

$$F_1' = 1\,170 \text{ N}$$



	Předpínací síla pružiny F_1	
	$F_1 = F_1' + tg\alpha * \delta = 1170 + 26 * 10$	$F_1 = 1\ 430\ \text{N}$
	Síla v pružině při vypnutí spojky F_8	
	$F_8 = F_1 + tg\alpha * \Delta s = 1430 + 26 * 18$	$F_8 = 1\ 898\ \text{N}$
	Potřebný průměr drátu pružiny d	
	Dále záleží na poměru středního průměru pružiny D_S ku průměru drátu pružiny d , korekčním součiniteli φ a dovoleném smykovém napětí τ_D v drátu pružiny. Vypočtený průměr drátu pružiny d_{min} je minimální průměr, který můžeme použít. V praxi se k průměru d_{min} najde nejbližší vyšší normalizovaný průměr drátu podle ČSN 02 6003.	
$D_S/d = 8$ $\varphi = 1,17$ $\tau_D = 580\ \text{MPa}$ $F_8 = 1\ 898\ \text{N}$	$d_{min} = \sqrt{\frac{8 * F_8 * \frac{D_S}{d} * \varphi}{\pi * \tau_D}} = \sqrt{\frac{8 * 1898 * 8 * 1,17}{\pi * 580}}$	$d_{min} = 8,83\ \text{mm}$
	Normalizovaný průměr drátu pružiny dle ČSN 02 6003	$d = 9\ \text{mm}$
	Střední průměr pružiny D_S	
$d = 9\ \text{mm}$ $D_S/d = 8$	$D_S = d * \frac{D_S}{d} = 9 * 8$	$D_S = 72\ \text{mm}$
	Počet činných závitů pružiny n'	
$G = 80\ 500\ \text{MPa}$ $c = 26\ \text{N/mm}^1$ $D_S = 72\ \text{mm}$ $d = 9\ \text{mm}$	$n' = \frac{G * d^4}{8 * D_S^3 * c} = \frac{80500 * 9^4}{8 * 72^3 * 26}$	$n' = 6,8\ \text{závitů}$
	Pro počet činných závitů volíme celé číslo $n = 7$	$n = 7\ \text{závitů}$
	Celkový počet závitů z	
	$z = n + 2 = 7 + 2$	$z = 9\ \text{závitů}$
	Stlačení pružiny v namontovaném stavu y	
	Stlačení pružiny při sepnuté spojce (při provozní síle).	
$F_1 = 1\ 430\ \text{N}$ $n = 7\ \text{závitů}$ $D_S = 72\ \text{mm}$ $d = 9\ \text{mm}$	$y = \frac{8 * F_{CP} * D_S^3 * n}{G * d^4} = \frac{8 * 1430 * 72^3 * 7}{80500 * 9^4}$	$y = 56,6\ \text{mm}$
	Délka pružiny při rozepnuté spojce L_{min}	
	Jedná se o velikost stlačení pružiny při rozepnuté spojce (síla na pružinu je maximální). r_{min} představuje minimální vůli mezi závitů pružiny ve stlačeném stavu.	
$d = 9\ \text{mm}$ $n = 7\ \text{závitů}$ $z = 9\ \text{závitů}$	$r_{min} = 0,1 * d = 0,1 * 9$ $L_{min} = 1,05 * (z - 1) * d + r_{min} * n$ $L_{min} = 1,05 * (9 - 1) * 9 + 0,9 * 7$	$r_{min} = 0,9\ \text{mm}$ $L_{min} = 81,9\ \text{mm}$

$$\Delta s = 18 \text{ mm}$$

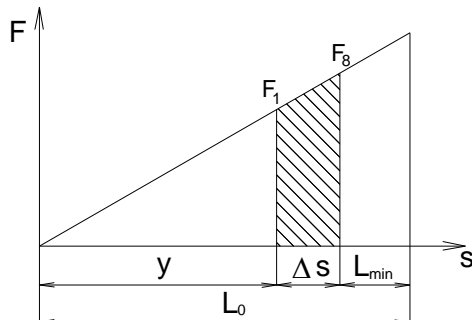
$$y = 56,6 \text{ mm}$$

$$L_{\min} = 81,9 \text{ mm}$$

$$z = 9 \text{ závitů}$$

$$D_S = 72 \text{ mm}$$

Volná délka pružiny L_0



$$L_0 = L_{\min} + y + \Delta s = 81,9 + 56,6 + 18$$

$$L_0 = 156,5 \text{ mm}$$

Délka drátu pružiny L

$$L = \pi * D_S * z = \pi * 72 * 9$$

$$L = 2\,036 \text{ mm}$$

Návrh ovládání spojky

Musíme navrhnout takové ovládání, aby při ovládací síle $F_{ovl} = 190 \text{ N}$ bylo dosaženo bezpečného vypnutí spojky.

$$F_8 = 1\,898 \text{ N}$$

$$F_{ovl} = 190 \text{ N}$$

$$s = 3 \text{ mm}$$

$$\delta = 10 \text{ mm}$$

$$a = 60 \text{ mm}$$

$$b = 200 \text{ mm}$$

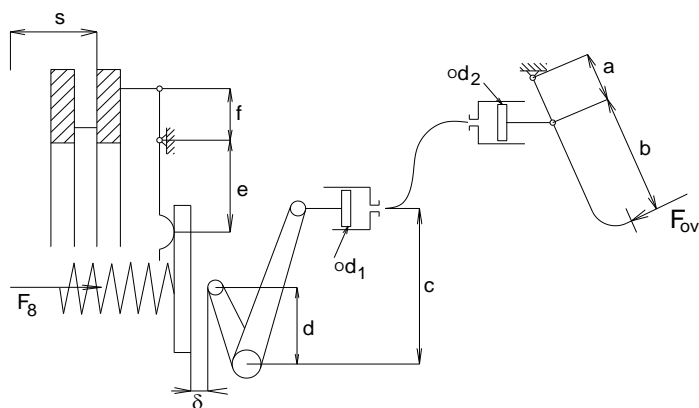
$$c = 70 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$e = 90 \text{ mm}$$

$$f = 15 \text{ mm}$$

$$d_1 = d_2 = 30 \text{ mm}$$



Kontrola ovládací síly na pedálu spojky

Zpětně zkontrolují, zda navržené poměry ovládacího mechanismu splňují podmínku, aby skutečná ovládací síla F_{sk} byla menší než maximální ovládací síla F_{ovl} .

$$F_{sk} = F_8 * \frac{d * a}{c * (a + b)} = 1898 * \frac{30 * 60}{70 * (60 + 200)}$$

$$F_{sk} = 187,7 \text{ N}$$

Podmínka pro ovládání spojky $F_{sk} < F_{ovl}$ je splněna.

$$s = 3 \text{ mm}$$

$$\delta = 10 \text{ mm}$$

$$a = 60 \text{ mm}$$

$$b = 200 \text{ mm}$$

$$c = 70 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$e = 90 \text{ mm}$$

$$f = 15 \text{ mm}$$

Zdvih pedálu bez uvažování vůle

$$x_1 = s * \frac{e * c * (a + b)}{f * d * a} = 3 * \frac{90 * 70 * (60 + 200)}{15 * 30 * 60}$$

$$x_1 = 182 \text{ mm}$$

Zdvih pedálu pro vymezení vůle

$$x_2 = \delta * \frac{c * (a + b)}{d * a} = 10 * \frac{70 * (60 + 200)}{30 * 60}$$

$$x_2 = 101,1 \text{ mm}$$

Celkový zdvih pedálu

$$x_C = x_1 + x_2 = 182 + 101,1$$

$$x_C = 283,1 \text{ mm}$$

Kontrola spojky na ohřátí při rozjezdu vozidla

Pro kontrolu spojky na ohřátí musíme brát v úvahu rychlostní stupeň, na který se vozidlo bude rozjíždět a celkovou hmotnost automobilu.

$$m_a = 7\,500 \text{ kg}$$

$$r_d = 0,375 \text{ m}$$

$$g = 1$$

$$i_1 = 4,89$$

$$i_{RP} = 1,92$$

$$i_S = 2,95$$

Celkový převodový stupeň i_C

Celkový převodový poměr i_C se vypočítá jako součin jednotlivých převodových poměrů. i_1 představuje převod na 1.rst, i_{RP} je převod režimové převodovky a i_S je stálý převod.

$$i_C = i_1 * i_{RP} * i_S = 4,89 * 1,92 * 2,95$$

$$i_C = 27,7$$

Redukovaný moment setrvačnosti I_a

Vypočítá se jako součin hmotnosti automobilu (m_a), kvadrátu dynamického poloměru kola (r_d) a součinitele rotujících hmot g , to celé děleno kvadrátem celkového převodového poměru i_C .

$$I_a = \frac{m_a * g * r_d^2}{i_C^2} = \frac{7500 * 1 * 0,375^2}{27,7^2}$$

$$I_a = 1,375 \text{ kg.m}^2$$

Velikost třecí práce A_C

Třecí práce při jednom sepnutí spojky závisí na redukovaném momentu setrvačnosti I_a a na úhlové rychlosti spojky ω_{SP} . Velikost úhlové rychlosti spojky závisí na redukovaných otáčkách spojky n_{red} .

$$I_a = 1,375 \text{ kg.m}^2$$

$$n_{red} = 1\,500 \text{ 1/min}$$

$$A_C = \frac{1}{2} * I_a * \omega_{SP}^2 = \frac{1}{2} * 1,375 * \left(2 * \pi * \frac{1500}{60} \right)^2$$

$$A_C = 16\,963,4 \text{ J}$$

Přípustná třecí práce q

Je to maximální třecí práce, kterou na spojku můžeme přivést. i představuje počet třecích ploch a závisí na počtu třecích kotoučů. Pro dva třecí kotouče $i = 4$.

$$S_{SK} = 456,63 \text{ cm}^2$$

$$A_C = 16\,963,4 \text{ J}$$

$$i = 4$$

$$q = \frac{A_C}{i * S_{SK}} = \frac{16963,4}{4 * 456,63}$$

$$q = 9,29 \text{ J/cm}^2$$

Velikost ohřevu spojky při rozjezdu Δt

Hodnota ohřevu spojky při rozjezdu automobilu nesmí překročit dovolenou hodnotu ohřevu t_D . V praxi je při jednom rozjetí teplota v rozmezí (2,5–5) °C. Dále záleží na součiniteli druhu spojky γ (počet ploch pro přestup tepla – pro dva kotouče $\gamma = 1/2$), měrném skupenském teple použitého materiálu přitlačného kotouče c a hmotnosti přitlačného kotouče m_K .

$$A_C = 16\,963,4 \text{ J}$$

$$\gamma = 0,5$$

$$m_K = 10 \text{ kg}$$

$$c = 550 \text{ J/(kg.}^\circ\text{C)}$$

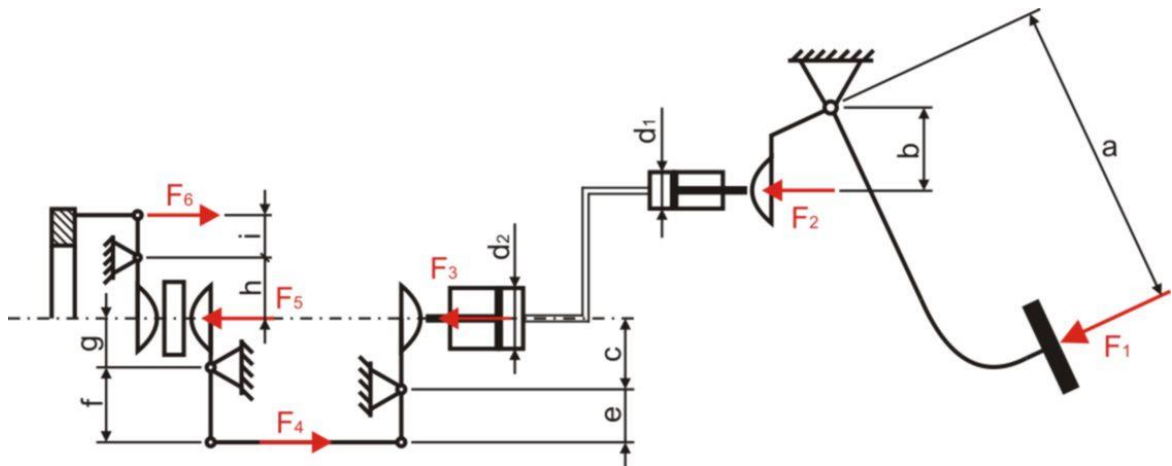
$$t_D = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = \frac{A_C * \gamma}{m_K * c} = \frac{16963,4 * 0,5}{10 * 550}$$

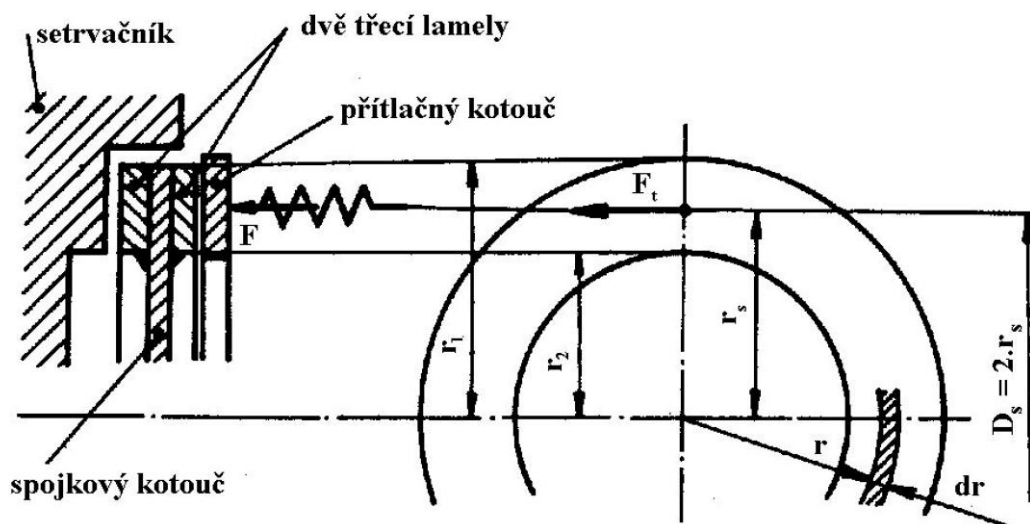
$$\Delta t = 1,55 \text{ }^\circ\text{C}$$

Je splněna podmínka $\Delta t < t_D \Rightarrow$ zvolený druh spojky vyhovuje daným podmínkám provozu.

Alternativní schéma:



Vysvětlení k průměrům lamely:



Použité vzorce byly vytvořeny v MATH TYPE.

Výpočet v MS Excel je v souboru [kapitola2.zip](#).

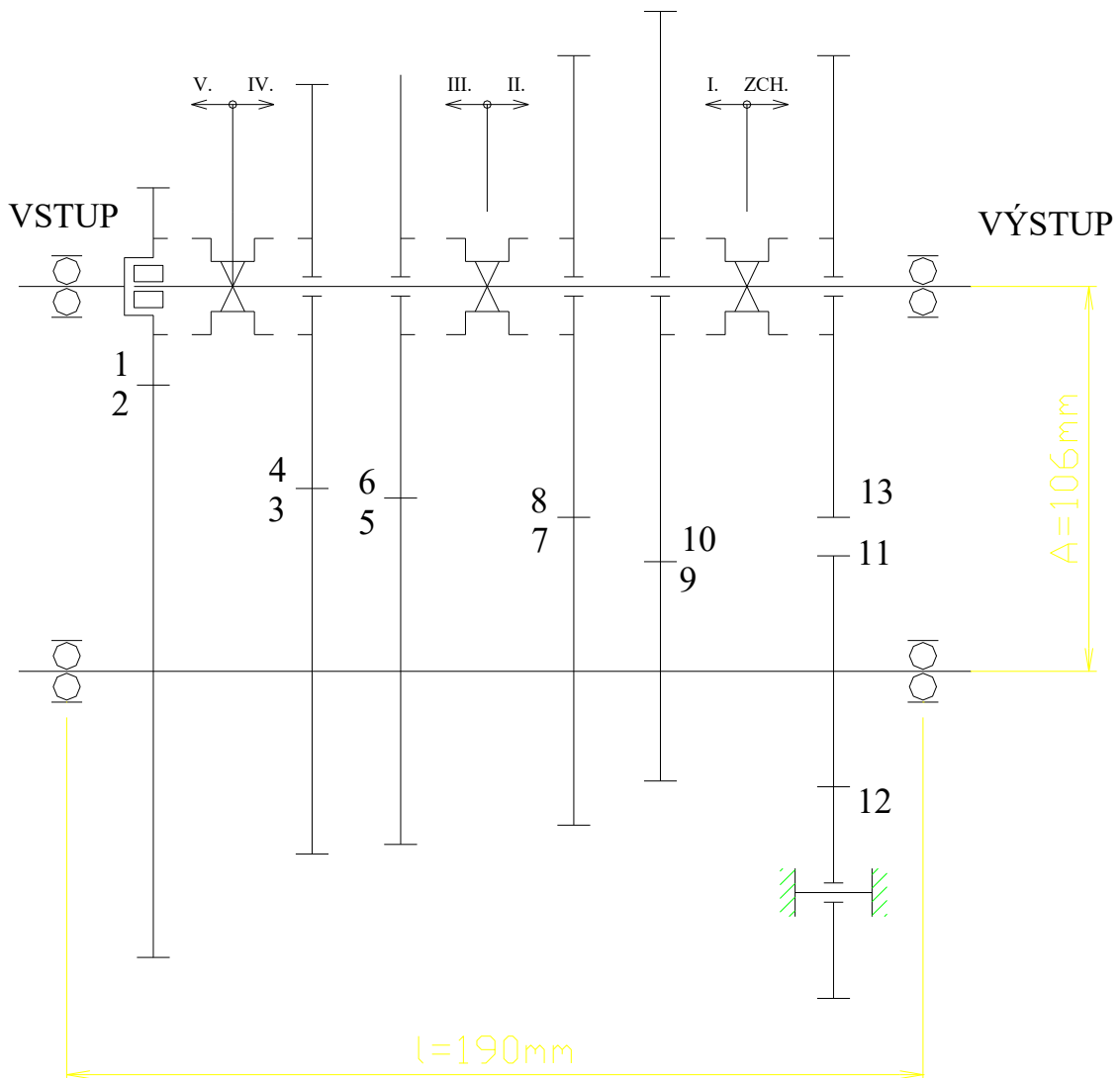
3. Výpočet převodovky

Proveďte kontrolu pevnosti a trvanlivosti ozubených kol 5stupňové převodovky, jejíž předběžný návrh je uveden formou kinematického schématu s rozměrovými údaji na obrázku.

Základní údaje o vozidle:

Celková hmotnost vozidla	$m_a = 4\,500\text{ kg.}$
Výkon motoru	$P_{\max} = 55\text{ kW,}$
při otáčkách	$n_P = 4\,500\text{ 1/min.}$
Točivý moment motoru	$M_{\max} = 210\text{ Nm,}$
při otáčkách	$n_M = 2\,500\text{ 1/min.}$

Kinematické a rozměrové schéma převodovky:



Údaje o ozubených kolech:

číslo kola	rychlostní stupeň	ozubení	počet zubů	normální modul [mm]	α	β	šířka kola [mm]
1	stálý záběr	šikmé	10	2,6	20° 00'	22° 00'	17
2			20				
3	IV.		15				
4			15				
5	III.		13				
6			17				
7	II.		11				
8			19				
9	I.		9				
10			21				
11	zpětný chod		8				
12			12				
13			22				

Údaje o materiálu ozubených kol:

Všechna kola jsou vyrobena z materiálu podle zadání: 14 220.

KONTROLA ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ PŘEVODOVKY.

Podle empirických vztahů zkontrolujte základní rozměry převodovky:

- osovou vzdálenost hnaného a předlohového hřídele,
- vzdálenost mezi ložisky.

Proveďte, zda skutečné rozměry převodovky odpovídají vypočteným hodnotám.

Minimální osová vzdálenost A_{min} hřídelů převodovky určená ze vstupního momentu

$$A_{min} = k_{min} \cdot \sqrt[3]{M_{vstupni\ max}} = 16 \cdot \sqrt[3]{210} = 95,1\ mm$$

kde: k_{min} 16 pro 4 a 5stupňové převodovky.

$$A_{min} = \mathbf{95,1\ mm}$$

Maximální hodnota A_{max} této vzdálenosti

$$A_{max} = k_{max} \cdot \sqrt[3]{M_{vstupni\ max}} = 18,5 \cdot \sqrt[3]{210} = 110,0\ mm$$

kde: $k_{max} \dots 18,5$ pro 4 a 5stupňové převodovky.

$$A_{max} = 110,0 \text{ mm}$$

Maximální výstupní moment z převodovky (bez ZCH)

$$M_{výst} = i \cdot M_{vstup} = i_0 \cdot i_1 \cdot M_{vstup} = \frac{20}{10} \cdot \frac{21}{9} = 4,67 \cdot 210 = 980 \text{ Nm}$$

$$M_{výst} = 980 \text{ Nm}$$

Osová vzdálenost hřídelů určená z výstupního točivého momentu

$$A = 9,4 \cdot \sqrt[3]{M_{výstup}} - 14 = 9,4 \cdot \sqrt[3]{980} - 14 = 79,4 \text{ mm}$$

$$A = 79,4 \text{ mm}$$

Skutečná vzdálenost hřídelů vyhovuje podmínce empirického vztahu určené ze vstupního momentu

$$A_{min} = 95,1 \text{ mm} \leq A = 106 \text{ mm} \leq A_{max} = 110,0 \text{ mm}$$

Ano, vyhovuje

Minimální vzdálenost mezi ložisky

$$l_{min} = 27 \cdot \sqrt[3]{M_{vstupni_{max}}} = 27 \cdot \sqrt[3]{210} = 160,5 \text{ mm}$$

$$l_{min} = 160,5 \text{ mm}$$

Maximální vzdálenost ložisek převodovky

$$l_{max} = 40 \cdot \sqrt[3]{M_{vstupni_{max}}} = 40 \cdot \sqrt[3]{210} = 237,8 \text{ mm}$$

$$l_{max} = 237,8 \text{ mm}$$

Skutečná vzdálenost ložisek vyhovuje převodovky podmínce podle empirického vztahu

$$l_{min} = 160,5 \text{ mm} \leq l = 190 \text{ mm} \leq l_{max} = 237,8 \text{ mm}$$

Ano, vyhovuje

Kontrola ozubení dle ČSN

Proveďte kontrolu ozubených kol pro rychlostní stupeň 4, podle metody uvedené v ČSN 01 4686 s použitím uvedených zjednodušených vztahů používaných v automobilní praxi:

$$S_F = \frac{\sigma_{F_{lim}} \cdot b_w \cdot m_n}{F_t \cdot Y_F \cdot Y_\beta} \geq S_{F_{min}}$$

$$S_H = \frac{\sigma_{H_{lim}}}{\sqrt{(1+i) \cdot F_t \cdot Z_H \cdot Z_M}} \geq S_{H_{min}}$$

Normální modul ozubení $m_n = 2,6 \text{ mm}$.

Šířka ozubených kol $b_w = 17 \text{ mm}$.

A. Kontrola bezpečnosti ozubení proti ohybovému lomu

Velikost obvodové síly působící na roztečné kružnici soukolí řešeného převodového stupně

$$F_t = \frac{M_{výst} \cdot 2}{d_{4m}} = \frac{M_{vstup} \cdot i_0 \cdot i_4 \cdot 2}{z_4 \cdot m_n / \cos \beta} = \frac{210 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 2}{15 \cdot 0,0026 / \cos 22^\circ} = 19\,970 \text{ N}$$

$$F_t = 19\,970 \text{ N}$$

Hodnota časové pevnosti v ohybu pro materiál řešeného soukolí

Tabulky pro materiál 14 220: $\sigma_{Flim} = 265 \text{ MPa}$

$$\sigma_{Flim} = 265 \text{ MPa}$$

Velikost součinitele posunutí základního profilu hnacího kola řešeného soukolí

Volíme součet součinitelů posunutí $x_c = 0,700$.

Z grafu pro $x_c = 0,700$ a $i = 1,000$: poměr součinitelů $\xi = \frac{x_2}{x_1} = 1,0$

$$x_1 = \frac{x_c}{1 + \xi} = \frac{0,700}{1 + 1,0} = 0,350$$

$$x_1 = 0,350$$

Velikost součinitele posunutí základního profilu hnaného kola řešeného soukolí

$$x_2 = x_c - x_1 = 0,700 - 0,350 = 0,350$$

$$x_2 = 0,350$$

Velikost součinitele tvaru zubů pro hnací kolo řešeného soukolí

Z grafu pro $z_{n3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = 18,82$ a pro $x_1 = 0,350$:

$$Y_F = 2,335$$

$$Y_{F1} = 2,335$$

Velikost součinitele tvaru zubů pro hnané kolo řešeného soukolí

Z grafu pro $z_{n4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = 18,82$ a pro $x_2 = 0,350$:

$$Y_F = 2,335$$

$$Y_{F2} = 2,335$$

Velikost součinitele sklonu zubů pro kola řešeného soukolí

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - \frac{22}{120} = 0,817$$

$$Y_\beta = 0,817$$

Hodnota součinitele bezpečnosti proti únavovému lomu pro hnací kolo řešeného soukolí

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{F\lim} \cdot b_w \cdot m_n}{F_t \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta} = \frac{265 \cdot 17 \cdot 2,6}{19\,970 \cdot 2,335 \cdot 0,817} = 0,308$$

$$S_{F1} = 0,308$$

Hodnota součinitele bezpečnosti proti únavovému lomu pro hnané kolo řešeného soukolí

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{F\lim} \cdot b_w \cdot m_n}{F_t \cdot Y_{F2} \cdot Y_\beta} = \frac{265 \cdot 17 \cdot 2,6}{19\,970 \cdot 2,335 \cdot 0,817} = 0,308$$

$$S_{F2} = 0,308$$

Zda vyhovuje vypočítaný součinitel bezpečnosti řešeného soukolí proti únavovému lomu v porovnání s doporučenou hodnotou.

$$S_{F1} = 0,308 \leq S_{F\lim} = 1,6$$

$$S_{F2} = 0,308 \leq S_{F\lim} = 1,6$$

Nevyhovuje

B. Kontrola bezpečnosti proti tvorbě pittingů

Stejným postupem jako v předešlé části A proveďte výpočet součinitele bezpečnosti proti tvorbě pittingů.

Nejprve potřebujeme znát hodnoty jednotlivých veličin, které jsou použity ve vztahu pro výpočet součinitele bezpečnosti S_H . Tyto hodnoty vypočtete nebo vyhledejte v tabulkách nebo grafech a uveďte jejich hodnoty.

- časová pevnost boku zubů v dotyku (z tabulky): $\sigma_{H\lim} = 1\,430$ MPa
- součinitel tvaru zubů (z grafu pro $\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = \frac{0,35 + 0,35}{15 + 15} = 0,0233$, kde $z_1 = z_3$ a $z_2 = z_4$):

$$Z_H = 1,475$$

- součinitel materiálu (pro záběr ocelových kol): $Z_m = 269 \sqrt{\text{MPa}}$
- průměr roztečné kružnice pastorku řešeného soukolí (výpočetem):

$$d_1 = z_3 \cdot m_n / \cos \beta = 15 \cdot 0,0026 / \cos 22^\circ = 42,1 \text{ mm}$$

Velikost součinitele bezpečnosti proti tvorbě pittingů pro řešené soukolí

$$S_H = \frac{\sigma_{H\lim}}{\sqrt{(1+i) \cdot F_t} \cdot Z_H \cdot Z_M} = \frac{1\,430}{\sqrt{1 \cdot 17 \cdot 42,1} \cdot 1,475 \cdot 269} = 0,482$$

$$S_H = 0,482$$

Zda vyhovuje vypočítaný součinitel bezpečnosti proti tvorbě pittingů v porovnání s doporučenými hodnotami

$$S_H = 0,482 \leq S_{H\text{lim}} = 1,2$$

Nevyhovuje

Výpočtem bylo zjištěno, že součinitel bezpečnosti řešeného soukolí proti únavovému lomu a součinitel bezpečnosti proti tvorbě pittingů v porovnání s doporučenými hodnotami jsou menší – tedy nevyhovuje v obou případech.

Je nezbytné navrhnout změny v ozubení a provést výpočet znovu.

Použité vzorce byly vytvořeny v MATH TYPE.

Výpočet v MS Excel je v souboru [kapitola3.zip](#).

4. Výpočet přídatné převodovky

Navrhňte přídatnou převodovku pro vozidlo:
s pohonem 4x4 redukční rozdělovací dvou stupňovou.

Dáno:

$m_a = 4\,500$ kg	... hmotnost vozidla,
$M_m = M_{MAX} = 230$ Nm	... maximální točivý moment motoru,
$n_{pmax} = 4\,500$ 1/min	... otáčky při maximálním výkonu,
$r_d = 370$ mm	... dynamický poloměr kola,
$i_I = 3,550$... převodový poměr 1. rychlostním stupni v převodovce,
$i_{IV} = 1,000$... převodový poměr 4. rychlostním stupni v převodovce,
$i_o = 4,300$... převodový poměr v rozvodovce,
$\eta = 0,92$... mechanická účinnost převodů,
$L = 2\,500$ mm	... rozvor náprav,
$l_1 = 1\,500$ mm	... vzdálenost těžiště od přední nápravy,
$h_T = 1\,000$ mm	... výška těžiště,
$V_{max} = 120$ km/h	... požadovaná maximální rychlost vozidla,
$\alpha_{max} = 40^\circ$... požadovaná maximální stoupavost vozidla.

1. Vzdálenost hřídelů:

$$A = k \cdot \sqrt[3]{M_{\text{vstupní max}}} = \begin{matrix} A_{\text{max}} = 150,0 \text{ mm} \\ A_{\text{min}} = 127,3 \text{ mm} \end{matrix} \qquad \begin{matrix} A_{\text{max}} = \mathbf{150,0 \text{ mm}} \\ A_{\text{min}} = \mathbf{127,3 \text{ mm}} \end{matrix}$$

kde $k = (14-16,5) \dots$ pro osobní automobily; 4stupňová převodovka

$$M_{\text{vstupní max}} = M_m \cdot i_I \cdot \eta = \begin{matrix} 751,2 \text{ Nm} \end{matrix} \qquad M_{\text{vstupní max}} = \mathbf{751,2 \text{ Nm}}$$

2. Vzdálenost mezi ložisky:

$$l = (27 \div 40) \cdot \sqrt[3]{M_{\text{vstupní max}}} = \begin{matrix} l_{\text{max}} = 245,4 \text{ mm} \\ l_{\text{min}} = 363,6 \text{ mm} \end{matrix} \qquad \begin{matrix} l_{\text{max}} = \mathbf{245,4 \text{ mm}} \\ l_{\text{min}} = \mathbf{363,6 \text{ mm}} \end{matrix}$$

3. Převodový poměr přídatné převodovky – silniční stupeň:

$$V_{\text{max}} = 0,377 \cdot n_{P\text{max}} \cdot \frac{r_d}{i_{C_S} \cdot \eta} \Rightarrow i_{C_S} = 0,377 \cdot n_{P\text{max}} \cdot \frac{r_d}{V_{\text{max}} \cdot \eta} = i_{IV} \cdot i_o \cdot i_S$$

$$\Rightarrow i_S = 1,322$$

$$i_{C_S} = 5,686$$

$$i_S = \mathbf{1,322}$$

$$i_{C_S} = \mathbf{5,686}$$

4. Převodový poměr přídatné převodovky – terénní stupeň:

$$M_m = \frac{F_\alpha \cdot r_d}{i_{C_T} \cdot \eta} = \frac{m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot r_d}{i_{C_T} \cdot \eta} \Rightarrow i_{C_T} = \frac{m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot r_d}{M_m \cdot \eta} = i_I \cdot i_o \cdot i_T$$

$$\Rightarrow i_T = 3,250$$

$$i_{C_T} = 49,618$$

$$i_T = \mathbf{3,250}$$

$$i_{C_T} = \mathbf{49,618}$$

5. Radiální zatížení náprav:

$$R_1 = \frac{m_a \cdot g \cdot [\cos \alpha \cdot (L - l_1) - \sin \alpha \cdot h_T]}{L} = 2\,176,5 \text{ N}$$

$$R_1 = \mathbf{2\,176,5 \text{ N}}$$

$$R_2 = m_a \cdot g \cdot \cos \alpha - R_1 = 31\,640,6 \text{ N} \qquad R_2 = 31\,640,6 \text{ N}$$

Při pohonu pouze zadní nápravy činí součinitel adheze:

$$R_2 \cdot \varphi = F \alpha \Rightarrow \varphi = 0,897 \qquad \varphi = 0,897$$

Doporučujeme použít viskózní spojku.

$\varphi = 0,897$... asfalt – úprava hmotnostních a rozměrových vlastností vozidla, aby vozidlo vyjelo svah i na polní cestě, tj. pro $\varphi \approx 0,7$ (snížit výšku těžiště nebo posun těžiště blíže k přední nápravě, popř. kombinace).

6. Návrh hlavních parametrů převodovky:

Převod ozubenými koly – čelní se šikmým ozubením

6. a) Převodový poměr přídatné převodovky – silniční stupeň: $i_s = 1,000$ volíme přímý záběr

$$i_s = 1,000$$

6. b) Převodový poměr přídatné převodovky – terénní stupeň: i_T rozdělíme na dvě soukolí

$$\text{Volíme: } z_1 = z_3 = 26$$

$$z_2 = z_4 = 47$$

$$i_T = i_{T1} \cdot i_{T2} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{47}{26} \cdot \frac{47}{26} = 1,808 \cdot 1,808 = 3,268$$

$$i_T = 3,268$$

6. c) Skutečná vzdálenost hřídelů:

$$\text{Volíme: } m_n = 3,75 \text{ mm} \qquad \dots \text{ normální modul ozubení kol}$$

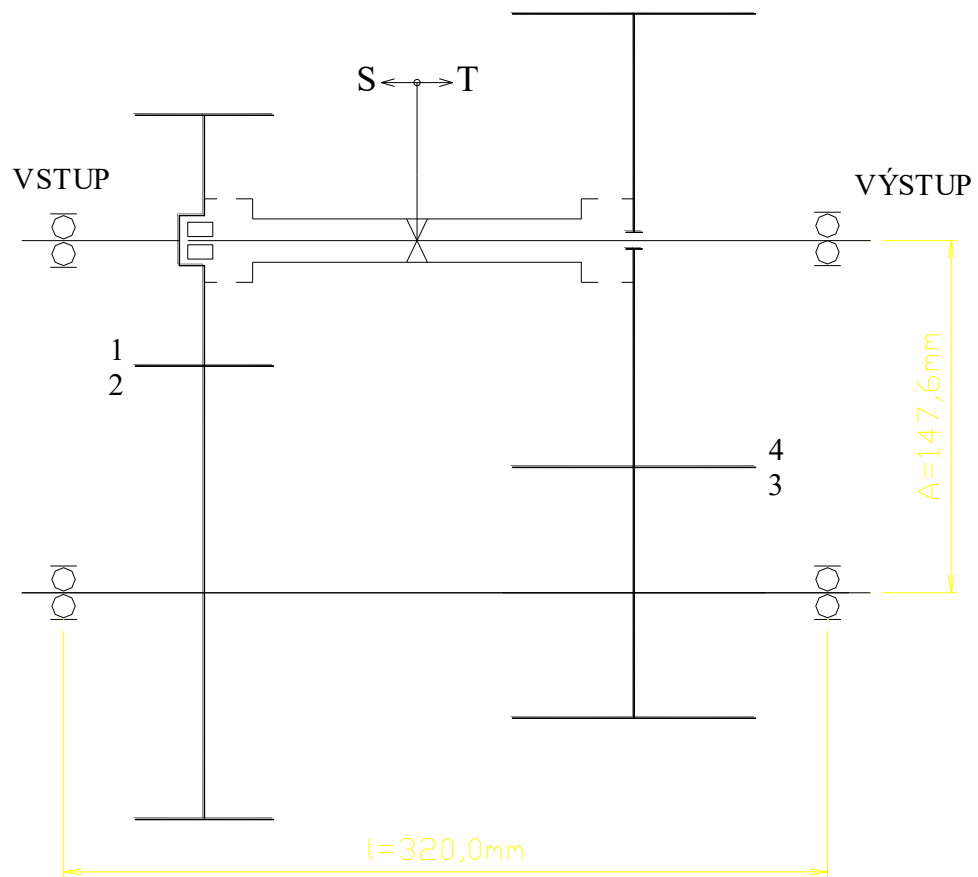
$$\beta = 22^\circ \qquad \dots \text{ úhel sklonu zubů}$$

$$A_{\text{skutečná}} = \frac{m_n}{2 \cdot \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{3,75}{2 \cdot \cos 22^\circ} \cdot (26 + 47) = 147,6 \text{ mm}$$

$$A_{\text{skutečná}} = 147,6 \text{ mm}$$

$$A_{\min} = 127,3 \text{ mm} \leq A_{\text{skutečná}} = 147,6 \text{ mm} \leq A_{\max} = 150,0 \text{ mm}$$

6. d) Kinematické schéma



7. Kontrola výstupního momentu z rozvodovky

$$M_{\text{výstupní}} = M_m \cdot i_l \cdot i_o \cdot i_T \cdot \eta = 10\,555,1 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{výstupní}} = 10\,555,1 \text{ Nm}$$

8. Kontrola adhezního momentu

$$M_{ad} = \varphi \cdot m_a \cdot g = 35\,316,0 \text{ Nm}$$

$$\varphi = 0,8$$

$$M_{ad} = 35\,316,0 \text{ Nm}$$

9. Zatížení předlohového hřídele

$$M_{\text{předlohový}} = M_{\text{vstupní}} \cdot i_{T1} = \frac{M_{\text{výstupní}}}{i_{T2}} = 751,2 \cdot 1,808 = 1357,9 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{předlohový}} = 1\,357,9 \text{ Nm}$$

10. Zatížení výstupního hřídele

$$M_{\text{výstupní}} = M_{\text{vstupní}} \cdot i_T = M_{\text{předlohový}} \cdot i_{T2} = 751,2 \cdot 3,268 = 2454,7 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{výstupní}} = 2\,454,7 \text{ Nm}$$

11. Návrh předlohového hřídele:

11. a) Roztečný průměr ve středu šířky zubu

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta} = 190,1 \text{ mm}$$

$$d_3 = \frac{z_3 \cdot m_n}{\cos \beta} = 105,2 \text{ mm}$$

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = 95,0 \text{ mm}$$

$$r_3 = \frac{d_3}{2} = 52,6 \text{ mm}$$

$$d_2 = 190,1 \text{ mm}$$

$$d_3 = 105,2 \text{ mm}$$

11. b) Tečné (obvodové) síly

$$F_{t2} = \frac{M_{\text{předlohov\acute{y}}}}{r_2} = 14\,286,8 \text{ N}$$

$$F_{t3} = \frac{M_{\text{předlohov\acute{y}}}}{r_3} = 25\,826,2 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 14\,286,8 \text{ N}$$

$$F_{t3} = 25\,826,2 \text{ N}$$

11. c) Axiální síly

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\beta = 5\,772,2 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg}\beta = 10\,434,4 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 5\,772,2 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 10\,434,4 \text{ N}$$

11. d) Radiální síly

Volíme: $\alpha = 20^\circ$

... úhel záběru

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 5\,608,4 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 10\,138,2 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 5\,608,4 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 10\,138,2 \text{ N}$$

11. e) Výpočet reakcí

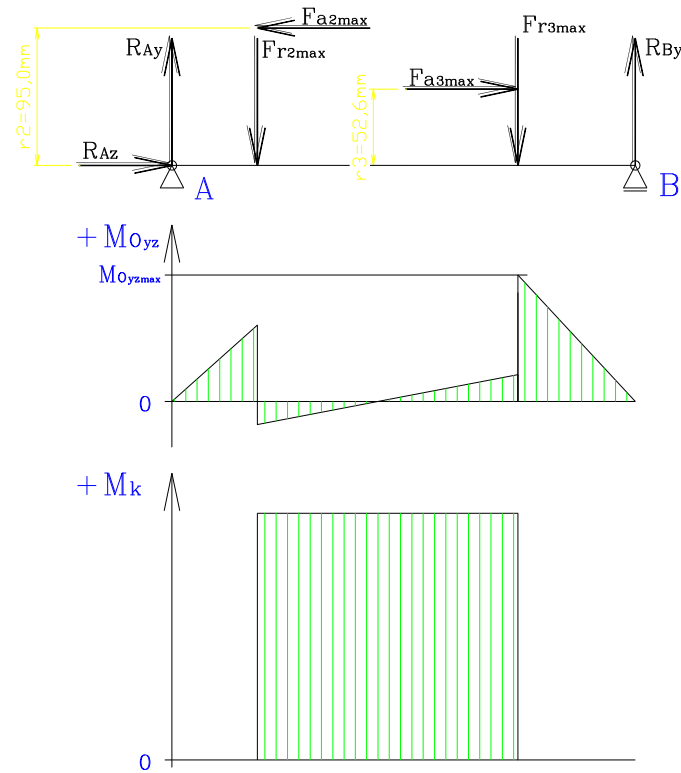
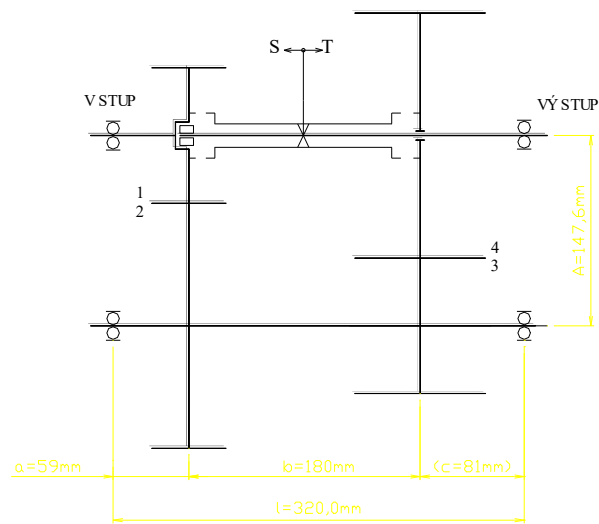
Vzdálenosti: $a = 59 \text{ mm}$
 $b = 180 \text{ mm}$
 $c = 81 \text{ mm}$

Rovina y-z:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} - F_{r2\max} - F_{r3\max} = 0$$

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow R_{Az} + F_{a3\max} - F_{a2\max} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow R_{By} \cdot l - F_{r3\max} \cdot (a + b) - F_{a3\max} \cdot r_3 - F_{r2\max} \cdot a + F_{a2\max} \cdot r_2 = 0$$



$$R_{By} = \frac{+F_{r3max} \cdot (a+b) + F_{a3max} \cdot r_3 + F_{r2max} \cdot a - F_{a2max} \cdot r_2}{l} = 8\,606,0 \text{ N}$$

$$R_{By} = 8\,606,0 \text{ N}$$

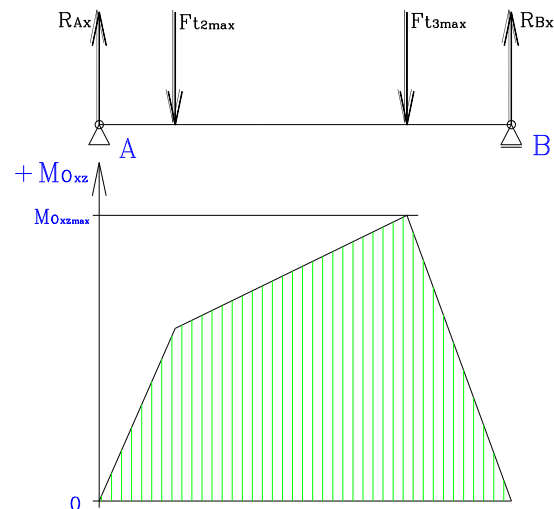
$$R_{Ay} = -R_{By} + F_{r2max} + F_{r3max} = 7\,140,5 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 7\,140,5 \text{ N}$$

$$R_{Az} = -F_{a3max} + F_{a2max} = -4\,662,2 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 4\,662,2 \text{ N}$$

Rovina x-z:



$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_{t2max} + F_{t3max} - R_{Ax} - R_{Bx} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow R_{Bx} \cdot l - F_{t3max} \cdot (a+b) - F_{t2max} \cdot a = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{+ F_{t3max} \cdot (a+b) + F_{t2max} \cdot a}{l} = 21\,923,0 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 21\,923,0 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = F_{t2max} + F_{t3max} - R_{Bx} = 18\,189,9 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = 18\,189,9 \text{ N}$$

11. f) Stanovení maximálních momentů

$$M_{o,yz\max} = R_{By} \cdot c = 697,1 \text{ Nm}$$

$$M_{o,yz\max} = 697,1 \text{ N}$$

$$M_{o,xz\max} = R_{Bx} \cdot c = 1\,775,8 \text{ Nm}$$

$$M_{o,xz\max} = 1775,8 \text{ N}$$

11. g) Výsledný ohybový maximální moment

$$M_{o \max} = \sqrt{M_{o, xz \max}^2 + M_{o, yz \max}^2} = 1\,907,7 \text{ Nm}$$

$$M_{o \max} = 1\,907,7 \text{ N}$$

11. h) Redukované napětí

Průměr předlohového hřídele (navržený v programu Výpočet nosníků pro MechSoft pod AutoCAD z hlediska napětí a max. průhybu pro zvolený materiál hřídele):

Materiál předlohového hřídele volíme: 11700

$$D = 50,0 \text{ mm}$$

Pozn.: Materiál ozubených kol: 14220

Ohybové napětí $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = 155,45 \text{ MPa}$

kde W_o ...modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = 12272 \text{ mm}_3$$

Napětí v krutu $\tau_k = \frac{M_{\text{předlohový}}}{W_k} = 55,33 \text{ MPa}$

kde W_o ...modul průřezu v ohybu

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = 24544 \text{ mm}_3$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \alpha \cdot \tau_k^2} = 182,62 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = 182,62 \text{ MPa}$$

kde α ...Bachův opravný koeficient

$$\alpha = 1,00 \text{ ...uvážujeme proto, že se mění smysl otáčec}$$

11. i) Porovnání redukovaného napětí s dovoleným napětím

Mez únavy tah – tlak pro materiál 11700:

$$\sigma_c = 240 \text{ MPa}$$

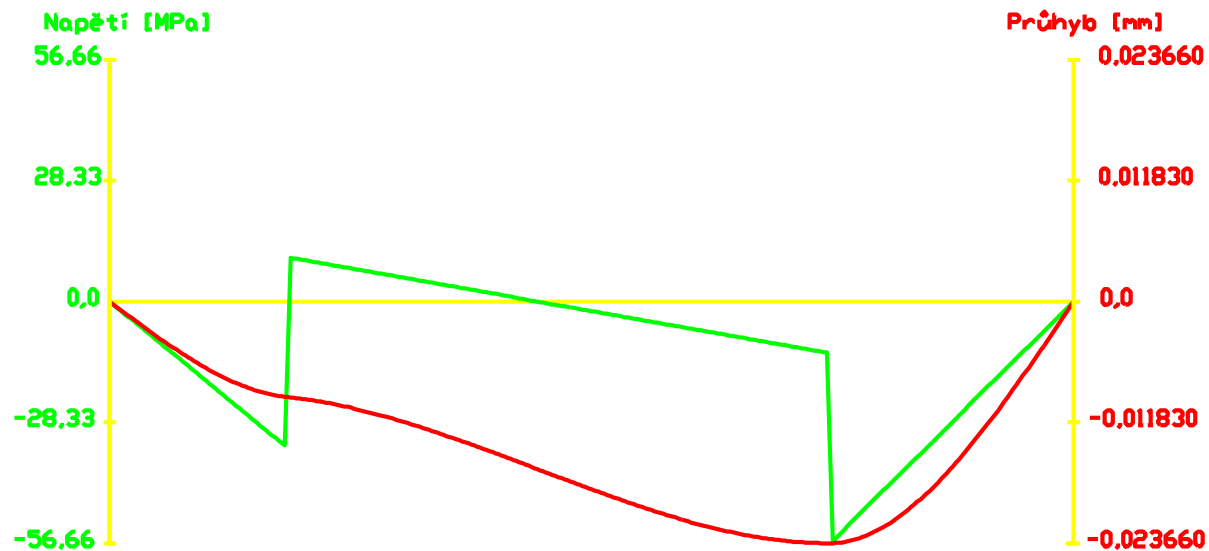
$$\sigma_{red} = 182,62 \text{ MPa} \leq \sigma_c = 240,00 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_c}{\sigma_{red}} = 1,31$$

k ... minimální dynamická bezpečnost - má být v rozsahu 1,3–1,5

11. j) Výpočet průhybů hřídele a úhlu natočení průřezu v místě uložení kol

Graf průběhu ohybového napětí a průhybu v rovině yz (vygenerováno programem Výpočet nosníků)



$y_{2\ yz} = 0,00940\ \text{mm}$... v místě uložení kola 2

$y_{3\ yz} = 0,02366\ \text{mm}$... v místě uložení kola 3

Maximální průhyb v místě zubového záběru:

$y_{\max\ yz} = 0,03000\ \text{mm}$ nebo: $y_{\max\ yz} = 0,0004 \cdot l_1 = 0,03240\ \text{mm}$
 $y_{\max\ yz} = 0,008 \cdot m_n = 0,03000\ \text{mm}$

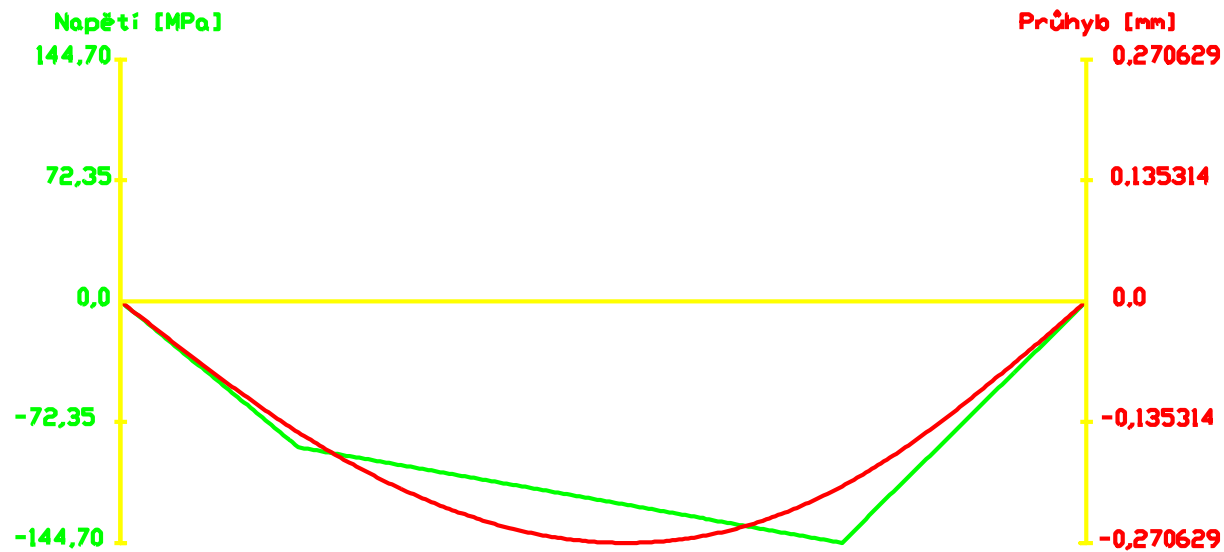
kde: l_l ... vzdálenost od ložiska v mm

v našem případě $l_l = c$

m_n ... normální modul v mm

$$y_{3 yz} = 0,02366 \text{ mm} \leq y_{\max yz} = 0,03000 \text{ mm}$$

Graf průběhu ohybového napětí a průhybu v rovině xz (vygenerováno programem Výpočet nosníků)



$$y_{2 xz} = 0,14692 \text{ mm} \quad \dots \text{ v místě uložení kola 2}$$

$$y_{3 xz} = 0,20747 \text{ mm} \quad \dots \text{ v místě uložení kola 3}$$

Hodnota celkového průhybu:

$$y_2 = \sqrt{y_{2,yz}^2 + y_{2,xz}^2} = 0,14722 \text{ mm} \quad \dots \text{ v místě uložení kola 2}$$

$$y_2 = \mathbf{0,14722 \text{ mm}}$$

$$y_3 = \sqrt{y_{3,yz}^2 + y_{3,xz}^2} = 0,20881 \text{ mm} \quad \dots \text{ v místě uložení kola 3}$$

$$y_3 = \mathbf{0,20881 \text{ mm}}$$

Úhel natočení průřezu v místě uložení kol

Rovina yz

$$\varphi_{2,yz} = 0,0018^\circ \quad \dots \text{ v místě uložení kola 2}$$

$$\varphi_{3,yz} = 0,0004^\circ \quad \dots \text{ v místě uložení kola 3}$$

Rovina xz

$$\varphi_{2,xz} = 0,1239^\circ \quad \dots \text{ v místě uložení kola 2}$$

$$\varphi_{3,xz} = 0,2100^\circ \quad \dots \text{ v místě uložení kola 3}$$

Hodnoty úhlů byly vygenerovány programem Výpočet nosníku.

Hodnota celkového úhlu natočení průřezu:

$$\varphi_2 = \sqrt{\varphi_{2,yz}^2 + \varphi_{2,xz}^2} = 0,1239^\circ \quad \dots \text{ v místě uložení kola 2}$$

$$\varphi_2 = \mathbf{0,1239^\circ}$$

$$\varphi_3 = \sqrt{\varphi_{3,yz}^2 + \varphi_{3,xz}^2} = 0,2100^\circ \quad \dots \text{ v místě uložení kola 3}$$

$$\varphi_3 = \mathbf{0,2100^\circ}$$

$$\varphi_2 = \mathbf{0,002163 \text{ rad}}$$

$$\varphi_3 = \mathbf{0,003665 \text{ rad}}$$

Hodnota maximálního průhybu:

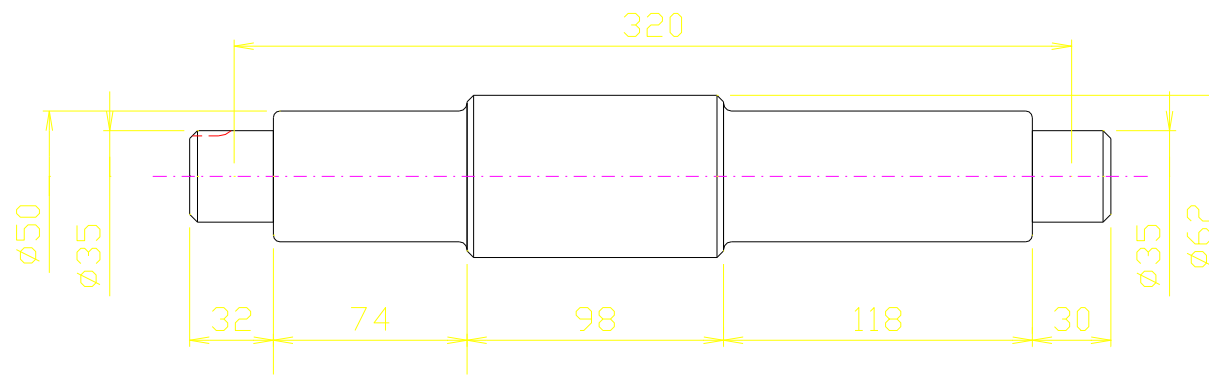
$$y_{yz \max} = 0,02366 \text{ mm} \quad \dots \text{ v rovině yz}$$

$$y_{yz \max} = \mathbf{0,02366 \text{ mm}}$$

$$y_{xz \max} = 0,27063 \text{ mm} \quad \dots \text{ v rovině xz}$$

$$y_{xz \max} = \mathbf{0,27063 \text{ mm}}$$

11. k) Návrh předlohového hřídele



Použité vzorce byly vytvořeny v MATH TYPE.

Výpočet v MS Excel je v souboru [kapitola4.zip](#).

5. Poznámky k výpočtům kloubového hřídele, stálého převodu a hnacích hřídelů kol

Při výpočtu **kloubových hřídelů** se nejčastěji provádí tyto základní výpočty:

- výpočet z hlediska kinematiky,
- výpočet na kritické otáčky,
- pevnostní kontrolní výpočet.

Kritické otáčky lze určit dle vztahu:

$$\omega_{kr} = 1,28 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{l^2}, \text{ resp. } \omega_{kr} = 1,28 \cdot 10^4 \cdot \frac{D}{l^2} \text{ [rad / s]},$$

D je vnější průměr trubky kloubového hřídele, d je její vnitřní průměr hřídele, l je délka hřídele.

Kritické otáčky n_k hřídele lze určit ze vztahů:

Pro dutý hřídel:

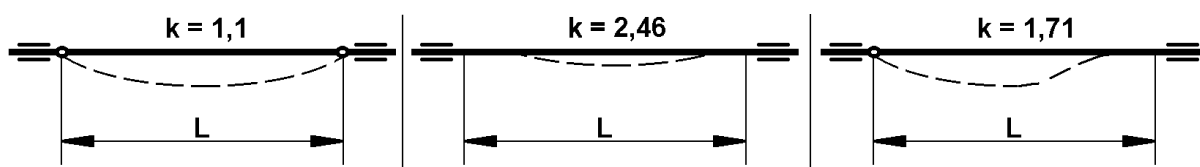
$$n_k = K \cdot 10^5 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}$$

Pro plný hřídel:

$$n_k = K \cdot 10^5 \cdot \frac{D}{L^2}$$

kde: K ... součinitel uložení hřídele, jehož hodnota je zřejmá z obrázku níže uvedeného,

L ... délka vloženého hřídele mezi dvěma klouby v závislosti na průhybové čáře.



Obecně otáčky hřídele by měly být:

- menší než 0,8 x kritické otáčky – podkritický provoz,
- větší než 1,25 x kritické otáčky – nadkritický provoz.

Pokud pracuje hřídel v oblasti nadkritických otáček, je nutné přejít přes oblast kritických otáček rychle, a to jak při rozběhu (přebytek výkonu) tak při doběhu (někdy nutné brzdění).

Ze zkušenosti je známo, že pro spolehlivý provoz kloubových hřídelů je nutné, aby jejich maximální provozní otáčky v žádném případě nepřekročily 85 % kritických otáček. Tato hodnota platí pro staticky a dynamicky vyvážené hřídele, kterých drážkované spoje jsou přesně vyrobeny a ložiska mají minimální vůle. V provozu se v důsledku opotřebení zvětšují

vůle v ložiskách a drážkách hřídelů a kloubů, což narušuje středění hřídelů, takže jejich kritické otáčky klesají.

Nemají-li provozní otáčky překročit přípustnou hodnotu, nesmí vozidlo překročit povolenou největší rychlost, např. při sjíždění svahů bez zařazeného rychlostního stupně. Hřídel včetně kloubů je však nutno vždy staticky a dynamicky vyvážit.

Poznámka: K ... součinitel uložení hřídele (kritické otáčky závisí kromě tuhosti a průhyby hřídele také na uložení) – <http://www.mitcalc.com/doc/shafts/help/cz/shafttxt.htm> :

- hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk je uložen letmo $K = 0,9$,
- hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky $K = 1,0$,
- pevně uložený hřídel, rotují jen kotouče $K = 1,3$.

Je-li průměr hřídele odstupňován, je nutno pro výpočet kritických otáček stanovit jeho redukovanou délku l_{red} . Při redukci délky je možno vycházet ze dvou rozdílných předpokladů:

- 1) celý redukovaný hřídel bude mít průměr d_1 plného hřídele a menší celkovou délku l_{red} ;
- 2) celý redukovaný hřídel bude dutý o průměrech D a d při větší celkové délce l_{red} .

Při redukci délek se vychází z předpokladu, že kritické otáčky redukovaného hřídele musí být shodné s kritickými otáčkami původního hřídele.

Spojovací a kloubové hřídele se kontrolují na napětí v krutu vyvolané přiváděným točivým momentem. Jako maximální točivý moment, který může namáhat spojovací nebo kloubový hřídel na krut, se uvažuje menší z momentů vyvozených:

- maximálním momentem motoru,
- maximálním přenositelným adhezním momentem.

U **stálého převodu** je prováděný následující postup výpočtů:

- určení velikosti převodového poměru,
- určení velikosti zatěžujícího momentu,
- určení silových poměrů v ozubení,
- pevnostní výpočet ozubení,
- výpočet ložisek,
- výpočet hřídelů,

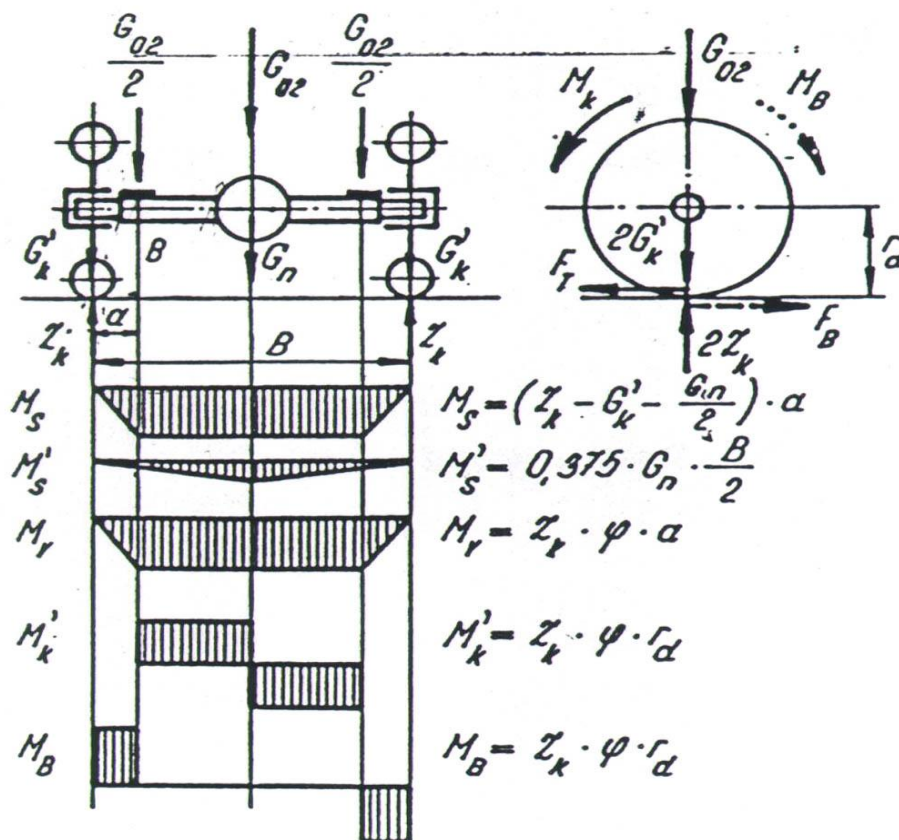
- ostatní výpočty,
- konečný návrh všech součástí stálého převodu.

Příklad výpočtu kuželové převodovky je

v souboru [kapitola5.zip](#).

Výpočet hnacích hřídelů kol

Výpočet průměru mostu tuhé nápravy:



M_S [Nm] OM (značený ohybový moment) od svislých sil, kromě tíhy nápravy,

M'_S [Nm] OM od tíhy nápravy,

M'_{smax} [Nm] OM maximální nápravy,

M_{SI} [Nm] OM v kritickém (zvoleném) místě

M_V [Nm] OM od sil ve vodorovné rovině

M_B [Nm] OM při brzdění

M_K [Nm].....	OM při rozjezdu (kroutící)
M_O [Nm].....	OM celkový
M_{red} [Nm].....	OM výsledný od krutu a ohybu
W_O [mm ³]	modul průřezu
σ_{dov} [MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_{red} [MPa].....	redukované napětí v tahu
Z_K [N]	reakce vozovky
G_{02} [N].....	tíha odpružených hmot
G'_K [N]	tíha kola
G_n [N]	tíha nápravy

Pro zjednodušení výpočtu je možné zanedbat následující předpoklady:

- Ovlivnění plochy teplotou vznikající odvalováním ozubených kol diferenciálu uvnitř střední části mostu.
- Vliv teploty od brzd, a to pouze uvažujeme-li, že ložisko nemá dostatečné schopnosti přenášet teplo.
- Je-li převážná část mostu zhotovena ze symetrického profilu(mezikruží), lze tento průřez zjednodušit tím, že uvažujeme pouze jeho část, např. $\frac{1}{4}$ průřezu pro $\frac{1}{4}$ zatěžující síly.
- Homogenita materiálu v celém průřezu – ideální materiál.
- U rejdových náprav uvažujeme pouze stav přímého směru.
- Nebrzděné, nepoháněné nápravy přenáší pouze svislé a boční síly (jejich momenty).
- Brzdný moment se přenáší pouze od brzd k zavěšení nápravy.
- Zanedbáváme kmitání nápravy (tzv. třepetání).
- Pneumatiky uvažujeme jako dokonale tuhé.
- Z důvodu možnosti kmitání nastavby zahrneme ve výpočtu zatížení pouze na jedné straně nápravy celou tíhou nastavby. Tento princip chápeme i při ztrátě stability, kdy může dojít k úplnému odlehčení jednoho kola (např. průjezdem zatáčky vysokou rychlostí).
- Zanedbání rázů.
- Ložiska nejsou uložena s přesahem, nepůsobí na ně tedy žádné síly kromě sil zatěžujících.

Předpokladem řešení je:

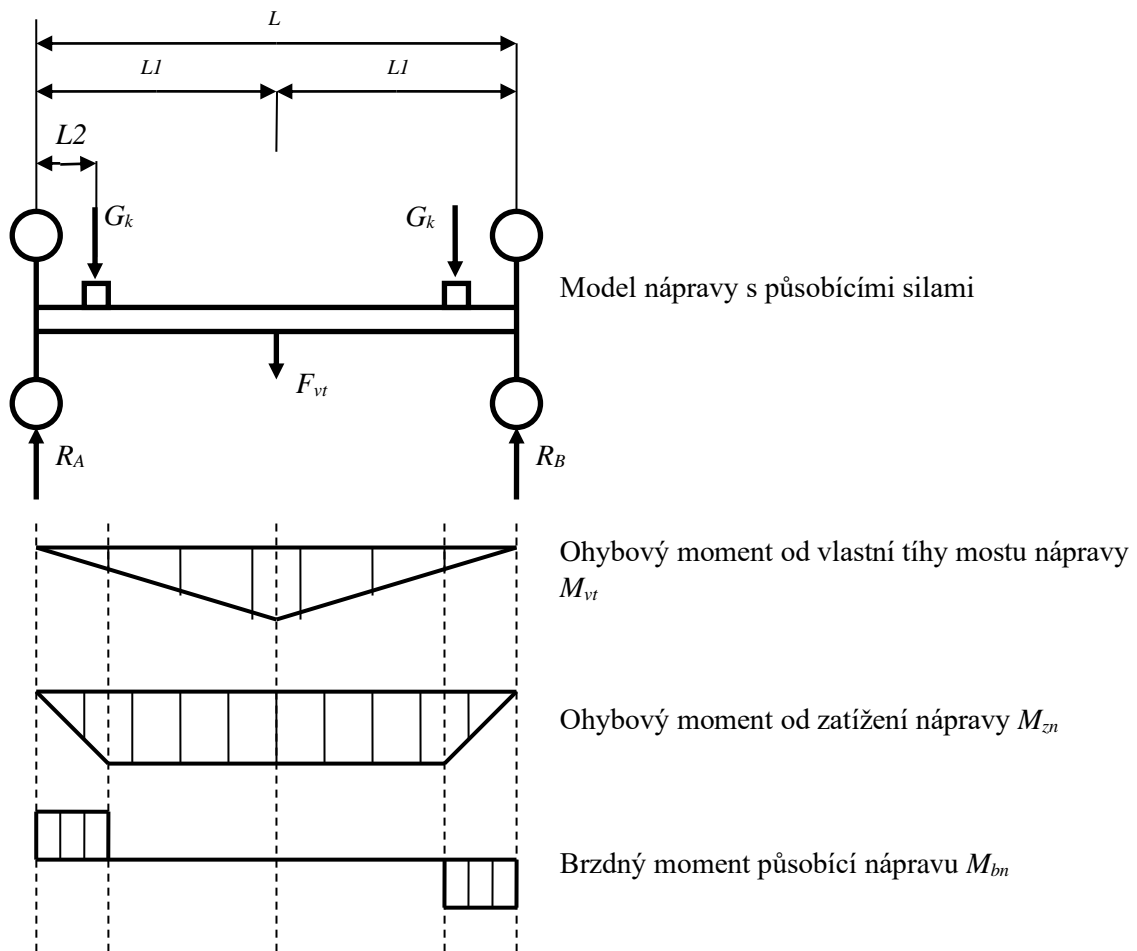
- Kroutící moment přivedený na kola se projevuje pouze suvnou silou působící ve středu ložiska, tato síla vede ke zvýšením lokálního tlaku v místě nalisování ložiska.
- Vliv brzdného momentu.
- Vlastní tíha nápravy.
- Uvažování vlivu změny zatížení nápravy způsobené bočními silami:
 - odstředivé síly při jízdě zatáčkou,
 - působení bočního větru,
 - boční sklony vozovky.
- Uvažování vlivu změny zatížení nápravy způsobené:
 - rozjezdem
 - brzděním vozidla

Zjednodušený výpočet tuhé nápravy:

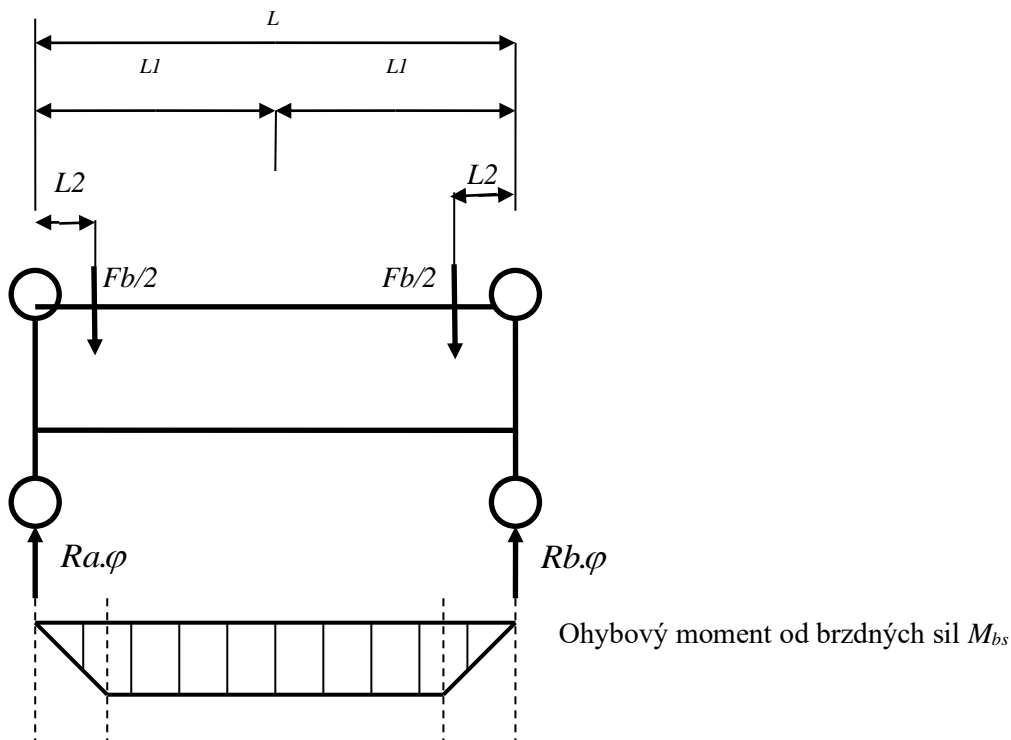
Pro zjednodušený výpočet uvažujeme model suvné, nerejdové, brzděné nápravy jedoucí po přímé vozovce přímým směrem. Působící síly jsou: experimentálně určená vlastní tíha nápravy, síly od nadstavby vozidla a brzděné síly.

Zadané veličiny: $L = 2\,000\text{ mm}$, $L_1 = 1\,000\text{ mm}$, $L_2 = 300\text{ mm}$, $G_k = 5\,000\text{ N}$, $F_{vt} = 500\text{ N}$, $R_d = 420\text{ mm}$, $\varphi = 0,8$.

Schématický náčrt: pohled zepředu (nárys):



Schématický náčrt: pohled shora (půdorys)



Výpočet:

$$Ra + Rb - Gk - Gk - Fvt = 0$$

$$Ra = Rb = \frac{2.Gk + Fvt}{2} = \frac{10000 + 500}{2} = 5250N$$

$$Mvt = \frac{Fvt}{2} . L1 = \frac{500}{2} . 1000 = 250000N.mm$$

$$Mzn = Ra . L2 = 5250 . 300 = 1575000N.mm$$

$$Mbn = Ra . \varphi . Rd = 5250 . 0,8 . 420 = 1764000N.mm$$

$$Mbs = Ra . \varphi . L2 = 5250 . 0,8 . 300 = 1260000N.mm$$

Celkový ohybový moment:

$$Mo = \sqrt{(Mvt + Mzn)^2 + Mbs^2} = \sqrt{(250000 + 1575000)^2 + 1260000^2} = 2217707,149 N.mm$$

Metodou HMH vypočítáme redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + 3/4.Mbn^2} = \sqrt{2217707,149^2 + 0,75.1764000^2} = 269953,211 N.mm$$

Platí:

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_0} \leq \sigma_{dov}$$

Modul průřezu pro plný průřez:

$$W_0 = \frac{\pi.D^3}{32}$$

Dosazením a úpravami dostaneme:

$$\frac{\pi.D^3}{32} \geq \frac{M_{red}}{\sigma_{dov}}$$

Ze vztahu vyjádříme hledaný průměr hřídele a zvolíme materiál, ze kterého necháme most nápravy vyrobit. Zvolíme materiál třídy 11523 jehož $\sigma_{dov} = (140 - 210)$ MPa a dosadíme do vzorce:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32.M_{red}}{\pi.\sigma_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{32.269953,211}{\pi.140}} = 26,98mm \Rightarrow \text{zvolíme normovaný } \underline{\underline{\phi D = 30mm}}$$

Zpětně vypočítáme maximální napětí v nápravě pro zvolený průměr

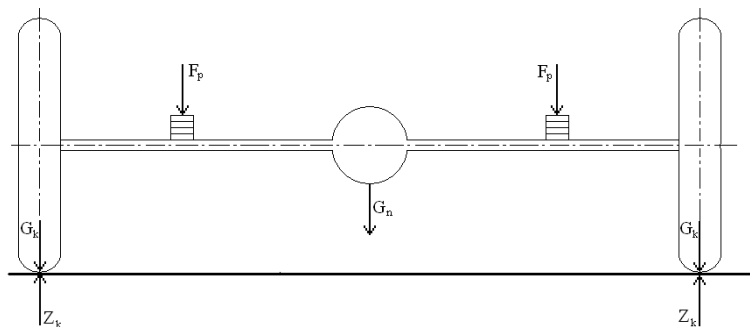
$$\phi D = 30mm \quad \frac{\pi.D^3}{32} \geq \frac{M_{red}}{\sigma_{max}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{32.M_{red}}{\pi.D^3} = \frac{32.269953,211}{\pi.30^3} = 101,842MPa < \sigma_{max} = (140 - 210)MPa$$

6. Výpočet vinuté pružiny

Velikost zatěžující síly F_p je ovlivněna způsobem konstrukčního provedení náprav. Dále v textu jsou uvedeny příklady schémat a výpočtových vzorců pro tuhou nápravu, výkyvnou kyvadlovou, výkyvnou lichoběžníkovou a výkyvnou lichoběžníkovou se šikmo uloženou pružinou.

Tuhá náprava



Podmínky pro výpočet zatěžující síly jsou:

$$z_p = z_k$$

$$c_p = c_k$$

Výpočet zatěžující síly vyplývá z rovnice rovnováhy sil:

$$\sum_{j=1}^n F_{z(j)} = 0$$

$$F_p = Z_k - G_k - \frac{G_n}{2}$$

kde: F_p [N] – síla přenášená pružinou,

Z_k [N] – radiální reakce vozovky na tlakovou sílu kola,

G_k [N] – tíhová síla kola,

G_n [N] – neodpérováná tíha nápravy,

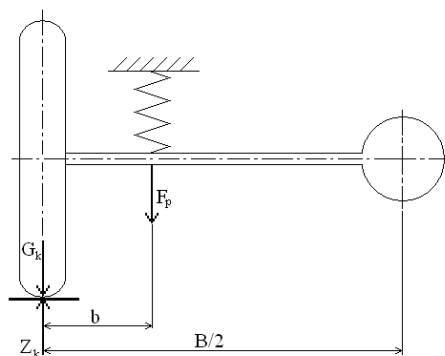
z_k [mm] – zdvih kola,

z_p [mm] – průhyb pera,

c_k [N/mm] – tuhost kola,

c_p [N/mm] – tuhost pera.

Výkyvná kyvadlová náprava



Sestavením momentové rovnice lze získat rovnici pro výpočet zatěžující síly pružícího prvku. Následným dosazením zdvihu (stlačení) pružiny z_p se určí tuhost pružiny:

$$\sum_{j=1}^n M_{(zy)} = 0 \quad z_p = z_k \cdot \frac{2b}{B}$$

$$F_p \cdot b - (Z_k - G_k) \cdot \frac{B}{2} = 0$$

$$F_p = (Z_k - G_k) \cdot \frac{B}{2 \cdot b} = 0$$

$$c_p = \frac{F_p}{z_p} = \frac{(Z_k - G_k) \cdot \frac{B}{2b}}{Z_k \cdot \frac{2b}{B}}$$

$$\frac{Z_k - G_k}{Z_k} = c_k \quad \text{z toho plyne} \quad c_p = c_k \left(\frac{B}{2b} \right)^2$$

kde: B – rozchod kol,

b – vzdálenost pružiny od podélné osy vozidla.

Výkyvná lichoběžníková náprava

U výkyvné lichoběžníkové nápravy je postup výpočtu zatěžující síly a tuhosti pružiny podobný výpočtu u kyvadlové nápravy. Opět výpočet vychází z momentové rovnice:

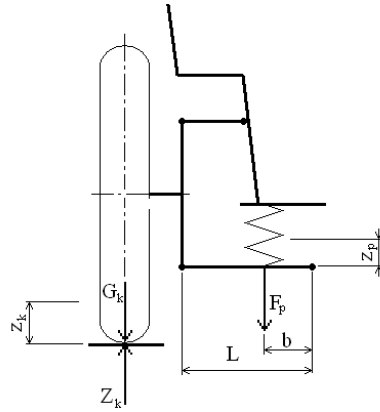
$$\sum_{j=1}^n M_{(zy)} = 0 \quad z_p = z_k \cdot \frac{b}{L}$$

$$(Z_k - G_k) \cdot L - F_p \cdot b = 0$$

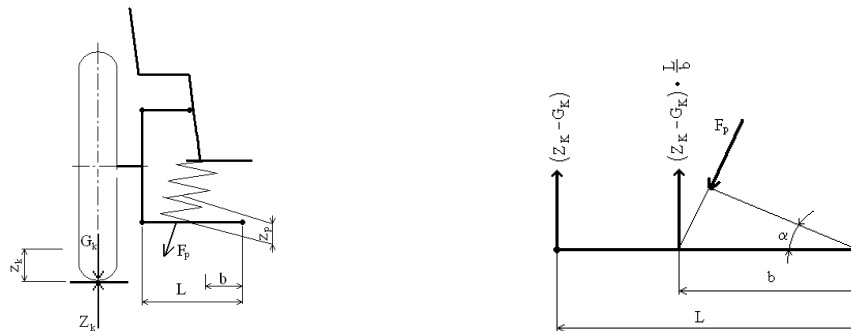
$$F_p = (Z_k - G_k) \cdot \frac{L}{b}$$

$$c_p = \frac{F_p}{z_p} = \frac{(Z_k - G_k) \cdot \frac{L}{b}}{Z_k \cdot \frac{L}{b}}$$

$$c_p = c_k \cdot \left(\frac{L}{b}\right)^2$$



Výkyvná lichoběžníková náprava se šikmo uloženou pružinou



Dosadí-li se goniometrické funkce do vzorců u lichoběžníkové nápravy, získají se vzorce pro lichoběžníkovou náprava se šikmo uloženou pružinou:

$$\sum_{j=1}^n M_{(zy)} = 0 \quad z_p = z_k \cdot \frac{b}{L} \cdot \cos \alpha$$

$$(Z_k - G_k) \cdot \frac{L}{b} \cdot b - F_p \cdot b \cdot \cos \alpha = 0$$

$$F_p = (Z_k - G_k) \cdot \frac{L}{b \cdot \cos \alpha}$$

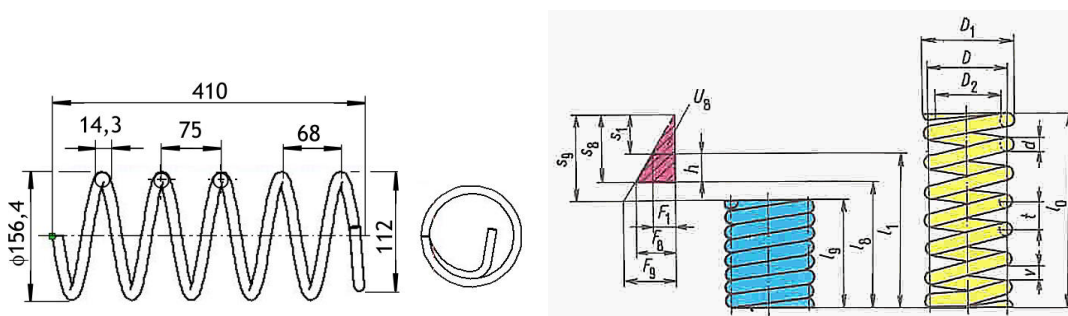
$$z_p = z_k \cdot \frac{b}{L} \cdot \cos \alpha$$

$$c_p = c_k \cdot \left(\frac{L}{b \cdot \cos \alpha}\right)^2$$

Vinutá pružina

Řešena je vinutá pružina z osobního automobilu FORD Mondeo. Pružina je na jedné straně zakončena otevřeným závitem a na druhé straně jí ukončuje speciální závit určený pro uložení do tlumiče.

Nejprve je provedený analytický výpočet podle ČSN 02 6001 a poté numerický MKP výpočet. Materiál pružiny je chrom-křemíková ocel. Parametry pružiny:



Značení	Název	velikost	jednotky
D_1	Vnější průměr pružiny	156,4	mm
D	Střední průměr pružiny	142,1	mm
D_2	Vnitřní průměr pružiny	127,8	mm
d	Průměr drátu	14,3	mm
l_0	Délka pružiny ve stavu nezatíženém	410	mm
t	Rozteč pružiny ve volném stavu	75	mm
v	Vůle mezi závitů ve volném stavu	68	mm
n	Počet závitů	5	

Značení	Název	velikost	jednotky
F_1	Síla vyvinutá pružinou v předpruženém stavu	3 840	N
F_8	Síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém	5 968	N
F_9	Síla vyvinutá pružinou v mezním stavu	nezjištěno	N
l_1	Délka pružiny ve stavu předpruženém	300	mm
l_8	Délka pružiny ve stavu plně zatíženém	230	mm
l_9	Délka pružiny v mezním stavu (odhad + výpočet)	87	mm
S_1	Deformace pružiny ve stavu předpruženém	110	mm
S_8	Deformace pružiny ve stavu plně zatíženém	180	mm
S_9	Deformace pružiny v mezním stavu (odhad)	323	mm

Vztah pro kontrolu napětí materiálu v krutu při plně zatížené pružiny:

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot D \cdot K \cdot F_8}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{Dm}$$

kde: $K = \frac{i + 0,2}{i - 1}$ je korekční součinitel napětí v krutu,

$i = \frac{D}{d}$ je poměr vinutí, kde D je střední průměr pružiny, d je průměr drátu.

Po dosazení: 837,7 MPa.

Napětí materiálu v krutu při plně zatížené pružině τ_8 nesmí přesáhnout maximální dovolené napětí v krutu pro daný materiál $\tau_{dm} = 0,60 \cdot Rm = 1\,062$ MPa. Pružina vyhovuje.

Při návrhu se vychází z předpokladu, že korekční součinitel napětí v krutu i (nejčastěji mezi 4 až 16) a napětí materiálu v krutu při plně zatížené pružiny τ_8 , se na počátku volí. Hodnoty i a τ_8 se dosadí do vzorce pro výpočet průměru drátu:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{D \cdot K \cdot F}{\pi \cdot \tau_8}}$$

Následuje kontrola τ_8 a výpočet se několikrát opakuje, aby se dosáhlo ideální pružiny pro dané zatížení.

Po provedení úprav plyne rovnice třetího stupně:

$$d^3 - \frac{12 \cdot F_8}{\pi \cdot \tau_8} \cdot d - \frac{8 \cdot D \cdot F_8}{\pi \cdot \tau_8} = 0$$

Pro zjednodušení značení:

$$p = -\frac{12 \cdot F_8}{\pi \cdot \tau_8} \text{ a } q = -\frac{8 \cdot D \cdot F_8}{\pi \cdot \tau_8}$$

Po dosazení je $d = 14,3$ mm. Podle ČSN 42 6450 by nejbližší průměr drátu byl 16 mm. Zpětná kontrola napětí činí 720,3 MPa, což je menší než τ_{dm} .

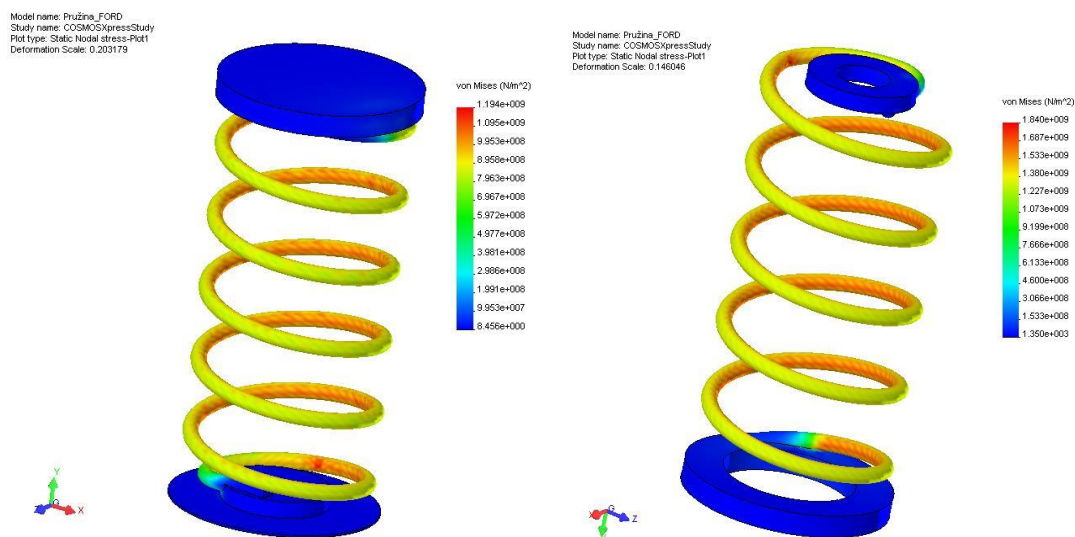
Pro výpočet činných závitů platí:

$$n = \frac{S_8 \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot F_8 \cdot D^3}$$

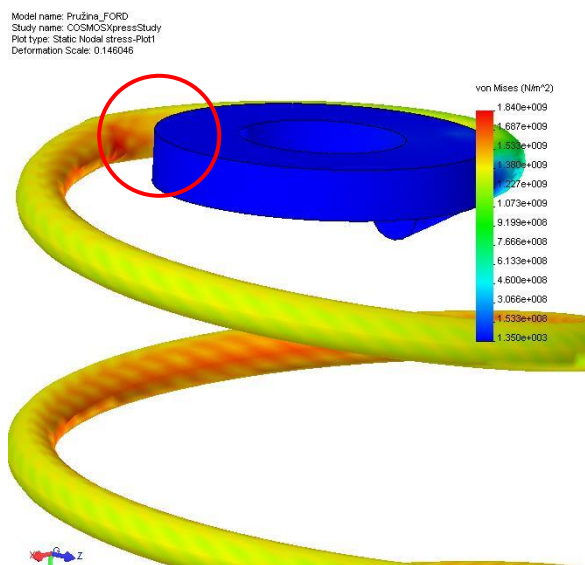
Dosazením do vzorce dostáváme počet činných závitů 7,84. Na pružině FORD je pouze 5 činných závitů.

Výpočet pružiny za pomoci MKP

Numerický model pružiny pro zatížení F_8 v programu COSMOSXpress^{TN} – dvě varianty zakončení závitů – zjednodušená (vlevo) a reálná varianta:

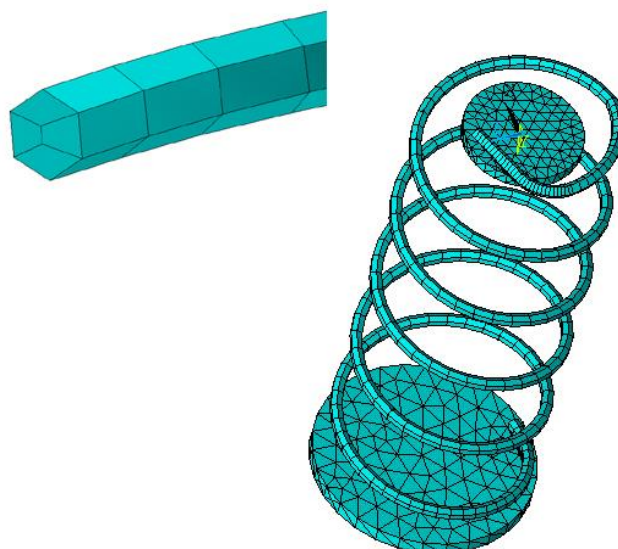


Numerický model pružiny pro zatížení 6500 N v programu COSMOSXpress^{TN}:



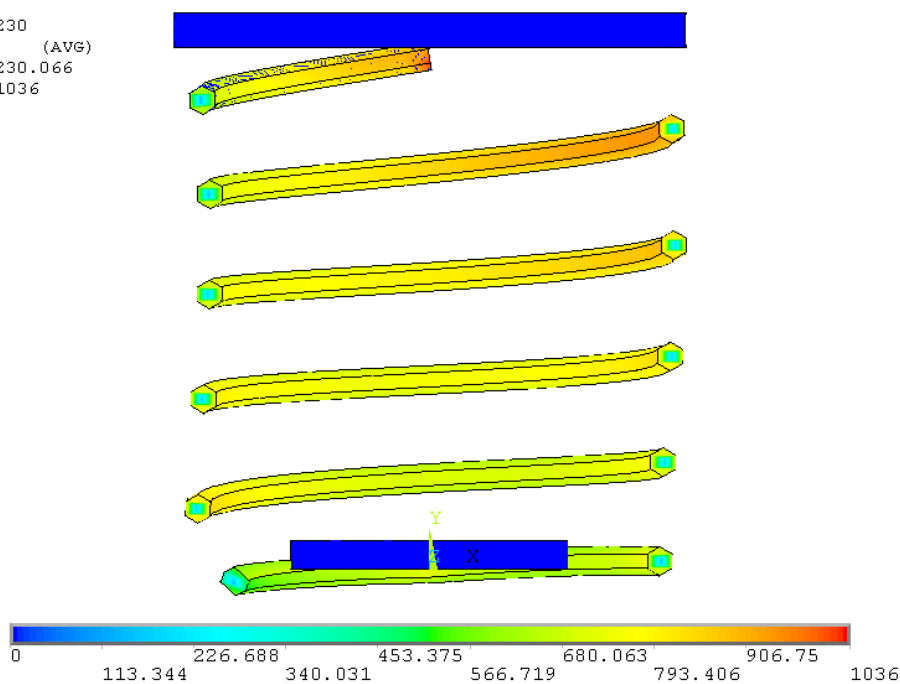
Pružina byla zatížena silou 5968 N na horní přípravek pružiny.

Pro srovnání výpočtů COSMOSXpress^{TN} byl pro výpočet pružiny FORD použitý také program ANSYS. Diskretizace pružiny FORD v programu ANSYS:



Napětí v pružině FORD v programu ANSYS:

```
TIME=230
SEQV (AVG)
DMX =230.066
SMX =1036
```



Výsledky pro různé typy konstrukcí pružin jsou dostupné v souboru [kapitola6.zip](#).

Návrh kuželové vinuté pružiny

Oproti válcové vinuté pružině se kuželová pružina vyznačuje progresivní charakteristikou. Při navrhování kuželové pružiny bylo použito návrhu z normy ČSN 02 6006. Nejdříve se ze zadaných hodnot F_1 , F_8 , h , které byly zjištěny experimentálně a hodnot D_{\max} a D_{\min} , které byly voleny, se zjistila hodnota D_8 pomocí vztahu:

$$D_{\max} - 0,75 \cdot (D_{\max} - D_{\min}) \leq D_8 \leq D_{\max} - 0,6 \cdot (D_{\max} - D_{\min})$$

Norma udává, že hodnota poměru vinutí i musí být z intervalu 5–16. Proto se při návrhu vybere hodnota poměru vinutí i_8 , která splňuje tento interval. Z takto volené hodnoty se vypočítá korelační součinitel napětí v krutu K_8 :

$$K_8 = \frac{i_8 + 0,2}{i_8 - 1}$$

Po výpočtu korelačního součinitele se předběžně stanoví hodnota napětí v krutu τ_8 , kterou má pružina přibližně dosahovat při stlačení silou F_8 .

Po stanovení této hodnoty se vypočítá průměr drátu vinuté pružiny:

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D_8 \cdot K_8}{\pi \cdot \tau_8}}$$

Z této vypočtené hodnoty se určí nejbližší vyšší normalizovaný průměr drátu. Dosazením normalizovaného průměru drátu pružiny se zkontroluje napětí v krutu:

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D_8 \cdot K_8}{\pi \cdot d^3}$$

K dalšímu postupu patří výpočet konstanty tlačné kuželové pružiny a z této konstanty se následně určila hodnota síly F_{01} , která odpovídá síle vyvinuté pružinou ve stavu, v němž pouze největší z činných závitů již nemůže při rostoucím stlačení pružiny změnit svůj úhel stoupání:

$$k = F_8 \cdot D_8^3$$

$$F_{01} = \frac{k}{D_{\max}^3}$$

Následujícím krokem výpočtu pro zjištění počtu závitů bylo nutné vypočítat hodnoty s_8 a s_1 .

Ze vztahu:

$$\frac{n - n_8}{n} = \frac{D_{\max} - D_8}{D_{\max} - D_{\min}}$$

se vypočítá hodnota n_8 jako násobek hodnoty n .

Z vypočtené hodnoty n_8 , úpravou vztahu sloužícího pro výpočet konstanty tlačné kuželové pružiny:

$$k = \frac{s_9 \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n}$$

na vztah:

$$\frac{s_9}{n} = \frac{8 \cdot k}{G \cdot d^4}$$

a ze vztahu:

$$\frac{s_9}{n} = \frac{s'_1}{n - n_1} = \frac{s'_8}{n - n_8}$$

se vypočítá hodnota s'_8 jako násobek hodnoty n :

$$s'_8 = \frac{s_9}{n} \cdot (n - n_8)$$

a s''_8 z výrazu:

$$s''_8 = \frac{2 \cdot F_8 \cdot n_8}{G \cdot d^4} \cdot (D_8^2 + D_{\min}^2) \cdot (D_8 + D_{\min})$$

jako násobek hodnoty n .

Pro výpočet s_8 platí vztah

$$s_8 = s'_8 + s''_8$$

Výpočet hodnoty s_1 závisí na závislosti mezi silou F_1 a F_{01} . Mohou nastat tři varianty:

$$F_1 < F_{01}, F_1 = F_{01} \text{ a } F_1 > F_{01}.$$

a) je-li $F_1 > F_{01}$ je postup výpočtu s_1 následující:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{k}{F_1}}$$

$$\frac{n - n_1}{n} = \frac{D_{\max} - D_1}{D_{\max} - D_{\min}}$$

Tento vztah určuje výpočet n_1 jako násobek hodnoty n . V tomto případě je obdobný postup výpočtu jako u výpočtu s_8 :

$$s'_1 = \frac{s_9}{n} \cdot (n - n_1)$$

$$s''_1 = \frac{2 \cdot F_1 \cdot n_1}{G \cdot d^4} \cdot (D_1^2 + D_{\min}^2) \cdot (D_1 + D_{\min})$$

$$\text{a } s_1 = s'_1 + s''_1$$

b) je-li $F_1 = F_{01}$ je výpočet hodnot pro stanovení s_1 následující:

$$s'_1 = \frac{s_9}{n}$$

$$s''_1 = \frac{2 \cdot F_1 \cdot (n - 1)}{G \cdot d^4} \cdot (D_{\max}^2 + D_{\min}^2) \cdot (D_{\max} + D_{\min})$$

c) výpočet s_1 , je-li $F_1 < F_{01}$ je vyjádřen vztahem:

$$s_1 = \frac{2 \cdot F_1 \cdot n}{G \cdot d^4} \cdot (D_{\max}^2 + D_{\min}^2) \cdot (D_{\max} + D_{\min})$$

Pomocí vztahu $h = s_8 - s_1$ se určí počet závitů n . Následně celkový počet závitů $z = n + n_z$, kde n_z je hodnota počtu závěrných závitů.

Výpočet se z hodnot s_8 a s_1 stanoví:

$$l_0 = l_9 + s_8$$

$$l_1 = l_0 - s_1$$

$$l_8 = l_0 - s_8$$

Na závěr se provede kontrola podmínek:

a) $5 \leq i_{\min}$ a $i_{\max} \leq 16$

b) $\frac{D_{\max}}{D_{\min}} \leq 2$

c) $0,5 \cdot (D_{\max} + D_{\min}) \leq l_0 \leq 1,5 \cdot (D_{\max} + D_{\min})$

$$0,2 \cdot (D_{\max} + D_{\min}) \leq t_0 \leq 0,35 \cdot (D_{\max} + D_{\min})$$

7. Výpočet tažného zařízení

Definice tažného zařízení: mechanickými spojovacími zařízeními mezi motorovými vozidly a přípojnými vozidly se rozumějí všechny části a zařízení na rámech, nosných částech karoserie a podvozku vozidel, pomocí kterých jsou navzájem spojena tažná a tažená vozidla. Patří mezi ně též připevněné nebo snímatelné části, které slouží k připevnění, seřízení nebo obsluze spojovacích zařízení, které lze klasifikovat podle tabulky:

Třída	Popis	Definice
A	<i>Spojovací koule s držákem</i>	Mechanické spojovací zařízení s koulí na připevňovacím držáku na tažném vozidle určené ke spojení se spojovací hlavici na přívěsu.
A 50-1 až A 50-3	Normalizované spojovací koule 50 s přírubovým držákem	
A 50-X	Nenormalizované spojovací koule s držákem	
B	<i>Spojovací hlavice</i>	Mechanické spojovací zařízení na oji přívěsů určené ke spojení se spojovací koulí na tažném vozidle.
B 50-X	Nenormalizované spojovací hlavice 50	
C	<i>Automatická spojovací zařízení s čepem</i>	Mechanické spojovací zařízení s hubicí a se samočinně se zasunujícím a zajišťujícím čepem na tažném vozidle určená ke spojení s okem oje na přívěsu.
C 50	Spojovací zařízení s čepem 50	
C 50-1 až C 50-6	Normalizované spojovací zařízení s čepem 50	
C 50-X	Nenormalizovaná spojovací zařízení s čepem 50	
D	<i>Oka ojí</i>	Mechanické spojovací zařízení na oji přívěsů, která má válcový otvor a je určeno ke spojení s automatickými spojovacími zařízeními s čepem.
D 50	Oka ojí 50	
D 50-A	Normalizovaná oka D 50 k připevnění svařováním	
D 50-B	Normalizovaná oka 50 k připevnění šroubovým spojem	
D 50-C	Normalizovaná oka D 50-C 1 k připevnění přírubovým spojem	
D 50-X	Nenormalizovaná oka ojí 50	
E	<i>Nenormalizované oje</i>	Nájezdové zařízení a podobné zařízení namontované vpředu na taženém vozidle nebo na podvozku vozidla a určené ke spojení s tažným vozidlem pomocí ok, spojovacích hlavice a podobných spojovacích zařízení.
F	<i>Nenormalizované připevňovací mezičleny</i>	Všechny části a zařízení, které se nacházejí mezi spojovacím zařízením a rámem, nosnými částmi karoserie nebo podvozkem tažného vozidla.

Třída	Popis	Definice
G	<i>Točnice</i>	Deskovitá spojovací zařízení na tažných vozidlech mají automatický uzávěr a spojují se s návěsným čepem.
G 50	Normalizované točnice 50	
G 50-X	Nenormalizované točnice 50	
H	<i>Návěsné čepy</i>	Spojovací zařízení tvaru čepu, která jsou namontována na návěsech a spojují se s točnicí tažného vozidla.
H 50-X	Nenormalizované návěsné čepy 50	
J	<i>Nenormalizované základní desky</i>	Všechny části a zařízení sloužící k připojení točnic na rám tažného vozidla. Základní deska může být vodorovně posuvná (tj. posuvná točnice).
S	<i>Nenormalizovaná různá spojovací zařízení</i>	Mechanická spojovací zařízení, která nepatří do žádné z tříd A až J (např. spojovací zařízení podle současných vnitrostátních norem nebo pro přepravu zvláště těžkých nákladů).

Typem mechanického spojovacího zařízení se rozumějí zařízení, která se podstatně neliší, pokud se týkají:

- třídy spojovacího zařízení,
- výrobní značky nebo obchodního názvu,
- vnějšího tvaru nebo hlavních rozměrů nebo jiných zásadních rozdílů v konstrukci,
- charakteristických hodnot D , S , V a U .

Hodnotou D se rozumí teoretická referenční síla pro vodorovnou sílu mezi tažným a přípojným vozidlem. Hodnota D se bere za základ pro vodorovné zatížení při dynamických zkouškách. U mechanických spojovacích zařízení, která nejsou schopna nést svislé zatížení, je tato hodnota:

$$D = g \cdot \frac{T \cdot R}{T + R} \quad [kN]$$

U mechanických spojovacích zařízení vhodných pro přívěsy s nápravami uprostřed je tato hodnota:

$$D_C = g \cdot \frac{T \cdot C}{T + C} \quad [kN]$$

U točnic na tahačích a na vozidlech srovnatelného druhu je tato hodnota:

$$D = g \cdot \frac{T \cdot R}{T + R} \text{ [kN]}$$

kde:

T [t] ... maximální technicky přípustná hmotnost tažného vozidla, ale také i tahačů; popřípadě včetně svislého zatížení vyvozovaného přívěsem s nápravami uprostřed,

R [t] ... maximální technicky přípustná hmotnost přívěsu s ojí volně výkyvnou ve svislé rovině nebo návěsu,

C [t] ... součet hmotností na nápravy přívěsu s nápravami uprostřed s nákladem maximální přípustné hmotnosti,

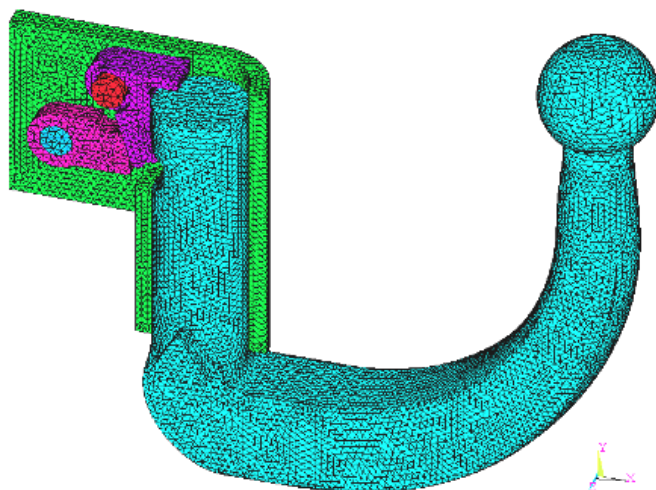
U [t] ... svislé zatížení působící na točnici tažného vozidla,

S [kg] ... statické svislé zatížení; podíl hmotnosti přívěsu s nápravami uprostřed působící v bodě spojení za statického stavu,

g [m/s²] ... gravitační zrychlení,

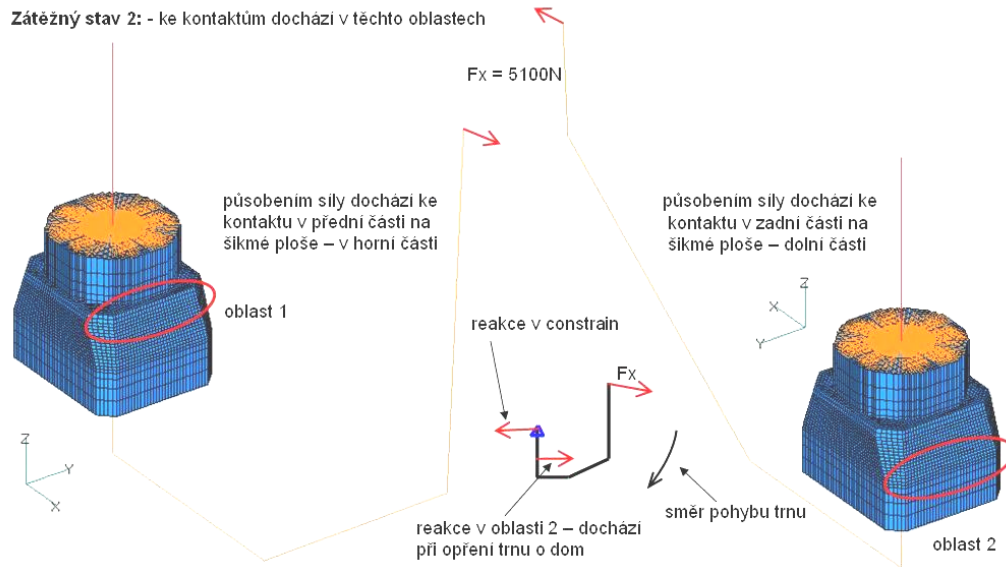
V [kN] ... teoretická referenční síla pro amplitudu svislé síly mezi tažným vozidlem a přívěsy s nápravami uprostřed o maximální hmotnosti větší než 3,5 t.

Trn tažného zařízení (obr. A) namáhají ohybové momenty od působících sil. Tyto síly působí jednak ve směru x (podélná osa vozidla) pod úhlem 15° směrem k vozovce a směru y (kolmo). Ohybový moment vyvolaný těmito silami způsobuje vznik kontaktních napětí v kritických místech trnu, tato místa zobrazují obr. B a obr. C. Od tohoto kontaktního napětí vznikají nepřijatelné vůle v uložení trnu, tím dochází k nežádoucím vibracím celého tažného háku.

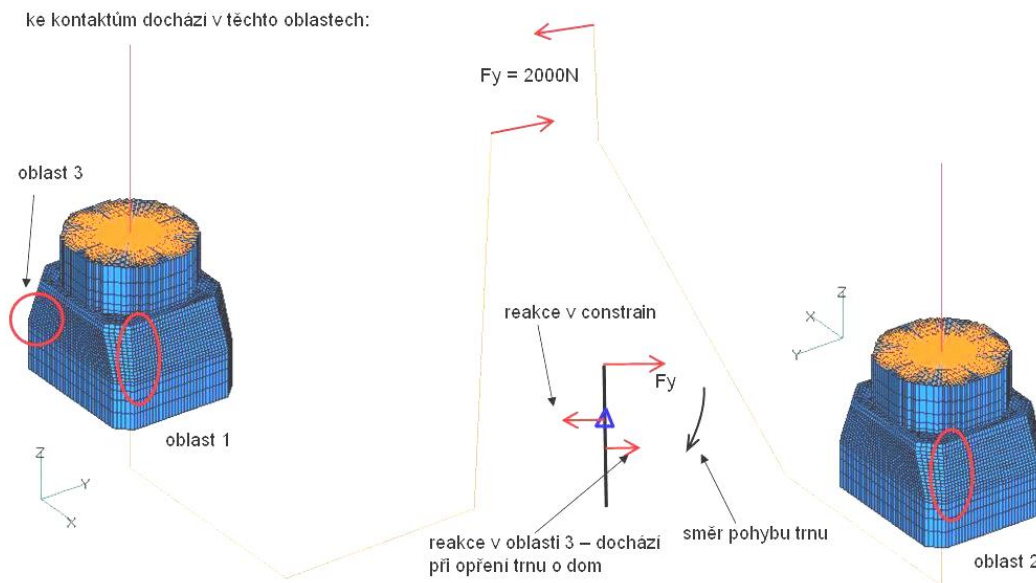


Obr. A: Tažné zařízení

Vliv síly působící ve směru osy x na vznik vůlí v uložení trnu tažného zařízení z části kompenzuje systém uchycení tažného háku. Systém uchycení je řešen pomocí rozpěrných kuliček ovládaných hydraulickým okruhem.

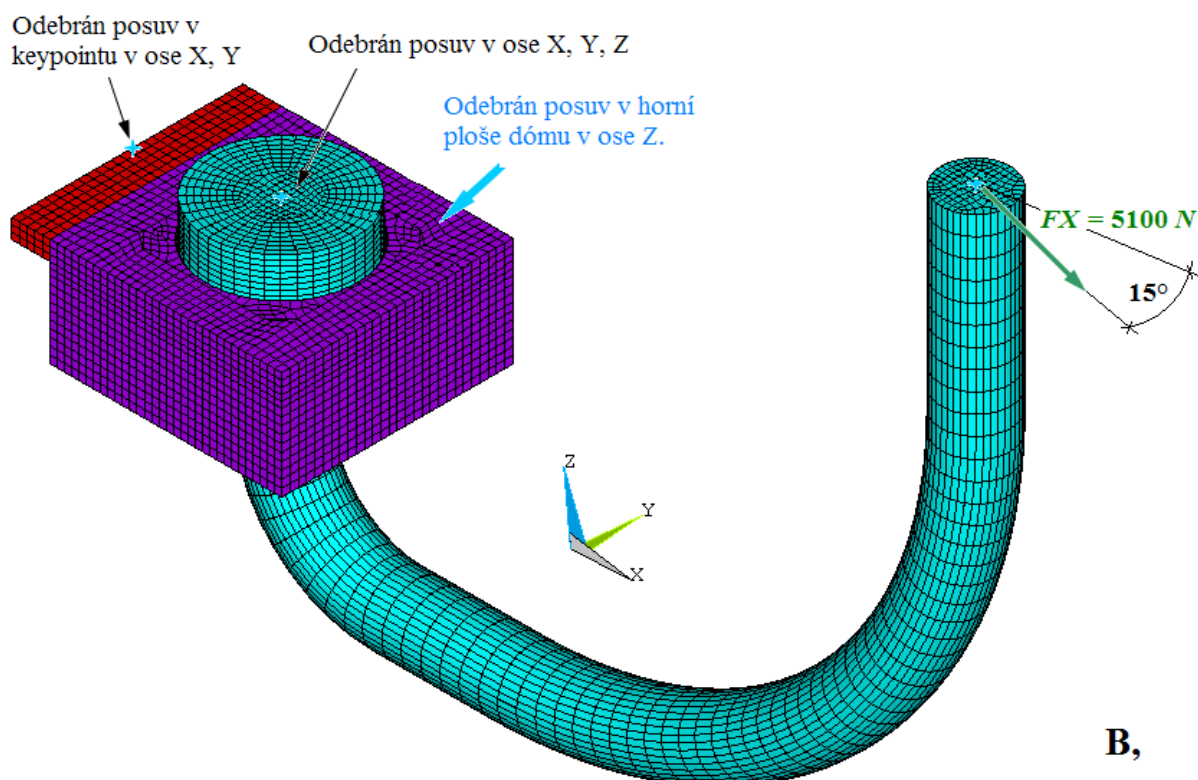
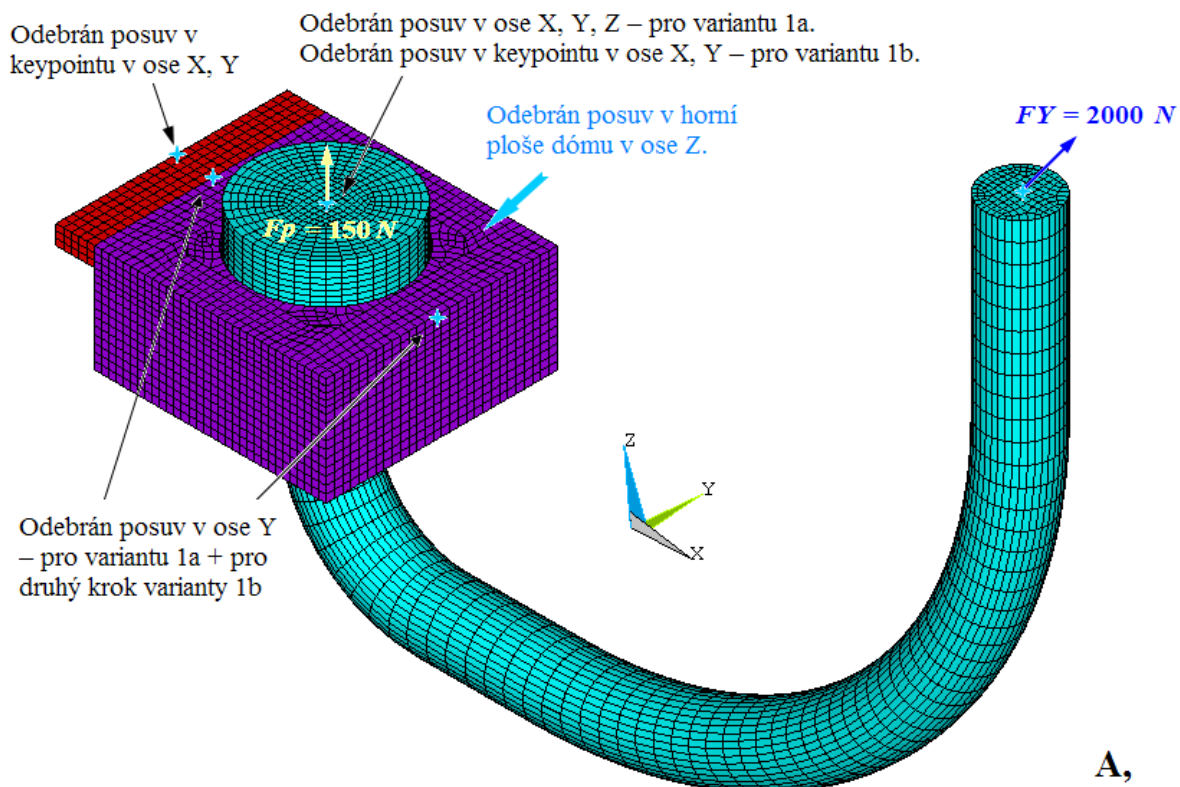


Obr. B: Zátěžný stav 1 – od síly F_Y



Obr. C: Zátěžný stav 2 – od síly F_X

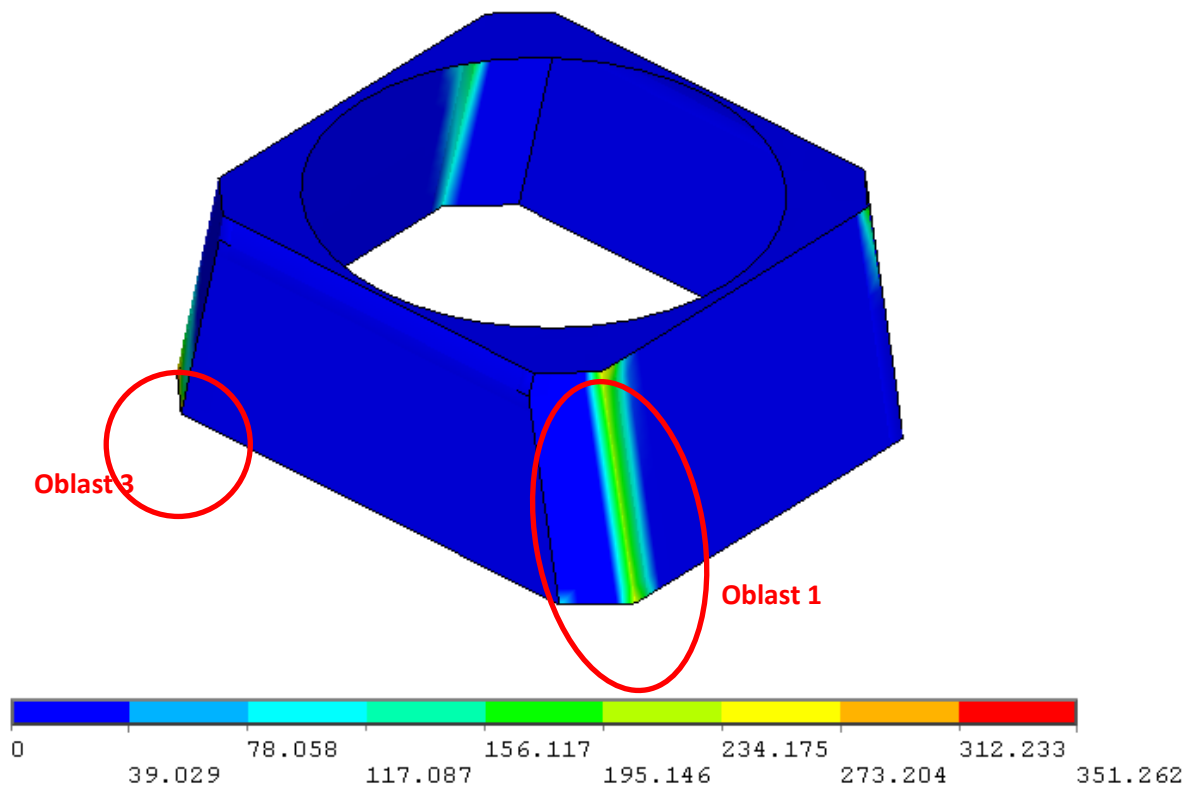
Okrajové podmínky aplikované na model trnu tažného zařízení při zatížení silou ve směru osy x (síla v podélném směru) jsou zobrazeny na obr. D.



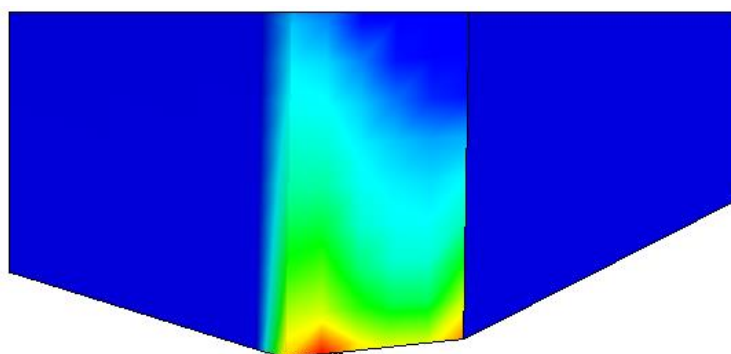
Obr. D: Okrajové podmínky pro nastavení výpočtů: A – varianta 1a (F_Y), varianta 1b ($F_Y + F_p$); B – varianta 2 (F_X)

Kontakt mezi trnem tažného zařízení a jeho uložením, tzv. dómem je definovaný jako objem na objem. K nastavení kontaktu je třeba zadat hodnotu Coulombova součinitele tření, kterou je možné si zvolit pro všechny návrhy stejnou $f = 0,15$. Kontaktní vzdálenost na šikmé ploše je rovna 0 mm, na svislé ploše 0,2 mm.

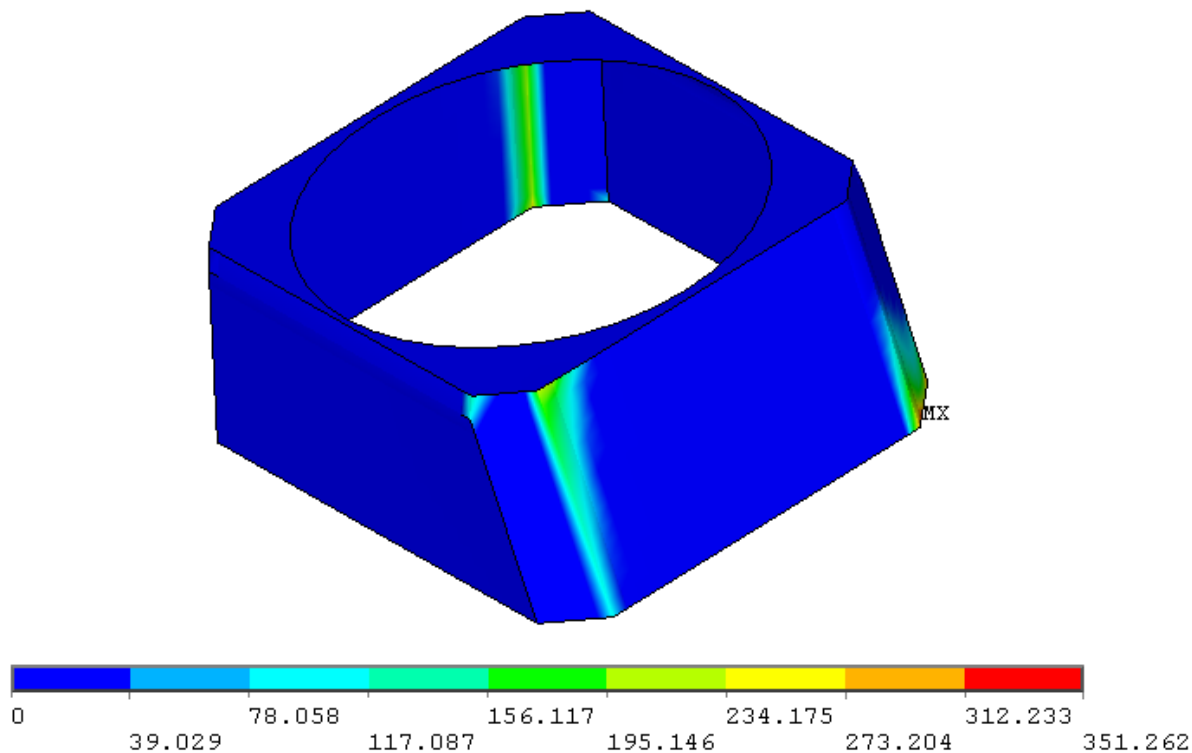
Boční síla namáhá trn tažného zařízení ve třech kritických oblastech, viz. obr. E až obr. G.



Obr. E: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 3 od zatížení boční silou F_Y



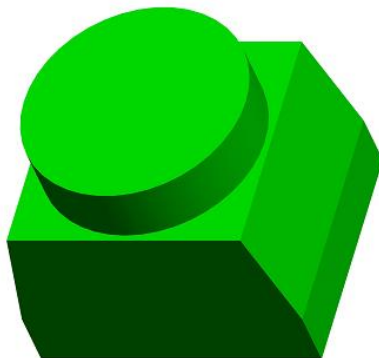
Obr. F: Detail kritické oblasti 3 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí



Obr. G: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 2 a 3 od zatížení boční silou F_Y

Postup analytického řešení:

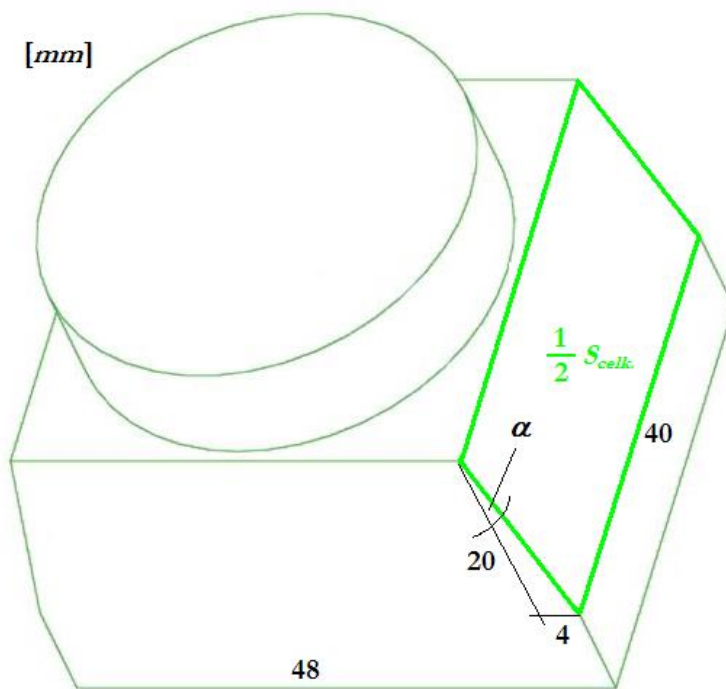
Vzor trnu tažného zařízení pro analytické řešení je na obr. H.



Obr. H: Vzor trnu tažného zařízení

Předpoklady řešení:

- dokonale tuhé těleso,
- oblast Hookova zákona,
- bez součinitele tření,
- hodnota předpětí $F_p = 1920$ N,
- délkové rozměry vzoru trnu tažného zařízení jsou na obr. I.



Obr. I: Délkové rozměry vzoru trnu tažného zařízení

a. výpočet celkové kontaktní plochy ... $S_{celk.}$

$$S_{celk.} = 2 \cdot \left(\sqrt{20^2 + 4^2} \cdot 40 \right)$$

$$S_{celk.} = \underline{\underline{1631,7 \text{ mm}^2}}$$

b. výpočet úhlu sklonu kontaktní plochy ... α

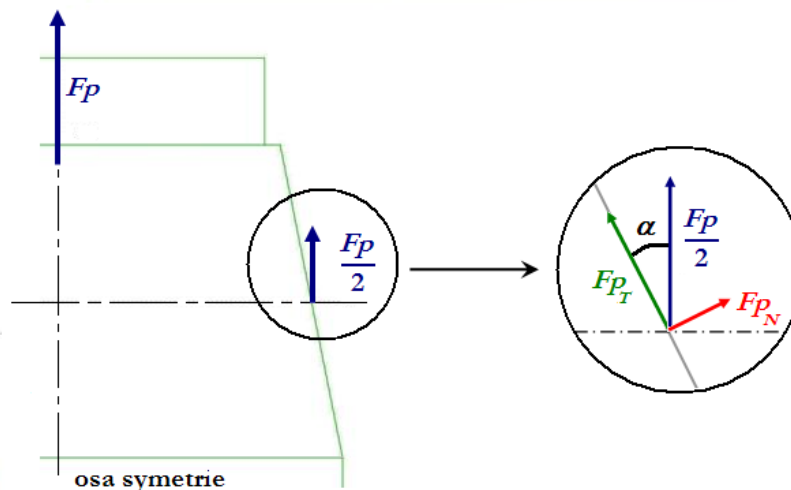
$$\tan \alpha = \frac{4}{20}$$

$$\alpha = \arctan \frac{1}{5}$$

$$\alpha = \underline{\underline{11^\circ 18'}}$$

c. silový rozklad od předpětí F_p – výpočet normálové složky síly ... F_{pN}

Předpětí se ve skutečnosti rozloží na šikmé ploše do dvou složek, a to do tangenciální (tečná k ploše) a normálové (kolmo vystupující z plochy). Pro tento typ úlohy je podstatná pouze složka normálová, která je hlavní příčinou vzniku kontaktního napětí (tlaku).



Obr. J: Silový rozklad od předpětí F_p

$$F_{p_N} = \frac{1}{2} F_p \cdot \sin \alpha$$

$$F_{p_N} = \frac{1}{2} 1920 \cdot \sin 11^\circ 18'$$

$$F_{p_N} = \underline{\underline{188,11N}}$$

d. výpočet kontaktního napětí ... $\sigma_{cont.}$

$$\sigma_{cont.} = \frac{F_{p_N}}{\frac{1}{2} S_{celk.}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot F_p \cdot \sin \alpha}{\frac{1}{2} \cdot S_{celk.}}$$

$$\sigma_{cont.} = \frac{1920 \cdot \sin 11^\circ 18'}{1631,7}$$

$$\sigma_{cont.} = \underline{\underline{0,23 MPa}}$$

e. dodatečné zavedení vlivu tření do analytického řešení – určení středního napětí ... $\sigma_{stř.}$

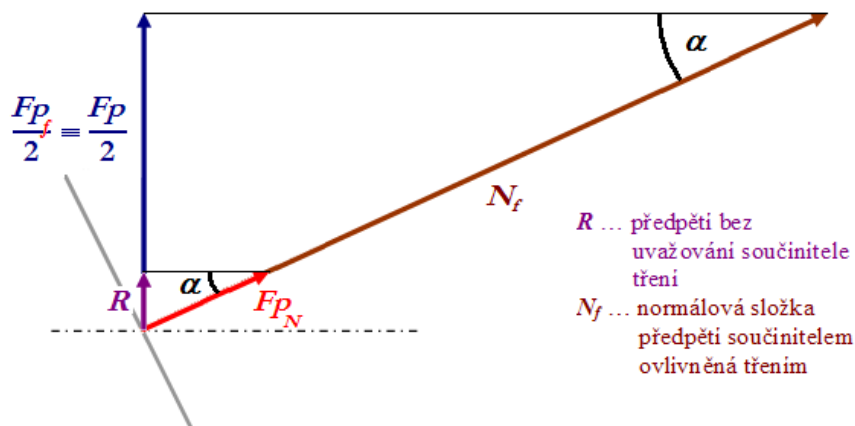
Střední hodnotu kontaktního napětí dostaneme z aritmetického průměru maximální a minimální hodnoty.

$$\sigma_{stř.} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{stř.} = \frac{38,14 + 0}{2}$$

$$\sigma_{stř.} = \underline{\underline{19,07 MPa}}$$

Vliv tření je znázorněn rozkladem sil na obr. K.



Obr. K: Silový rozklad pro určení předpětí vlivem tření

f. výpočet kontaktního napětí pro variantu se třením ... σ_f :

Z obr. K lze stanovit (odhadnout) procentuální rozložení hodnoty středního napětí $\sigma_{stř.}$. Tato plocha odpovídá přibližně 10–15 % kontaktní plochy (polovině celkové plochy), pak platí:

$$\begin{array}{l} 100\% \quad \dots \quad \sigma_f \\ 12,5\% \quad \dots \quad \sigma_{stř.} \end{array} \Rightarrow \begin{array}{l} 100\% \quad \dots \quad \sigma_f \\ 12,5\% \quad \dots \quad 19,07 \text{ MPa} \end{array}$$

$$\sigma_f = 19,07 \cdot \frac{12,5}{100}$$

$$\sigma_f = \underline{\underline{2,38 \text{ MPa}}}$$

Kontaktního napětí s vlivem tření $\sigma_f = 2,38 \text{ MPa}$ udává hodnotu pro rovnoměrné rozložení kontaktního tlaku do celé plochy.

g. stanovení předpětí vlivem tření ... Fp_f

$$\sigma_f = \frac{Fp_f}{\frac{1}{2} \cdot S_{celk.}}$$

$$Fp_f = \frac{1}{2} \cdot \sigma_f \cdot S_{celk.}$$

$$Fp_f = \frac{1}{2} \cdot 2,38 \cdot 1631,7$$

$$Fp_f = \underline{\underline{1941,7 \text{ N}}}$$

8. Výpočet rámu automobilu

Zkoušky statického zatížení:

Boční statické zatížení

Je aplikováno na svislý sloupek hlavního oblouku. Zatížení je dosaženo pomocí tuhého trnu. Trn musí být vyroben z oceli a musí mít následující rozměry:

- poloměr 20 mm +/- 5 mm (na okrajích umístěných na straně oblouku),
- délka = 450 mm +/- 50 mm,
- šířka = 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka = minimálně 40 mm.



Obr. I. Boční zatížení

Při této zkoušce musí celá konstrukce odolat statickému zatížení o minimální hodnotě $3,5p$ [N], kde p = hmotnost vozu + 150 kg.

Při průběhu zkoušky musí být zatížení aplikováno ve vodorovném směru a současně ve výšce 550 mm +/- 50 mm nad nejnižším bodem upevnění hlavního oblouku, a to po dobu minimálně 15 s.

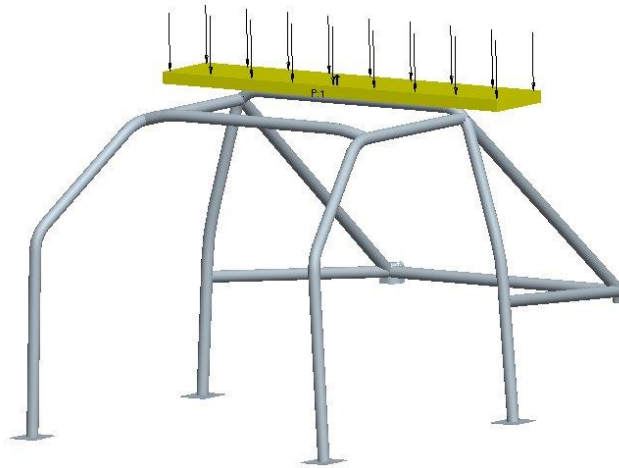
Na celé bezpečnostní konstrukci nesmí zkouška způsobit ani roztržení ani pružnou deformaci vyšší než 50 mm, která je odečítána ve směru osy aplikace zatížení.

➤ *Zkouška na hlavním oblouku*

Je aplikováno na vrchol hlavního oblouku. Zatížení je dosaženo pomocí tuhého trnu. Trn musí být vyroben z oceli, může kopírovat příčný profil hlavního oblouku a musí mít následující rozměry:

- poloměr 20 mm +/- 5 mm (na okrajích umístěných na straně oblouku),

- délka = šířka hlavního oblouku + minimálně 100 mm,
- šířka = 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka = minimálně 40 mm.



Obr. II. Zatížení hlavního oblouku

Při této zkoušce musí celá konstrukce odolat statickému zatížení o minimální hodnotě $4,5p$ [N], kde p = hmotnost vozu + 150 kg.

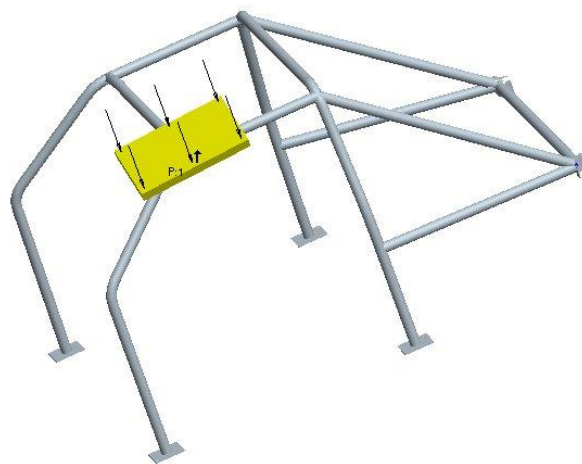
Při průběhu zkoušky musí být zatížení aplikováno ve svislém směru, a to po dobu minimálně 15 s.

Na celé bezpečnostní konstrukci nesmí zkouška způsobit ani roztržení ani pružnou deformaci vyšší než 50 mm, která je odečítána ve směru osy aplikace zatížení.

➤ *Zkouška na předním oblouku*

Je aplikováno na vrchol předního oblouku a na oblast křížení předního oblouku s přední příčnou vzpěrou. Zatížení je dosaženo pomocí tuhého trnu. Trn musí být vyroben z oceli, může kopírovat a musí mít následující rozměry:

- poloměr 20 mm +/- 5 mm (na okrajích umístěných na straně oblouku),
- délka = 450 mm +/- 50 mm,
- šířka = 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka = minimálně 40 mm,



Obr. III. Zatížení předního oblouku

Vzhledem k povaze zkoušky musí být trn zkonstruován tak, aby byla zaručena jeho stálá poloha v oblasti křížení předního oblouku s přední příčnou vzpěrou, když je aplikováno zatížení.

Podélná osa trnu musí být orientována směrem vpřed (ve smyslu jízdy vozu) a současně směrem dolů pod úhlem $5^\circ \pm 1^\circ$ vzhledem k horizontální rovině. Příčná osa trnu musí být orientována směrem ven z vozu a současně směrem dolů pod úhlem $25^\circ \pm 1^\circ$ vzhledem k horizontální rovině.

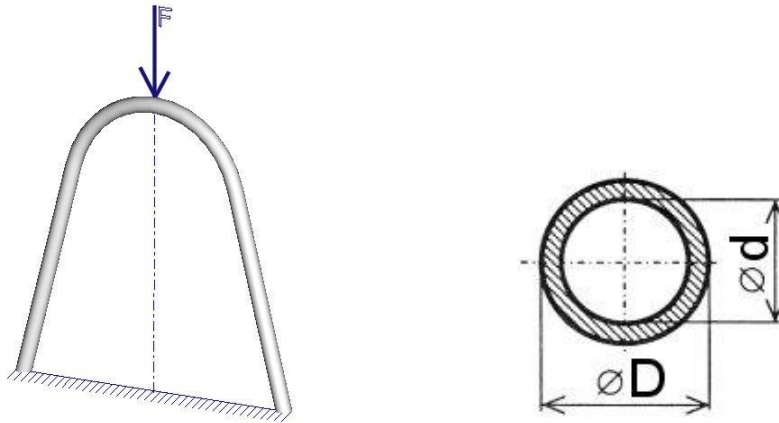
Zatížení musí být aplikováno minimálně po dobu 15 sekund.

Při této zkoušce musí celá konstrukce odolat statickému zatížení o minimální hodnotě $3,5p$ [N], kde p = hmotnost vozu + 150 kg.

Na celé bezpečnostní konstrukci nesmí zkouška způsobit ani roztržení ani pružnou deformaci vyšší než 100 mm, která je odečítána ve smyslu osy aplikace zatížení.

Jakákoli změna homologovaného bezpečnostního rámu je zakázána. Za změnu je považováno jakékoliv obrábění, svařování, které znamená trvalou změnu materiálu nebo struktury rámu. Jakoukoli opravu homologovaného bezpečnostního rámu, poškozeného v důsledku nehody, musí provést výrobce konstrukce nebo musí být provedena s jeho souhlasem. Bezpečnostní rám musí být znovu podroben statickým zkouškám.

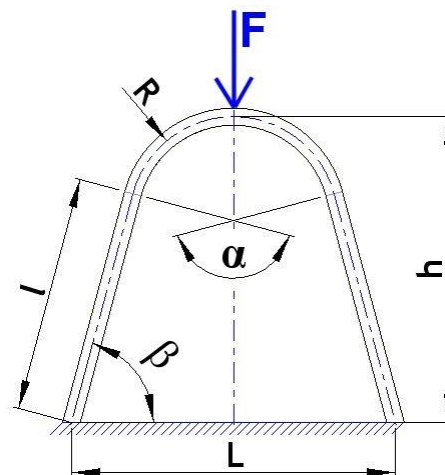
Tento jednoduchý bezpečnostní oblouk nahradíme výpočtovým modelem. Volíme model křivého prutu zatížený osamělou silou a budeme sledovat průhyb v požadovaném místě, průběh ohybového momentu a napětí.



Obr. IV. Výpočtový model jednoduchého oblouku

Geometrie oblouku (prutu), materiálové a průřezové charakteristiky vztažené ke střednici prutu:

- průměr trubky: $D = 40$ mm, $d = 37$ mm,
- plocha průřezu: $A = 181,43$ mm²,
- modul pružnosti: $E = 2,1.105$ MPa,
- kvadratický moment průřezu: $I = 33\ 666$ mm⁴,
- modul průřezu v ohybu: $W_o = 1\ 683$ mm³,
- poloměr zakřivení: $R = 150$ mm,
- úhel: $\alpha = 1440$,
- úhel: $\beta = \alpha/2 = 720$,
- výška: $h = 600$ mm,
- rozchod: $L = 600$ mm,

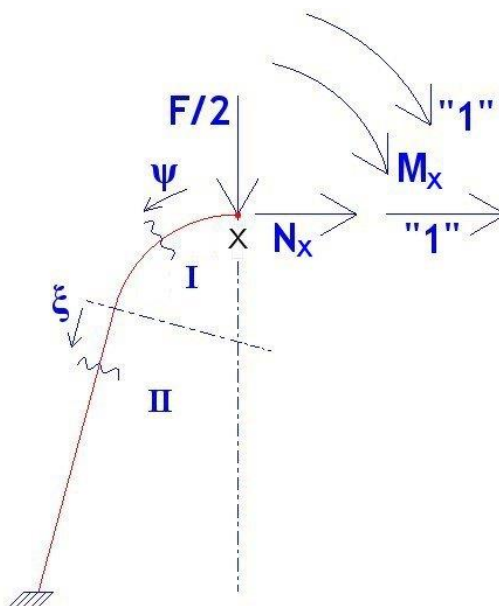


Obr. V. Geometrie jednoduchého oblouku

Zatěžující síla bude odpovídat hmotnosti vozidla $m = 1000$ kg a bude mít hodnotu:

$$F = 10\,000 \text{ N.}$$

Vzhledem k symetrii křivého prutu stačí uvažovat ve výpočtu pouze jeho polovinu. Tu je vzhledem ke geometrii prutu třeba rozdělit na dvě oblasti. První je oblast zakřiveného prutu s poloměrem R a druhá je oblast přímého prutu.



Obr. VI. Řez 1

Vzhledem k využití symetrie je náhradní prut dvakrát staticky neurčitě uložený. V místě řezu proto stanovujeme neznámé parametry. Sílu N_x a moment M_x . K jejich zjištění musíme zavést deformační podmínky pro místo řezu neboli bod X. Jsou jimi posuv ve svislém směru $w_x = 0$ a natočení $\varphi_x = 0$.

Pro řešení využijeme Mohrova integrálu. Dosazením deformačních podmínek získáme rovnice:

$$w_x = \frac{1}{E.I} \cdot \int_{(I)} M_o(s) \cdot m_o^w(s) \cdot ds = 0 \quad (\text{A})$$

a

$$\varphi_x = \frac{1}{E.I} \cdot \int_{(I)} M_o(s) \cdot m_o^\varphi(s) \cdot ds = 0 \quad (\text{B})$$

Mohrův integrál řešený pro dvě oblasti

Tab. I. Mohrův integrál pro dvě oblasti

oblast	meze ds	$M_0(s)$	$m_0''(s)$	$m_0^\varphi(s)$
I	$R.d\psi \Big _0^{4\pi/10}$	$M_x + N_x.R.(1 - \cos\psi) + \frac{F}{2}.R.\sin\psi$	$"I".R.(1 - \cos\psi)$	$"I"$
II	$d\xi \Big _0^l$	$M_x + N_x.[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + \xi.\cos 72^\circ)$	$"I".[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ]$	$"I"$

Po dosazení do rovnic (A), (B):

$$w_x = \frac{1}{E.I} \cdot \left[\int_0^{4\pi/10} (M_x + N_x.R.(1 - \cos\psi) + \frac{F}{2}.R.\sin\psi).R.(1 - \cos\psi).R.d\psi + \int_0^l (M_x + N_x.[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + \xi.\cos 72^\circ)).[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ]d\xi \right] \quad (C)$$

$$\varphi_x = \frac{1}{E.I} \cdot \left[\int_0^{4\pi/10} (M_x + N_x.R.(1 - \cos\psi) + \frac{F}{2}.R.\sin\psi).d\psi + \int_0^l (M_x + N_x.[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + \xi.\cos 72^\circ)).d\xi \right] \quad (D)$$

Po provedení všech integrací:

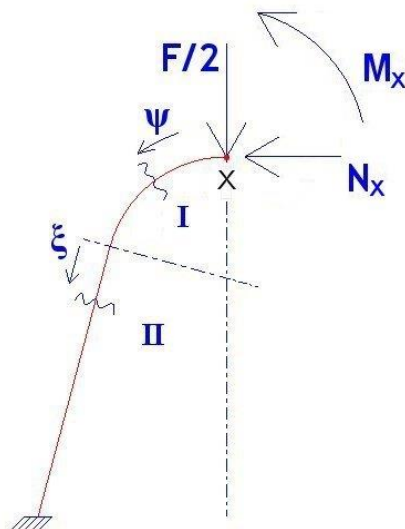
$$8,42.M_x.R^2 + 22,29.N_x.R^3 = -6,67.F.R^3 \quad (E)$$

$$4,72.M_x.R + 8,42.N_x.R^2 = -2,92.F.R^2 \quad (F)$$

Z této soustavy dvou rovnic o dvou neznámých získáme a zakreslíme ve správném smyslu:

$$M_x = -39,3.F = -393\,000 \text{ Nmm} \quad (G)$$

$$N_x = -0,2.F = -2000 \text{ N} \quad (H)$$



Obr. VII. Řez 2

Průběh ohybového momentu po délce prutu má samozřejmě proměnnou hodnotu. V oblasti horního zakřivení neboli oblasti I stanovíme jeho maximální hodnotu jako extrém funkce $M_o(\psi)$. Tuto funkci parciálně derivujeme dle úhlu ψ a pokládáme rovnu nule:

$$M_x + N_x \cdot R \cdot (1 - \cos \psi) + \frac{F}{2} \cdot R \cdot \sin \psi \quad (\text{I})$$

$$\frac{\partial M_o(\psi)}{\partial \psi} = 0$$

$$-0,2 \cdot F \cdot R \cdot \sin \psi + \frac{F}{2} \cdot R \cdot \cos \psi = 0$$

$$\tan \psi = \frac{0,5}{0,2}$$

$$\psi = 68,2^\circ$$

Extrémní hodnota ohybového momentu je tedy v horní zakřivené části oblouku v místě odpovídajícím úhlu $\psi = 68,20$. Po dosazení do vztahu pro ohybový moment pro oblast I:

$$M_o(68,2^\circ) = -39,3 \cdot F - 0,2 \cdot F \cdot R \cdot (1 - \cos 68,2^\circ) + \frac{F}{2} \cdot R \cdot \sin 68,2^\circ \quad (\text{J})$$

$$M_o(68,2^\circ) = -39,3 \cdot F + 507774$$

$$M_o(68,2^\circ) = 114774 \text{ Nmm} = 114,774 \text{ Nm}$$

Místo, kde se mění velikost ohybového momentu ze záporné na kladnou, a kde má tedy ohybový moment pro oblast I nulovou hodnotu zjistíme položením rovnice pro $M_o(\psi)$ nule a vyjádřením příslušné hodnoty úhlu ψ :

$$-39,3.F - 0,2.F.R.(1 - \cos\psi) + \frac{F}{2}.R.\sin\psi = 0 \quad (\text{K})$$

$$\frac{-39,3}{R} - 0,2(1 - \cos\psi) + \frac{1}{2}.\sin\psi = 0$$

$$0,2.\sqrt{1 - \sin^2\psi} = 0,462 - 0,5.\sin\psi$$

$$1 - \sin^2\psi = 5,33 - 11,55.\sin\psi + 6,25.\sin^2\psi$$

$$7,25.\sin^2\psi - 11,55.\sin\psi + 4,33 = 0$$

$$\sin\psi_1 = 0,6$$

$$\sin\psi_2 = 0,98$$

Vlivem uvažované geometrii prutu vyhovuje jako řešení úhel:

$$\psi_1 = 36,8^\circ$$

Z dalších vybraných míst sledujeme velikost ohybového momentu pro místo řezu a bod X, přechod mezi oblastmi I a II a místo vetknutí.

- vrchol oblouku (bod X):

$$\psi = 0 \quad (\text{L})$$

$$M_o(x) = -39,3.F - 0,2.F.R.(1 - \cos 0^\circ) + \frac{F}{2}.R.\sin 0^\circ$$

$$M_o(x) = -39,3.F = -393000\text{Nmm} = -393\text{Nm}$$

- přechod oblastí I a II:

$$\psi = 72^\circ, \xi = 0\text{mm} \quad (\text{M})$$

$$M_o(72^\circ) = -39,3.F - 0,2.F.R.(1 - \cos 72^\circ) + \frac{F}{2}.R.\sin 72^\circ$$

$$M_o(72^\circ) = -39,3.F + 505997$$

$$M_o(68,2^\circ) = 112997 \text{ Nmm} = 112,997 \text{ Nm}$$

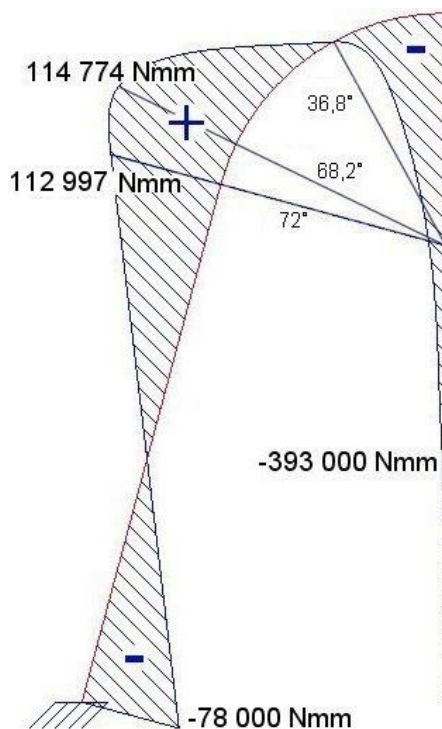
- místo vetknutí:

$$\xi = l = 521 \text{ mm} \quad (\text{N})$$

$$M_o(\xi = l) = -39,3.F - 0,2.F.[R.(1 - \cos 72^\circ) + 521.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + 521.\cos 72^\circ)$$

$$M_o(\xi = l) = -7,8.F = -78000 \text{ Nmm} = -78 \text{ Nm}$$

Průběh ohybového momentu po celé délce poloviny prutu:



Obr. VIII. Průběh ohybového momentu 1

Maximální namáhání bezpečnostního oblouku je tedy na jeho vrcholu v místě X. Velikost ohybového napětí v tomto místě je:

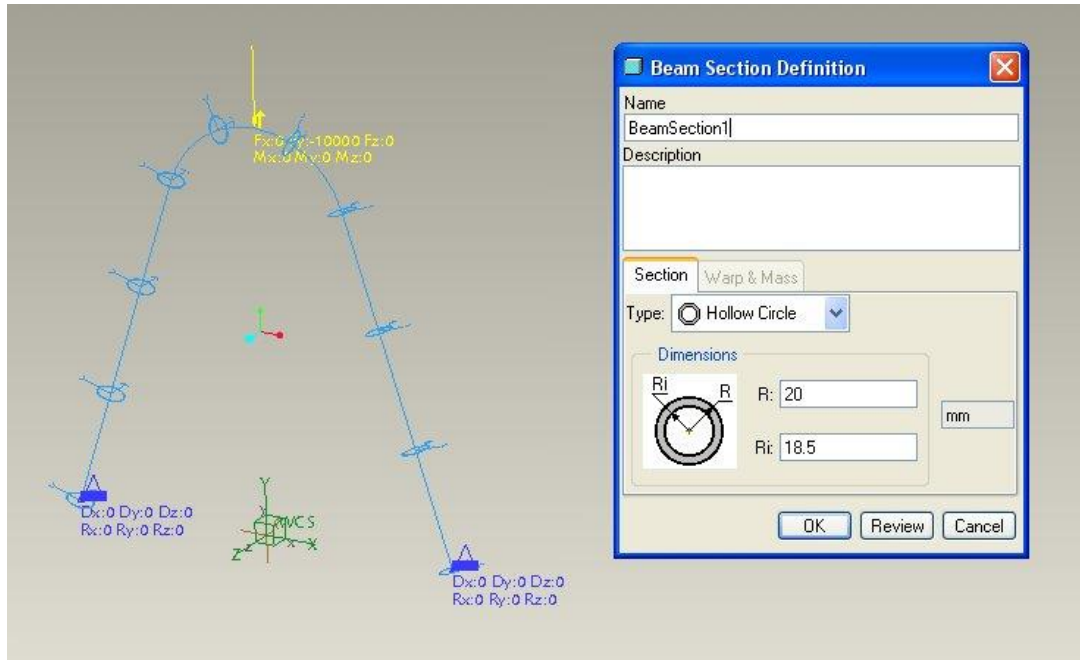
$$\sigma_{o \max} = \frac{|M_o(x)|}{W_o} = \frac{393000}{1683} = 233 \text{ MPa} \quad (\text{O})$$

Posuv (deformace) bodu X ve svislém směru bude mít hodnotu:

$$w_x = \frac{1}{E.I} \left[\int_0^{4\pi/10} (-39,3.F - 0,2.F.R.(1 - \cos \psi) + \frac{F}{2}.R.\sin \psi).R.(1 - \cos \psi).R.d\psi + \int_0^l (-39,3.F - 0,2.F.[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + \xi.\cos 72^\circ)).[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ]d\xi \right] \quad (\text{P})$$

$$w_x = \frac{145356000}{EI}$$

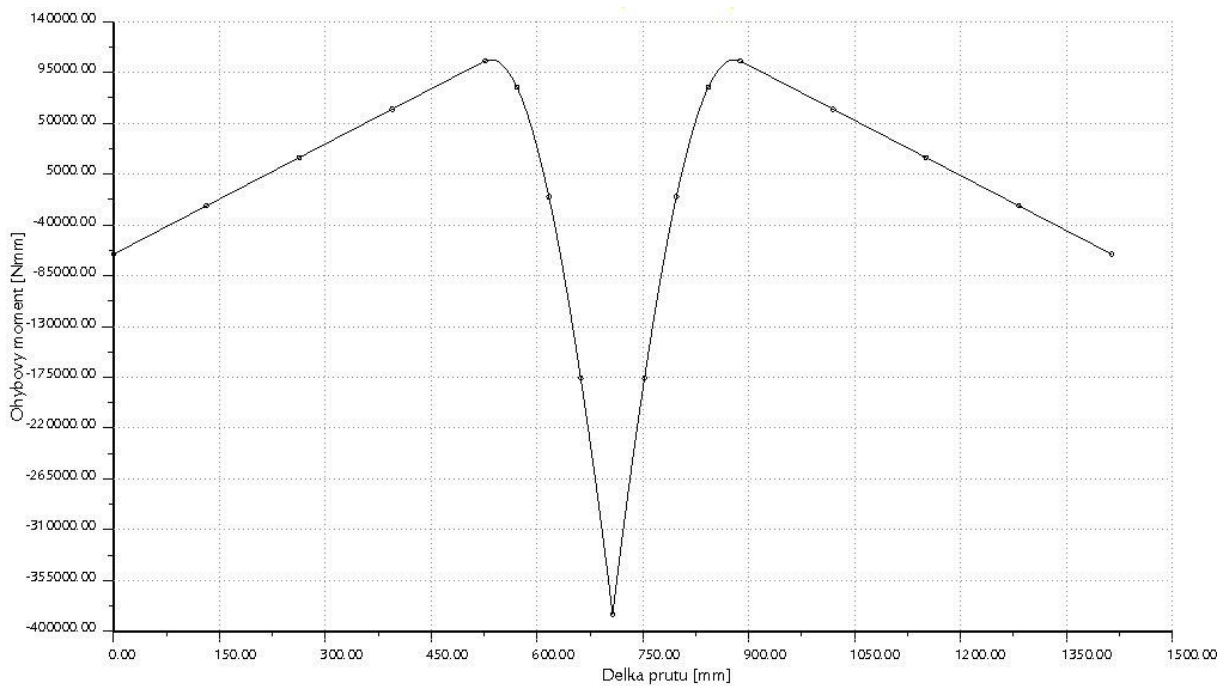
$$w_x = 0,2\text{mm}$$



Obr. IX. Prut – model

Průběh ohybového momentu

Průběh ohybového momentu [Nmm] po délce oblouku se shoduje s analytickým výpočtem.

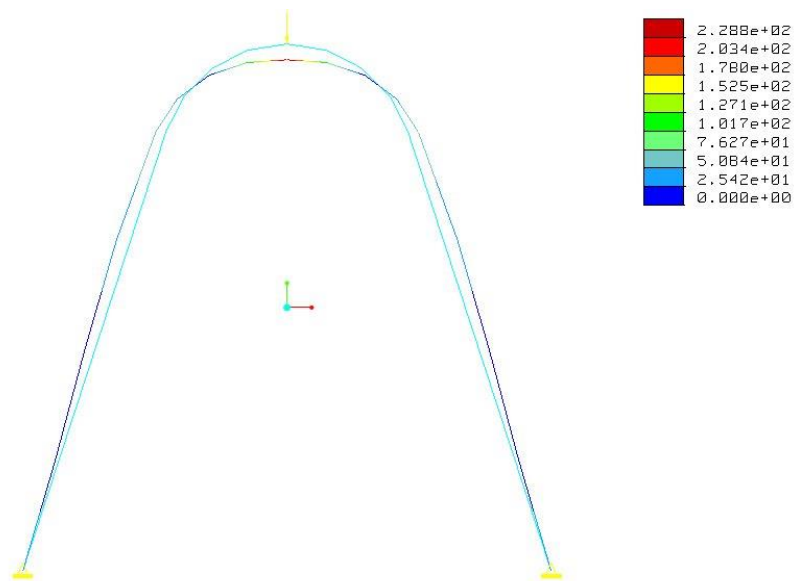


Obr. X. Průběh ohybového momentu 2

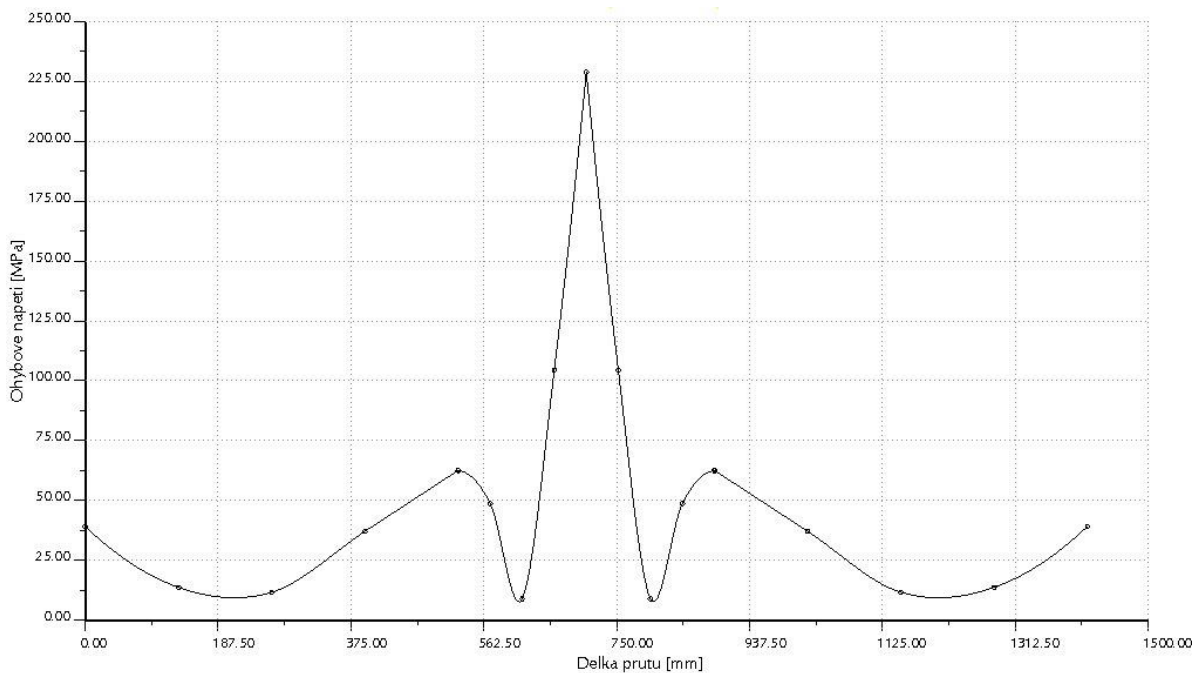
Hodnoty ohybového napětí

Hodnoty ohybového napětí dosahují maximálních hodnot 228,8 MPa. Tato hodnota je dosažena v místě vrcholu oblouku, což přesně koresponduje s analytickým řešením. Relativní chyba má hodnotu:

$$\delta\sigma_o = \frac{|233 - 229|}{233} \cdot 100 = 1,7\%$$



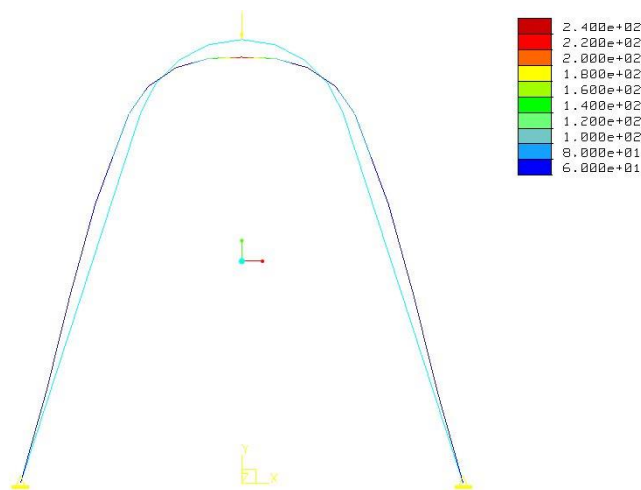
Obr. XI. Ohybové napětí 1



Obr. XII. Průběh ohybového napětí

Hodnoty ekvivalentního napětí

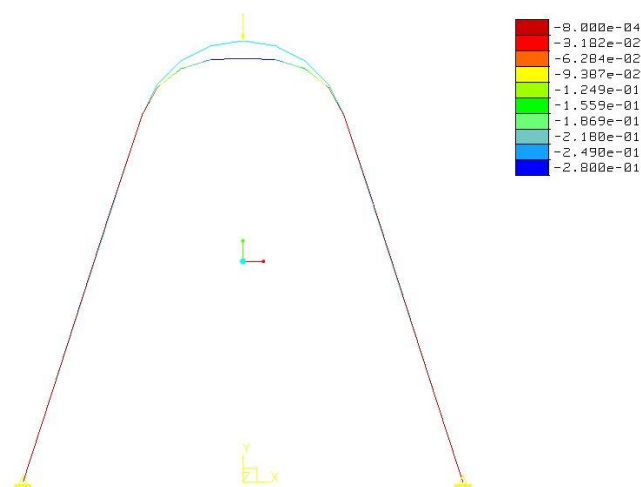
Hodnoty ekvivalentního napětí dle hypotézy HMM se prakticky shodují s hodnotami ohybového napětí. Odchyłka je způsobena uvažováním rozložení napětí po průřezu prutu ve výpočtových programech. Maximální hodnota je cca 240 MPa.



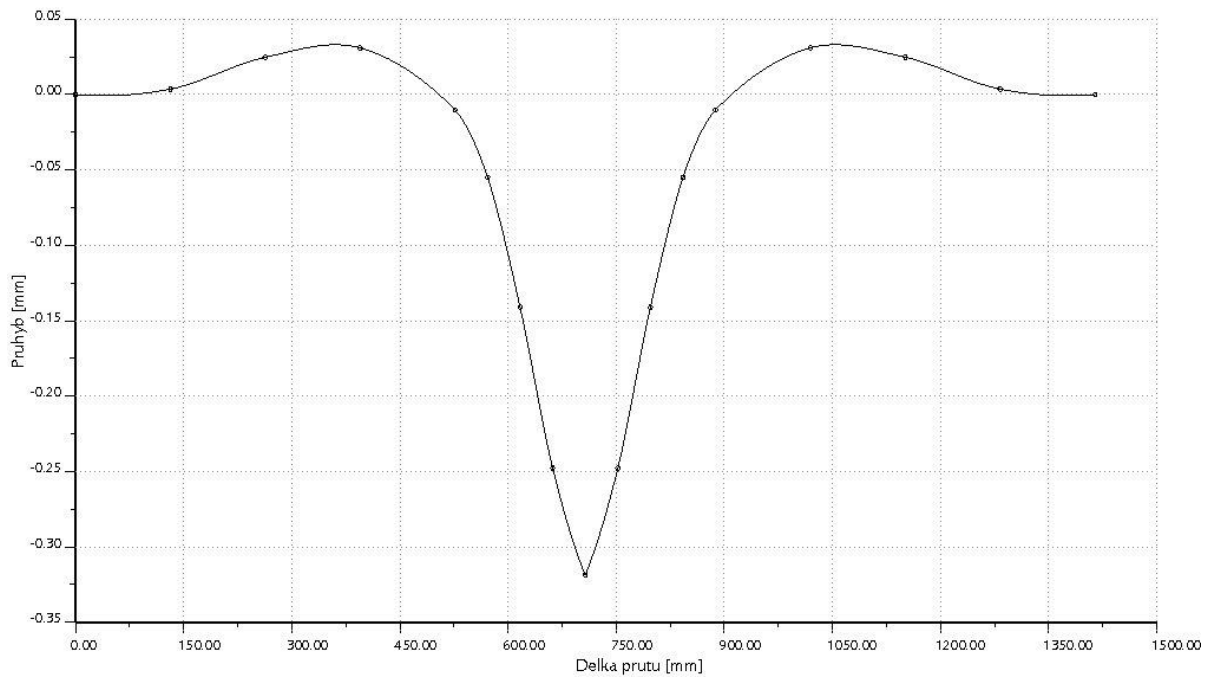
Obr. XII. Ekvivalentní napětí 1

Průhyb

Maximální hodnota průhybu se stejně jako u ohybového napětí vyskytuje v oblasti vrcholu oblouku, což je také ve shodě s analytickým řešením. Maximální deformace oblouku ve svislém směru má hodnotu 0,28 mm. Relativní chyba by byla velmi vysoká. Vzhledem k jednotkám ale můžeme výsledek považovat za velmi přesný a odchyłku zanedbat.



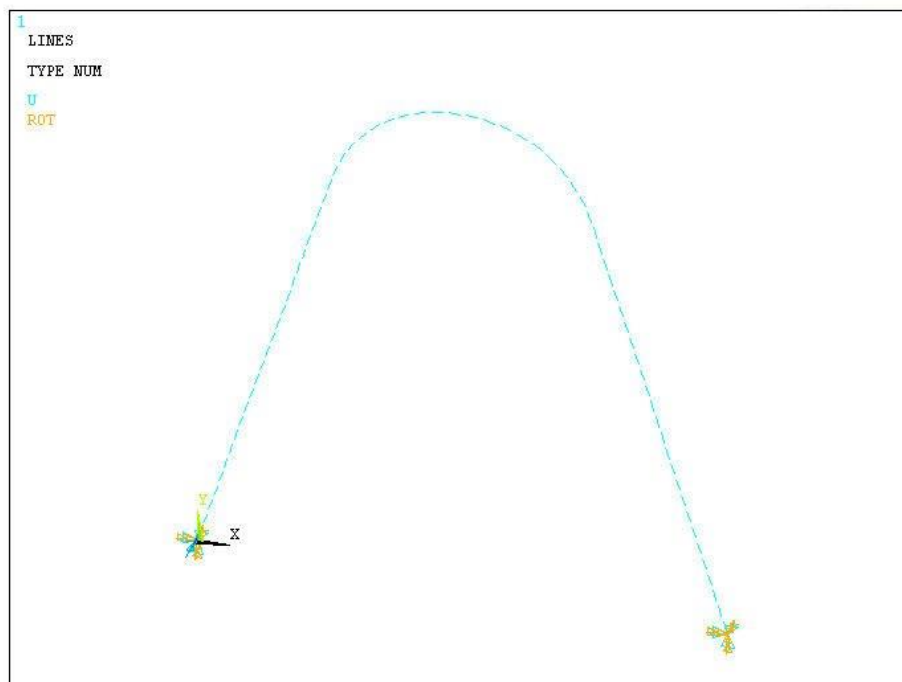
Obr. XIII. Průhyb 1



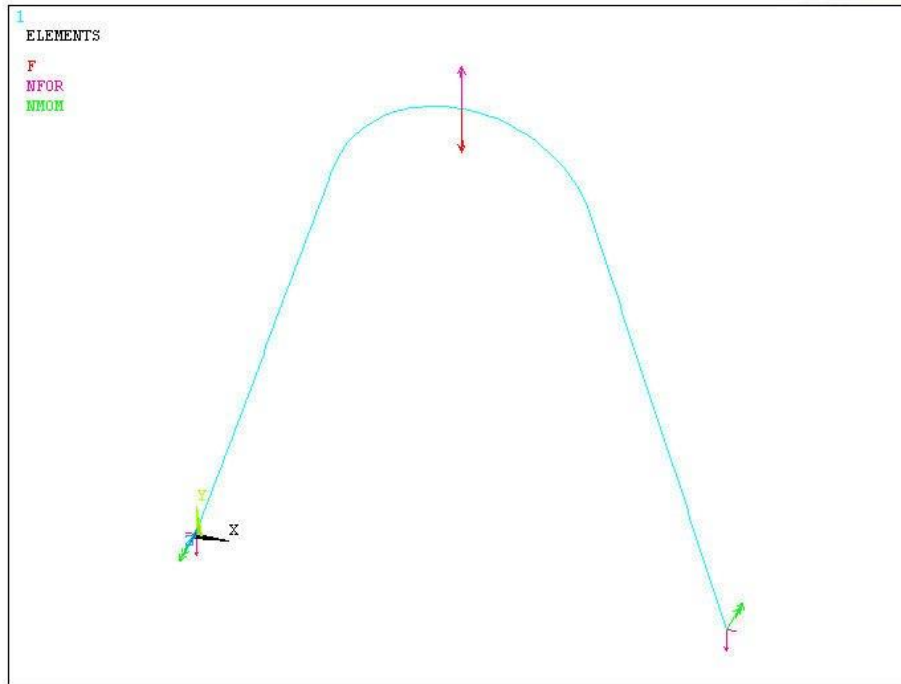
Obr. XIV. Průběh průhybu 1

Výpočet v programu ANSYS

Stejně jako v případě programu ProEngineer, byl i zde k řešení využit prutový prvek. Konkrétně BEAM189, kterému byly přiřazeny příslušné průřezové a materiálové charakteristiky.



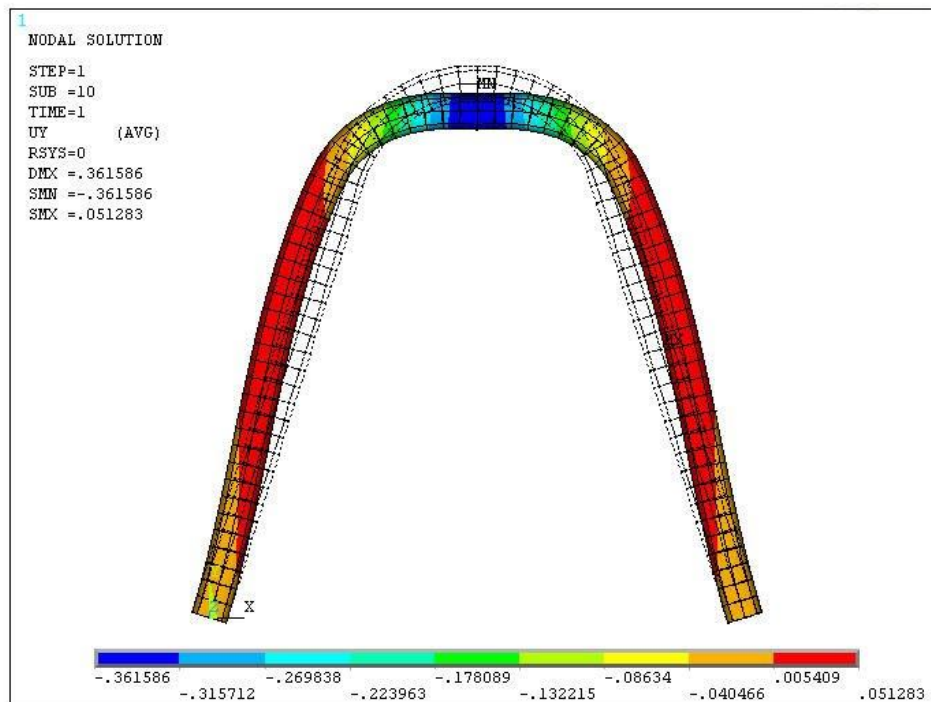
Obr. XV. Vysíťovaný prut v ANSYS



Obr. XVI. Prut + zatížení + vetknutí v ANSYS

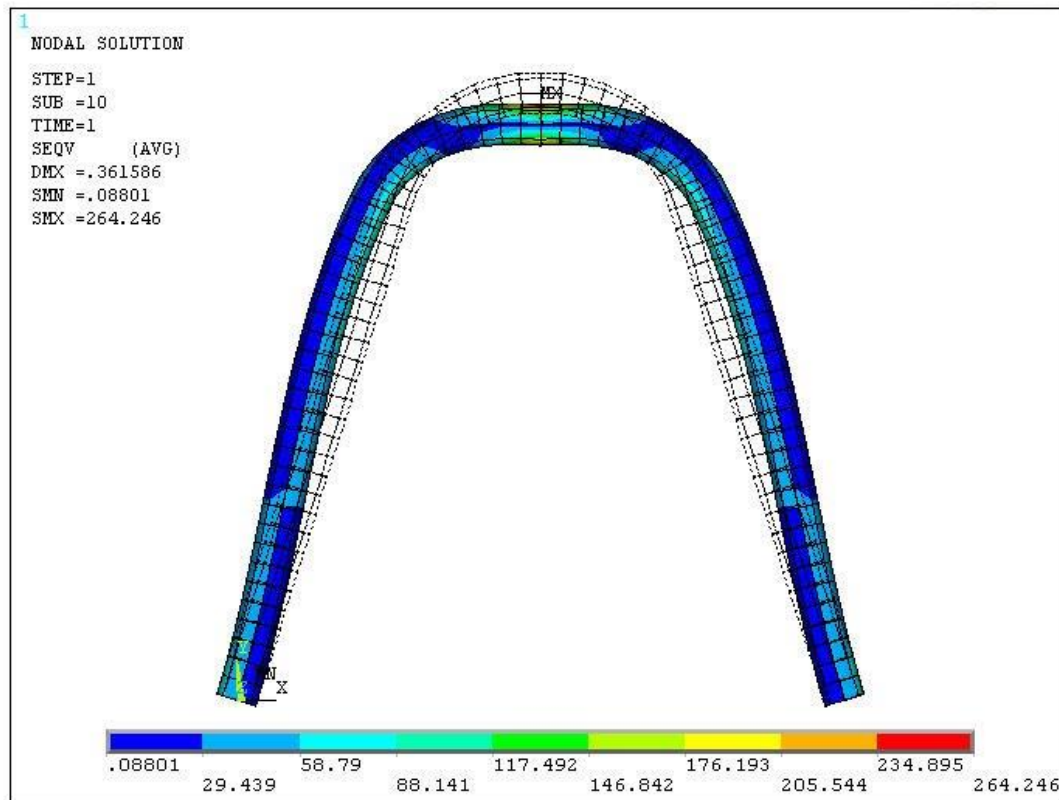
Průhyb

Maximální deformace oblouku ve svislém směru má hodnotu 0,36 mm. Tato hodnota se opět s maximální přesností blíží hodnotě vypočtené analyticky i v programu ProEngineer.



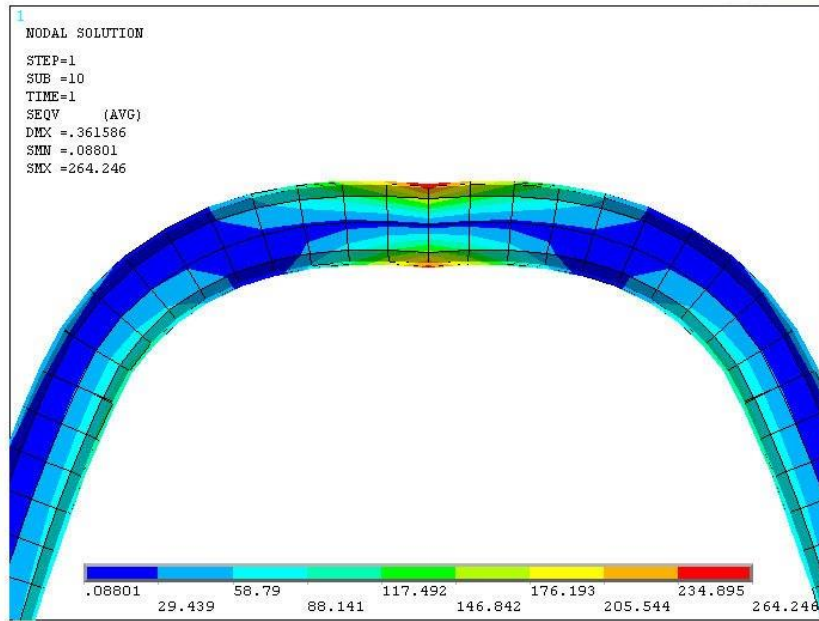
Obr. XVII. Průhyb 2 ANSYS

Hodnoty ekvivalentního napětí

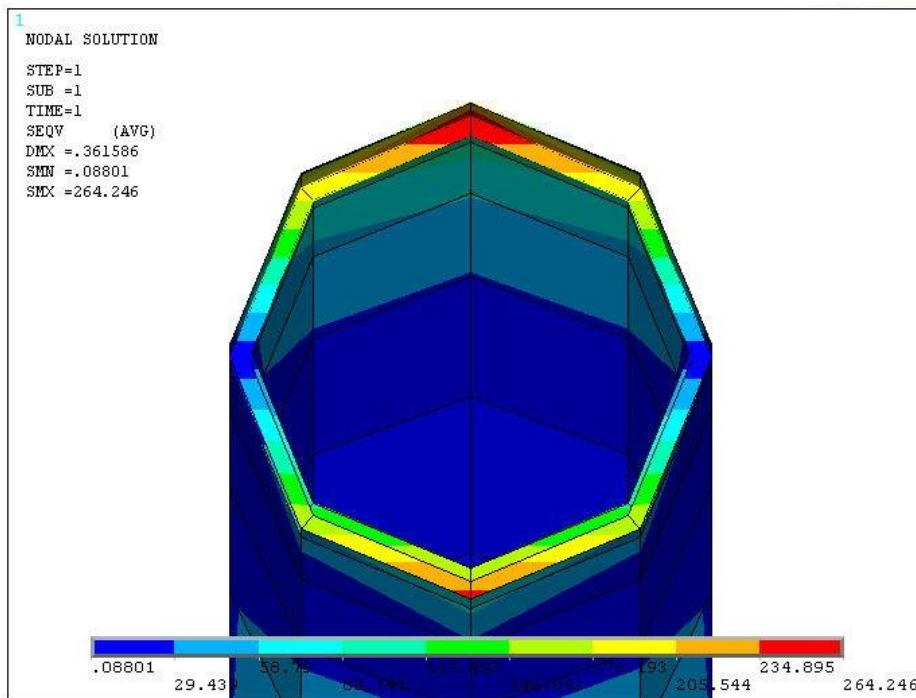


Obr. XVIII. Ekvivalentní napětí 2 ANSYS

Z obrázků zobrazujících řez trubkou ve dvou různých rovinách vyplývá, že maximální hodnota ekvivalentního napětí dle hypotézy HMH se pohybuje mezi 235 a 264 MPa. Těchto hodnot je dosaženo na vrcholu oblouku v krajních vláknech trubky. Relativní chyba výpočtu v porovnání s analytickou metodou je přes 10 %. Je to způsobeno tím, že analytická metoda neuvažuje rozložení napětí napříč průřezem. Navíc, při působení osamělé síly výpočtový program zaznamenává v působišti této síly oblast s velmi malou plochou a vysokou koncentrací napětí.



Obr. XIX. Řez 1 ANSYS



Obr. XX. Řez 2 ANSYS

9. Výpočet tuhosti pneumatiky

Deformační charakteristiky pneumatik, tj. závislosti zatížení – deformace, se dělí na:

- radiální deformační charakteristika;
- obvodová (podélná) deformační charakteristika;
- boční deformační charakteristika.

Statická radiální deformační charakteristika

Je závislost mezi svislou (radiální) silou, kterou je pneumatika nahuštěná na daný tlak přitlačována na rovnou tuhoun podložku kolmou ke směru zatěžování, a svislou (radiální) deformací pláště od zatěžování, která je mezi ráfkem kola a podložkou v místě styku pneumatiky s podložkou. Její charakteristika je progresivní a je závislá na tvaru překážky: pro konvexní (vypuklá – typ hrbol) překážku klesá, pro konkávní (vydutá – typ prohlubeň) vzrůstá. Úplná deformační charakteristika se docílí postupným zatěžováním a odlehčováním pneumatiky na rovnou podložku. Je odlišná pro stojící a odvalující se pneumatiku a je závislá zejména na tlaku huštění.

Z radiální deformační charakteristiky lze výpočtem získat radiální tuhost, která je důležitým parametrem vstupujícím do výpočtů celých automobilů tím, že tento tuhostní parametr nahrazuje celou pneumatiku – zahrnuje v sobě geometrii pláště, materiálové parametry, výztužné prvky a tlak huštění pláště.

V normě ČSN 63 1511 je pro stanovení radiální tuhosti z radiální deformační charakteristiky stanovený výpočtový vztah, který je daný body odpovídající 75 a 125 % indexu nosnosti (značeno jako LI = load index):

$$S = \frac{F_{125} - F_{75}}{x_{125} - x_{75}}$$

kde S [N/mm] = radiální tuhost; F_{125} [N] = síla pro 125 % LI, F_{75} [N] = síla pro 75 % LI, x_{125} [mm] = deformace pro 125 % LI, x_{75} [mm] = deformace pro 75 % LI.

S rostoucím tlakem huštění charakteristika vzrůstá. Navíc radiální tuhost závisí na složení a konstrukci pláště pneumatiky. Pneumatiky s vysokým profilem od 70 do 82 mají statickou radiální tuhost 200 N/mm; pneumatiky s profilem 50 mají tuhost přibližně 240 N/mm. Pneumatiky s nízkým profilem 40–45 a poloměry R16 až R18 mají tuhost přibližně 260–320 N/mm. Obecně platí, že hodnoty statické radiální tuhosti radiálních pneumatik pro osobní automobily jsou v rozmezí 200–320 N/mm.

Jednoduchý a rychlý výpočet hodnoty radiální tuhosti pro získání orientační hodnoty lze provést na základě technických dat od výrobce pláště pneumatik (z dostupných katalogových listů). Příkladem je výpočet tuhosti pneumatiky Matador 165/65 R13 77T MP16. Z technických dat daného pláště lze získat informaci o statickém poloměru nového pláště pneumatiky zatíženého na maximální nosnost při daném tlaku huštění 250 kPa, jehož hodnota je 248 mm. Statický poloměr je vzdálenost měřená od středu osy kola od rovné tuhé podložky při daném radiálním zatížení a tlaku huštění a pneumatika je ve statickém stavu (pouze zatížena bez rotace). Přepočítáním (z průměru nového pláště) lze získat předběžnou hodnotu radiální deformace pláště pneumatiky v kontaktu s vozovkou při LI pláště. V daném případě dostaneme radiální deformaci 24 mm. Statickou radiální tuhost (pro daný tlak huštění) lze pomocí jednoduché rovnice odhadnout jako poměr LI a radiální deformace:

$$S = \frac{F_{100}}{x_{100}}$$

kde F_{100} [N] = síla pro 100 % LI, x_{100} [mm] = deformace pro 100 % LI. Radiální tuhost pro 250 kPa je 168,4 N/mm.

Na základě dlouhodobě prováděných experimentů pneumatik byl autorem uvedený výpočtový vztah stanovený normou upravený vzhledem k tomu, že během provozu se zatížení pneumatik pohybuje na úrovni 75 % LI. Tento výpočtový vztah bere v úvahu reálnější provozní podmínky při zatěžování pneumatik.

$$S = \frac{F_{(0,75 \cdot 125)} - F_{(0,75 \cdot 75)}}{x_{(0,75 \cdot 125)} - x_{(0,75 \cdot 75)}} = \frac{F_{94} - F_{56}}{x_{94} - x_{56}}$$

kde $F_{(0,75 \cdot 125)}$ [N] je síla pro 125 % z 0,75 LI (to je 94 % LI), $F_{(0,75 \cdot 75)}$ [N] = síla pro 75 % z 0,75 LI (56 % LI), $x_{(0,75 \cdot 125)}$ [mm] = deformace pro 94 % LI, $x_{(0,75 \cdot 75)}$ [mm] = deformace pro 56 % LI.

Avšak byl upravený do jednoduššího tvaru pro zapamatovatelnost – pro získání tuhosti se použijí dva body odpovídající 60 a 100 % LI (to je 0,8násobek zatížení podle normy ČSN 63 1511):

$$S = \frac{F_{(0,8 \cdot 125)} - F_{(0,8 \cdot 75)}}{x_{(0,8 \cdot 125)} - x_{(0,8 \cdot 75)}} = \frac{F_{100} - F_{60}}{x_{100} - x_{60}}$$

kde S [N/mm] je radiální tuhost pro daný tlak huštění, F_{100} [N] = radiální síla pro 100 % LI, F_{60} [N] = radiální síla pro 60 % LI, x_{100} [mm] = radiální deformace pro 100 % LI, x_{60} [mm] = radiální deformace pro 60 % LI.

Torzní deformační charakteristika se zjišťuje na kole s nepohyblivou osou zatížené a přitlačené k nepohyblivé rovné podložce, přičemž ráfek kola je zatěžován kroutícím momentem a měří se natočení ráfku. Jedná se o závislost mezi momentem a úhlem.

Obvodová deformační charakteristika se zjišťuje na nepohyblivém kole, na kterém působí posuvná podložka radiální a tečnou silou, přičemž se měří posuv a tečná síla potřebná na vyvolání daného posuvu.

Boční deformační charakteristika je závislost mezi boční silou a maximální boční deformací při daném zatížení pneumatiky a tlaku huštění pláště.

Predikce (odhad) radiální tuhosti:

Radiální deformační charakteristiky mohou být transformovány na závislost parametru vertikální síly na radiální deformaci. Parametr vertikální síly se vypočítá pomocí rovnice:

$$y = \frac{100 \cdot F}{p + A \cdot p_r}$$

kde y [N/kPa] = parametr vertikální síly, F [N] = síla, p [kPa] = tlak huštění, A [1] = konstanta závislá na rychlosti, p_r [kPa] = jmenovitý (doporučený) tlak huštění pro pneumatiky na automobilu a pro zkoušky pneumatik. Tlak p_r pro Matador 165/65 R13 činí 240 kPa. Konstanta A pro 165/65 R13 a rychlost 0 km/h je 0,24 (konstanta A je bezrozměrná hodnota).

Pokud se rychlost zvyšuje přibližně o 1 km/h, pak se konstanta A zvyšuje o tisícinu, např. pro rychlost 100 km/h je konstanta A stanovena jako $0,24 + 100 \cdot 0,001$, proto je tato konstanta A 0,34. Podobně konstanta A je 0,42 (vypočítaná jako $0,24 + 180 \cdot 0,001$) pro rychlost 180 km/h atd. Konstanta A pro specifickou rychlost je $0,24 + \text{hodnota dané rychlosti v km/h} \cdot 0,001$.

Lineární regresi je možné vypočítat pro parametr vertikální síly [N/kPa] a radiální deformace pro danou pneumatiku pomocí rovnice:

$$y = 56,38 \cdot x$$

kde x [mm] = radiální deformace. Poté mohou být hodnoty radiální tuhosti predikovány (odhadovány) pro danou rychlost a tlak huštění rovnicí:

$$S_{pv} = 56,38 \cdot (p + A \cdot p_r) / 100$$

kde S_{pv} [N/mm] = predikovaná hodnota radiální tuhosti pro různé rychlosti a tlaky huštění.

10. Poznámky k součiniteli odporu valení

Součinitel odporu valení závisí na řadě faktorů konstrukčního a provozního charakteru. Z konstrukčních faktorů se jedná o hysterezní vlastnosti materiálu pláště a konstrukce kostry pláště (obr. 1), průměr D a šířku B pneumatiky, úhel kordu β , tloušťku a vzorek běhounu (obr. 2).

Součinitel odporu valení f s rostoucí rychlostí jízdy v roste (obr. 1), (vzhledem k tomu, že zde popisují pouze rozdíl vyplývající z typu kostry, bude přesný popis závislosti součinitele f na rychlosti v uveden níže, u vysvětlení obr. 3b). Hodnota součinitele f u diagonální pneumatiky při nulové rychlosti v je větší než hodnota f u diagonální pneumatiky s nárazníkem a radiální pneumatiky. S rostoucí rychlostí v u diagonální pneumatiky roste součinitel f z počátku mírně, pak vrůstá exponenciálně, ovšem hodnota přírůstku f je vůči hodnotě přírůstku f u radiální pneumatiky při stejném přírůstku rychlosti v menší.

Součinitel odporu valení f s rostoucím průměrem D pneumatiky klesá, závislost je zde parabolická přecházející téměř v lineární závislost (obr. 2a), s rostoucí hodnotou šířky B taktéž klesá do určité hodnoty B , dále závislost roste, je parabolická (obr. 2b), s rostoucím úhlem kordu β klesá, je zde lineární závislost (obr. 2c), s rostoucí hodnotou tloušťky běhounu roste, přímá úměra (obr. 2d).

Z provozních faktorů má na velikost součinitele f vliv:

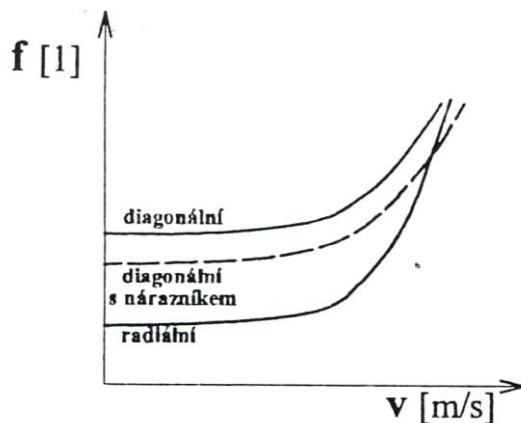
- tlak huštění p_h (obr. 3a). S rostoucí hodnotou tlaku huštění p_h součinitel f klesá, parabolická závislost;
- rychlost jízdy v (obr. 3b). Součinitel odporu valení f v závislosti na rychlosti v mírně roste do tzv. kritické rychlosti v_k , závislost lze vyjádřit vzorcem (1), od této hodnoty rychlosti přechází závislost lineární v exponenciální, vyjádřená vzorcem (2)

$$f = f_0 + k \cdot v, \quad \text{pro } v \in \langle 0; v_k \rangle \quad (1)$$

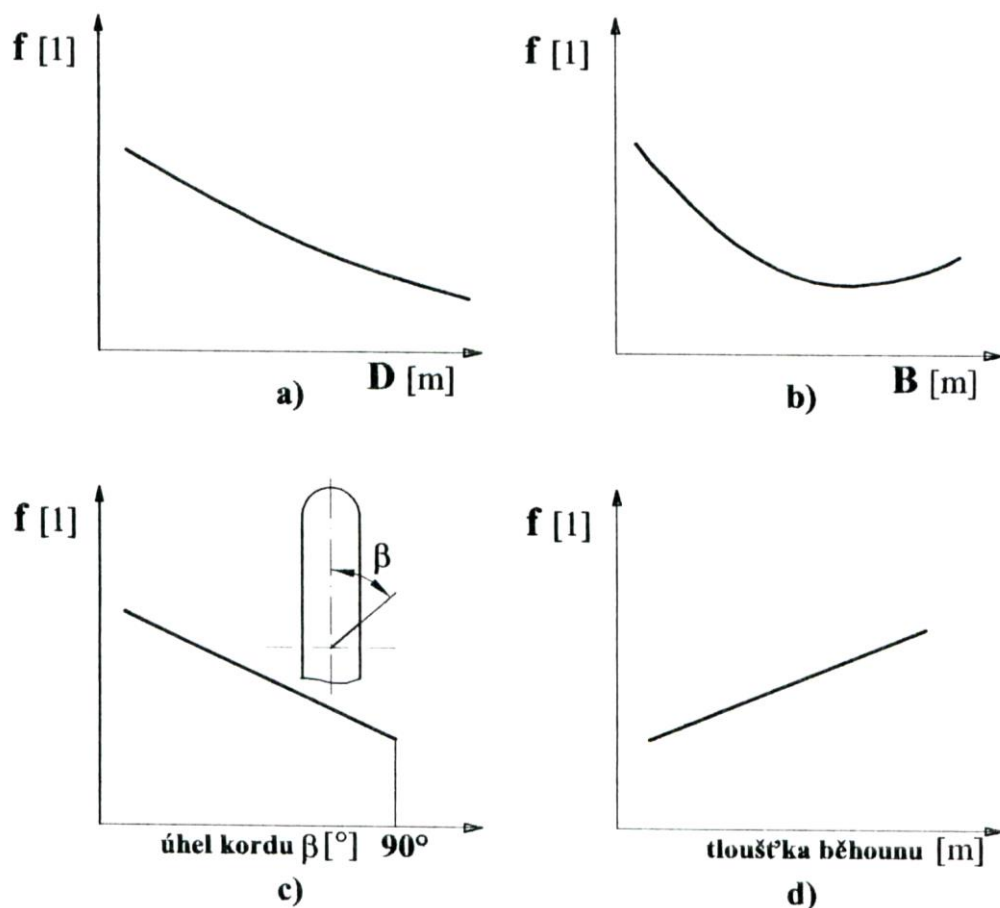
$$f = f_k + a \cdot e^{bv}, \quad \text{pro } v \geq v_k \quad (2)$$

kde: f [1] součinitel odporu valení,
 f_0 [1] součinitel odporu valení odpovídající rychlosti jízdy $v = 0$ km/h,
 f_k [1] součinitel odporu valení odpovídající rychlosti jízdy $v = v_k$,
 v [km/h] rychlost jízdy,
 v_k [km/h] kritická rychlost jízdy,
 a, b, k [1] konstanty;

- velikost radiální reakce F_z (obr. 3c), s rostoucí F_z součinitel odporu valení f roste, avšak hodnota přírůstku f klesá. Diagonální pneumatika vykazuje při stejné radiální reakci F_z vyšší hodnotu součinitele f oproti pneumatice radiální;
- teplota pneumatiky υ (obr. 3d, e). S rostoucí teplotou se snižují hysterezní ztráty a tím i součinitel valivého odporu (obr. 3d), dochází k posunutí charakteristik závislosti součinitele f na rychlosti v směrem dolů (obr. 3e). Nejnižší odpor valení pneumatiky je po dosažení ustálené pracovní teploty (liší se pro různé rychlosti).



Obr. 1 – Závislost součinitele odporu valení na rychlosti jízdy a různém typu kostry pláště

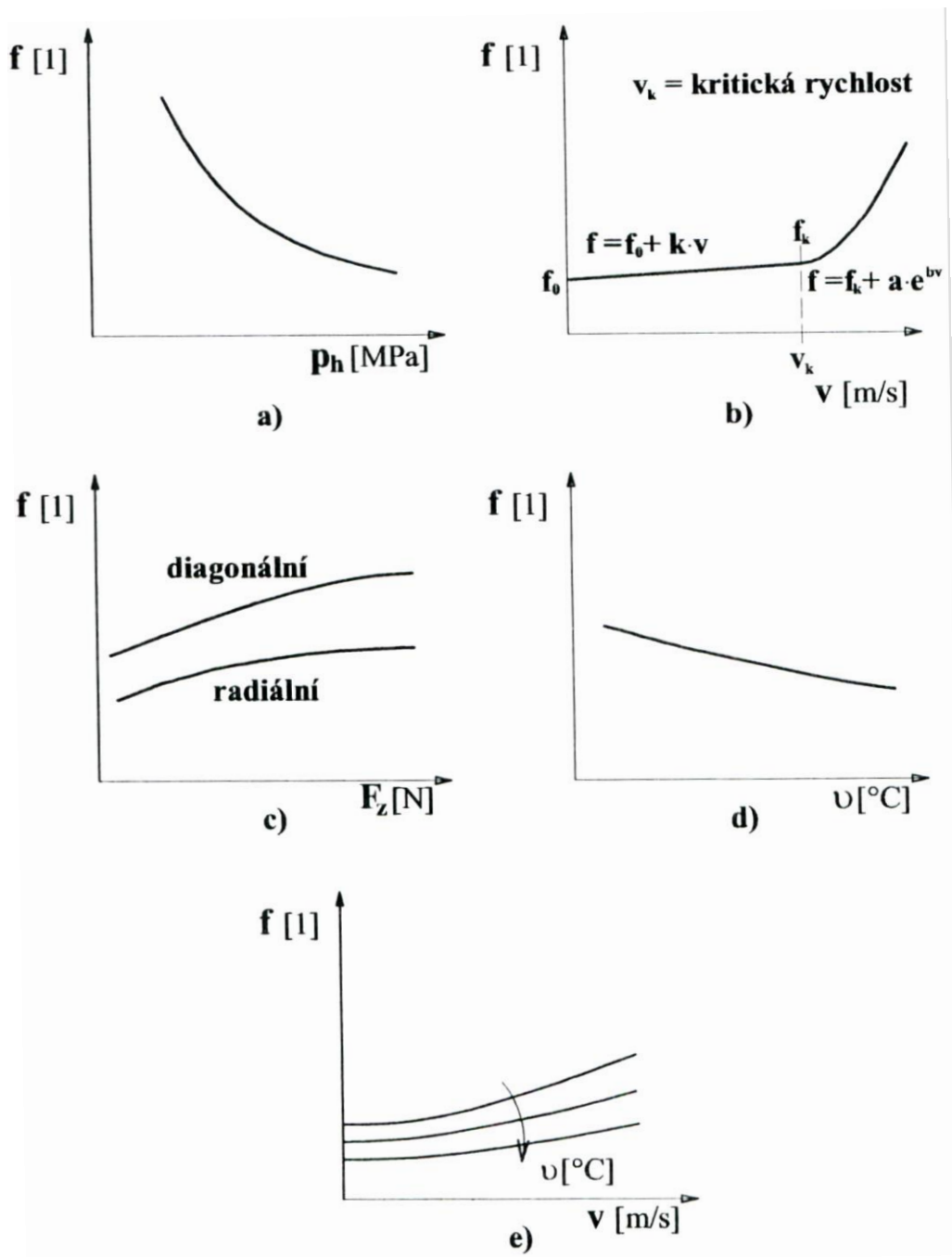


Obr. 2 – Závislost součinitele odporu valení na konstrukčních parametrech pláště

Všeobecně lze říct, že součinitel odporu valení radiálních pneumatik je menší než u srovnatelných diagonálních pneumatik.

Tab. 1 – Orientační hodnoty součinitele odporu valení f [1] na rovné hladké podložce (dobré asfaltové nebo betonové vozovce) při nízkých rychlostech

Konstrukce pláště pneumatiky	osobní (huštění $p_h = 0,15 \div 0,20$ MPa)	nákladní (huštění $p_h = 0,35 \div 0,70$ MPa)
radiální	0,012 ÷ 0,017	0,005 ÷ 0,010
diagonální	0,015 ÷ 0,020	0,008 ÷ 0,013



Obr. 3 – Závislost součinitele odporu valení na provozních parametrech

Literatura

- [1] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. 371 s.
- [2] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
- [3] ČSN 63 1001-4: Názvosloví pneumatik. Zkoušení (1980–2005) (v češtině a angličtině). *Norma zrušena*. Nová norma: ČSN 63 1001: Pneumatiky – Termíny a definice (2005)
- [4] KRMELA, Jan. *Tire Casings and Their Material Characteristics for Computational Modeling*. Vědecká monografie. Czestochowa, Polsko: Oficyna Wydawnicza Stowarzyszenia Menadżerów Jakości i Produkcji (Printing House The Managers of Quality and Production Association), 2017. ISBN 978-83-63978-62-4.
- [5] KRMELA, Jan. *Experiments and Computational Modelling of Tires : Textbooks for university students*. VŠ učebnice. Krmela Jan, Česká republika: 2020. 370 stran. ISBN 978-80-270-9020-4. Dostupné z: <http://krmela.wz.cz/contact.html>
- [6] KOŠTIAL, Pavol, Jan KRMELA, Karel FRYDRÝŠEK a RUŽIAK Ivan. *The Chosen Aspects of Materials and Construction Influence on the Tire Safety* [online]. Composites and Their Properties. Chapter 13. Ning Hu (Ed.), Chorvatsko: InTech, Rijeka, 2012, 265–298, DOI: 10.5772/48181. ISBN: 978-953-51-0711-8. Dostupné z: <http://www.intechopen.com/books/composites-and-their-properties/the-chosen-aspects-of-materials-and-construction-influence-on-the-tire-safety>
http://cdn.intechopen.com/pdfs/38375/InTech-The_chosen_aspects_of_materials_and_construction_influence_on_the_tire_safety.pdf
- [7] KRMELA, Jan. *Pláště pneumatik a jejich materiálové charakteristiky pro výpočtové modelování*. Vědecká monografie. Krmela Jan, Česká republika, 2017. ISBN 978-80-270-2893-1.
- [8] KRMELA, Jan. *Tire Stiffness Prediction*. Tire Technology International, The Annual Review of Tire Materials and Tire Manufacturing Technology, Annual Showcase, 2017, 96–99. ISSN 1462-4729 (print) a ISSN 2397-6373 (online).
- [9] KRMELA, Jan, Libor BENEŠ a Vladimíra KRMELOVÁ. Tire experiments on static adhesion for obtaining the radial stiffness value. *Period. Polytech. Transp. Eng.* [online]. Budapest: University of Technology and Economics, 2014, 42(2), 125–129. DOI: 10.3311/pptr.7403. ISSN 1587-3811. Dostupné z: <http://pp.bme.hu/tr/article/view/7403/6444>
- [10] KRMELA, Jan a Vladimíra KRMELOVÁ. *Dynamic Experiment of Parts of Car Tyre*. *Procedia Engineering* [online]. 2017, 187, 763–768. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.04.435. ISSN 1877-7058. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705817319653>

Název: Konstrukce silničních vozidel – vybrané výpočty podvozkové části automobilů

Autor: doc. Ing. Jan Krmela, Ph.D.

Druh díla: vysokoškolské skriptum

Vydání: první, květen 2021

Vydavatel: Univerzita Pardubice, Studentská 95, 532 10 Pardubice

Stran: 107 + přílohy

Tato publikace prošla jazykovou úpravou.

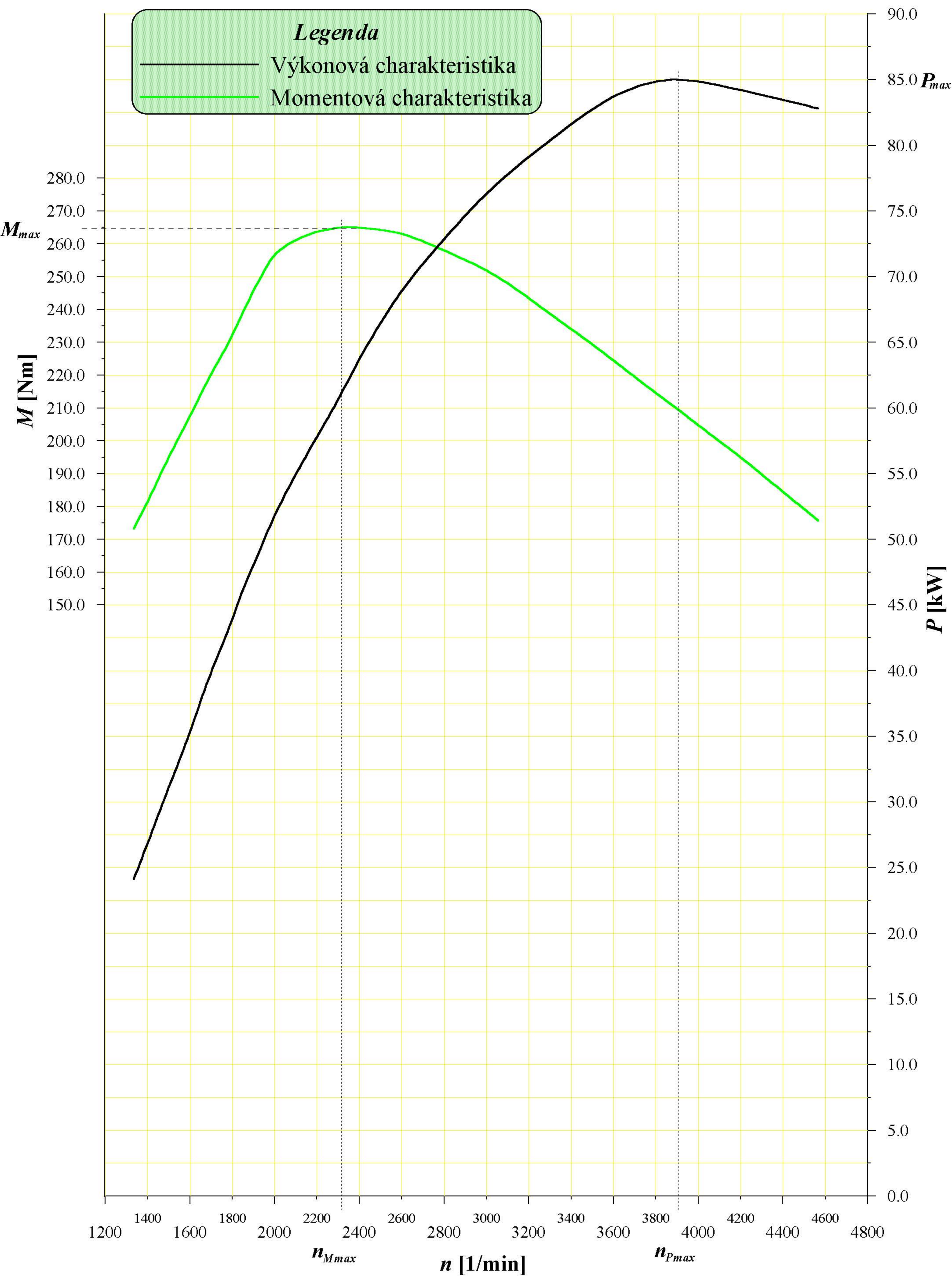
© Jan Krmela, 2021

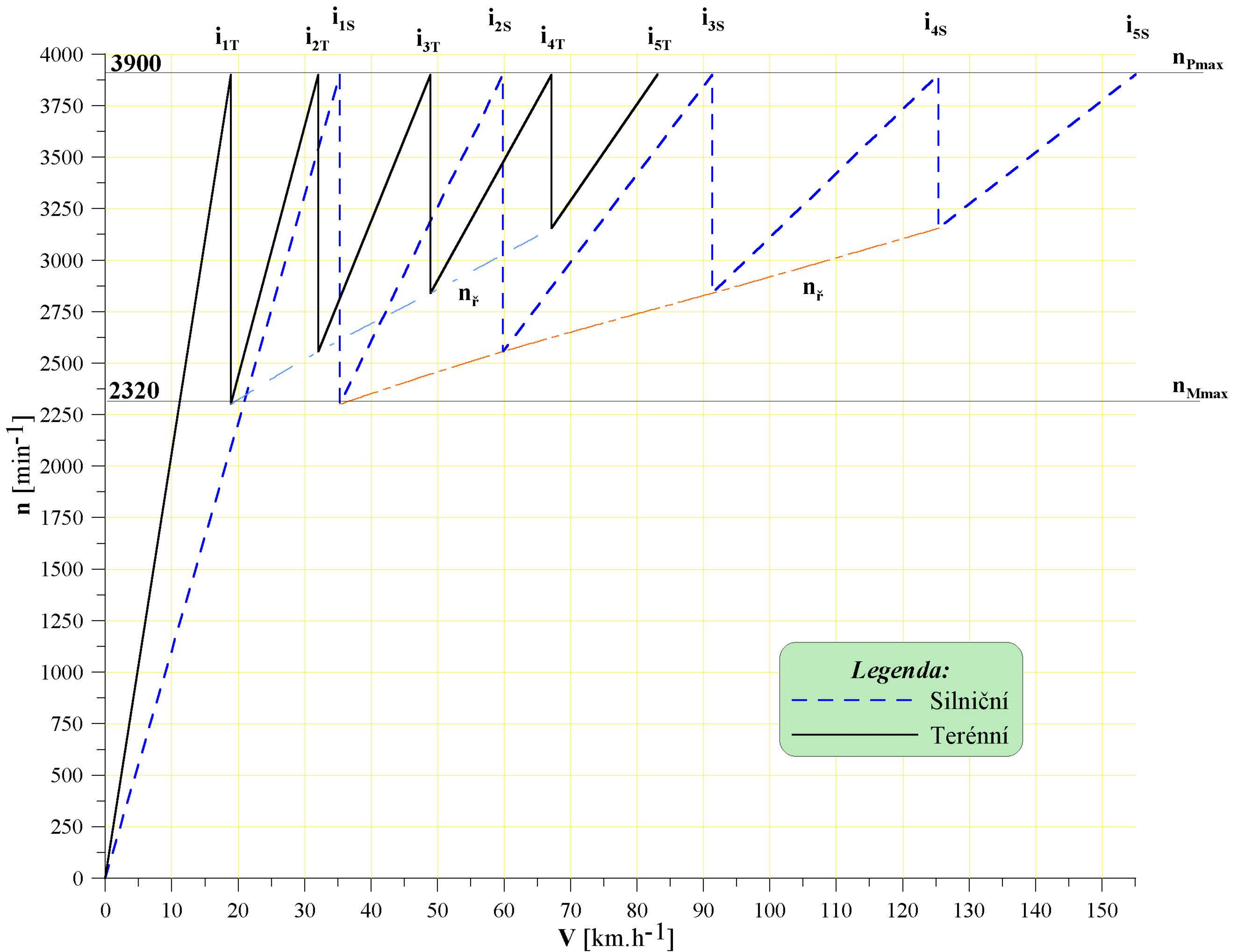
ISBN 978-80-7560-348-7 (online, pdf)



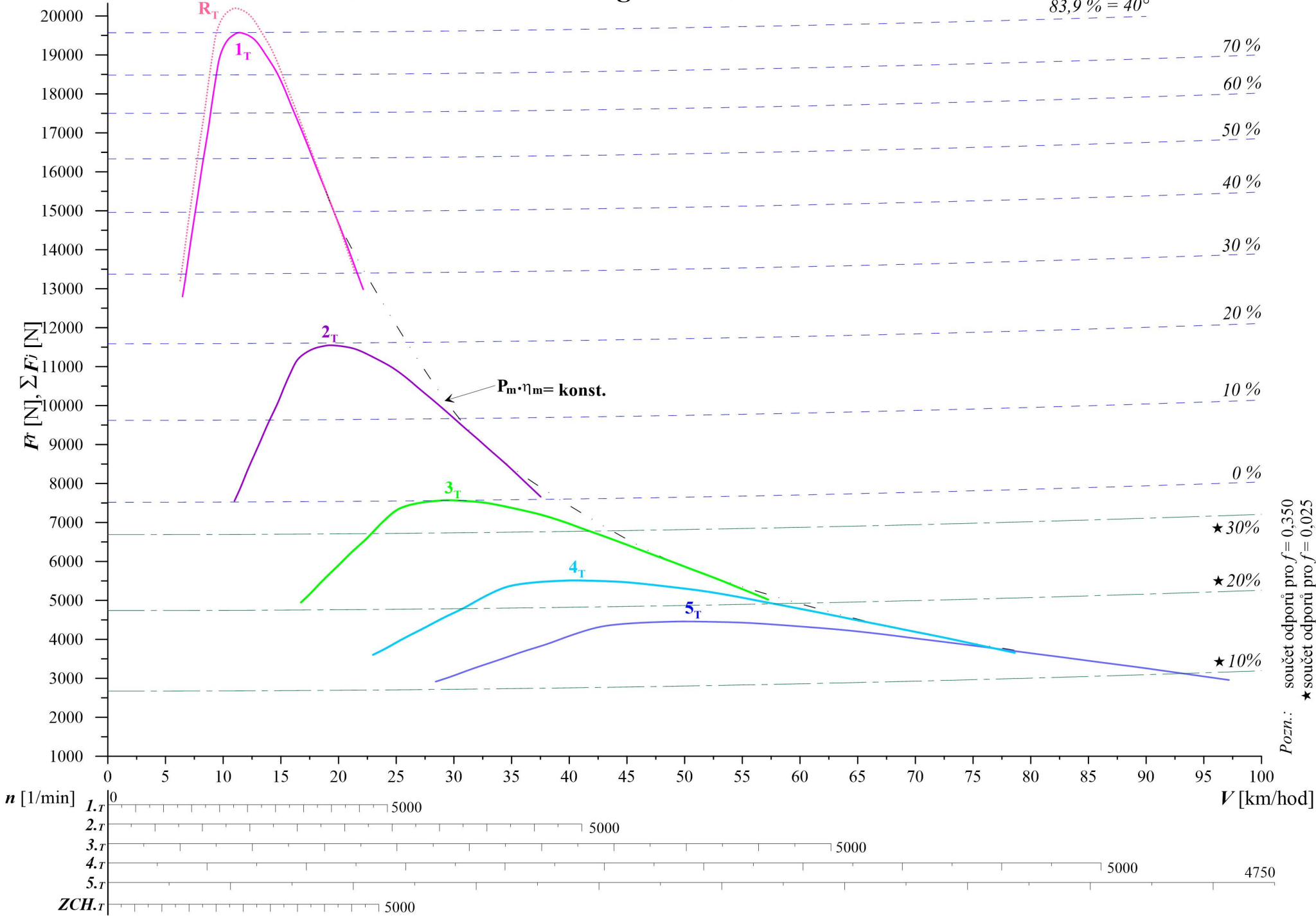
Příloha č. 1

Momentová a výkonová charakteristika motoru AUDI 100 2,5 l TDI

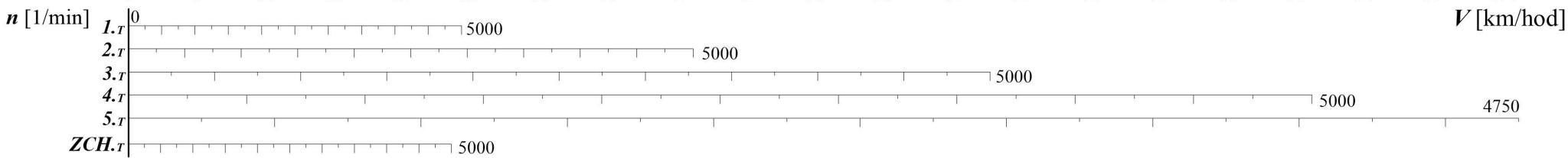




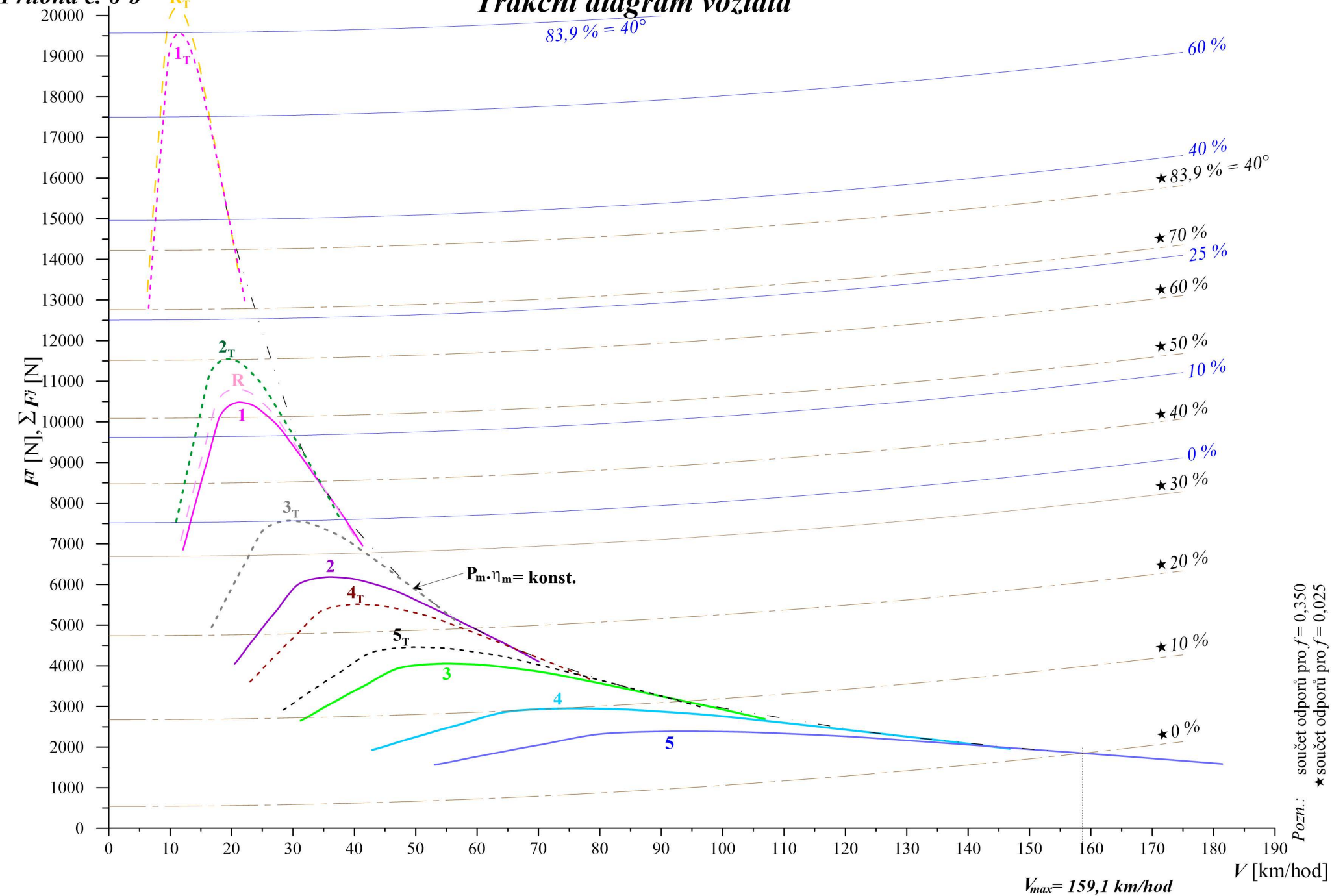
Legenda:
 - - - Silniční
 — Terénní



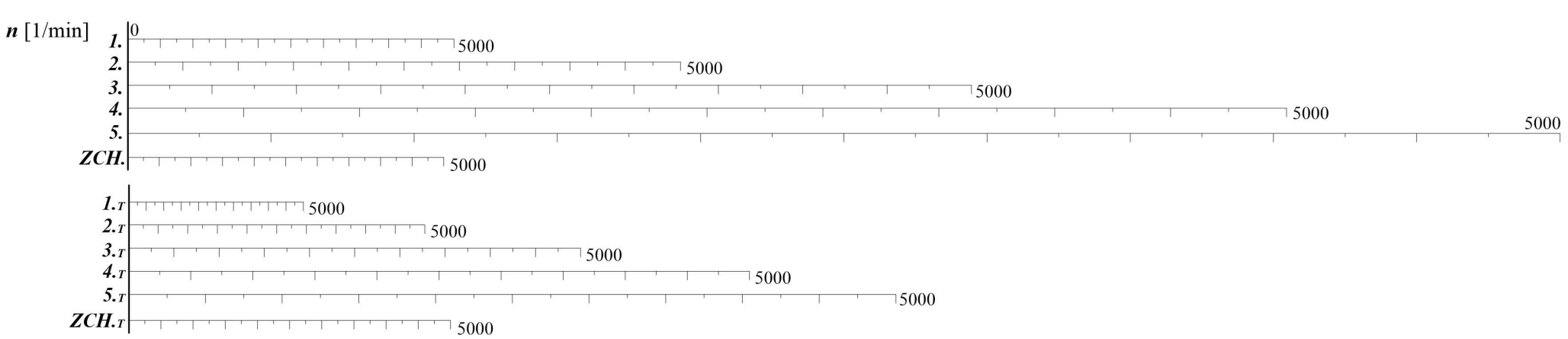
Pozn.: součet odporů pro $f = 0,350$
 ★ součet odporů pro $f = 0,025$



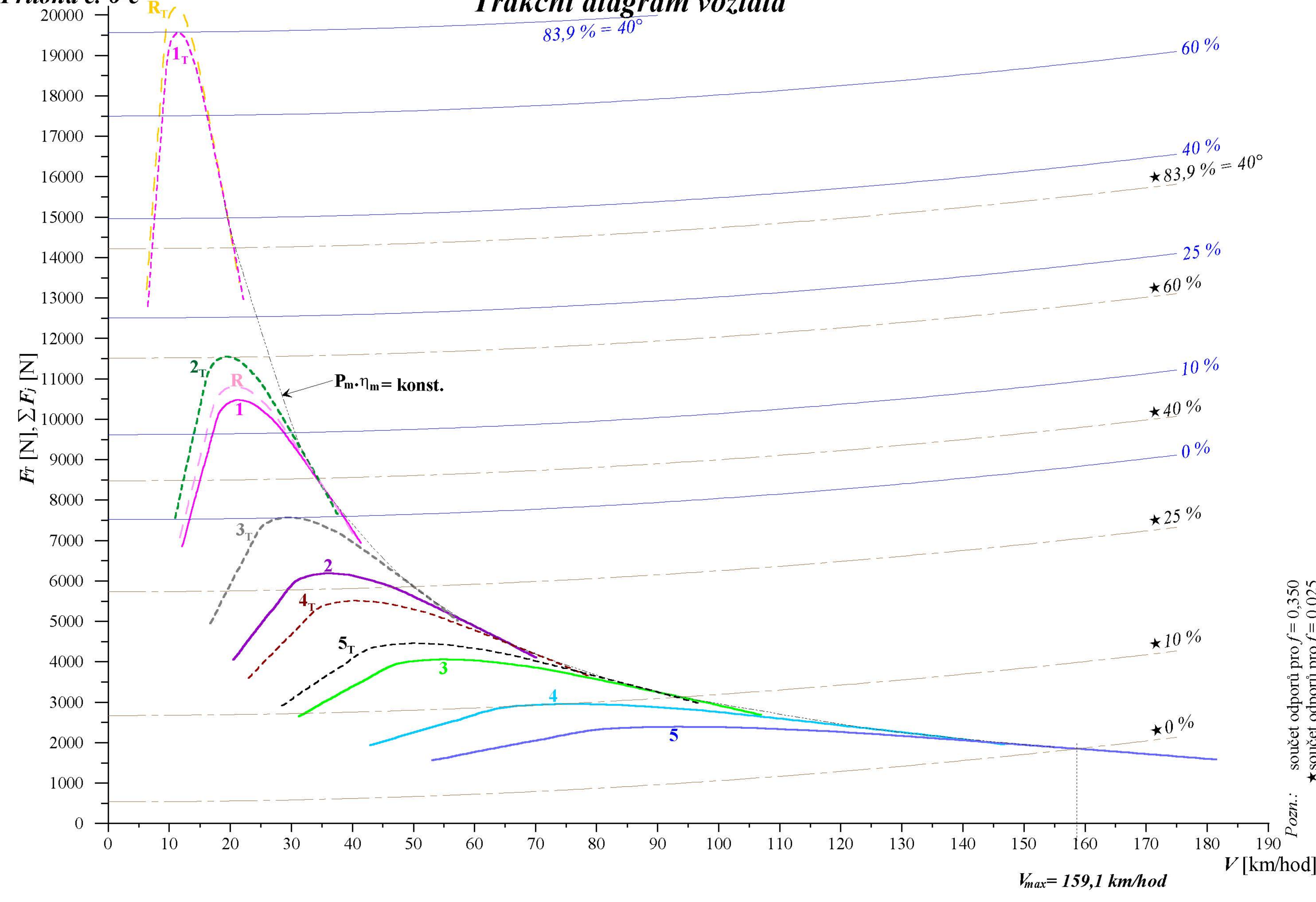
Trakční diagram vozidla



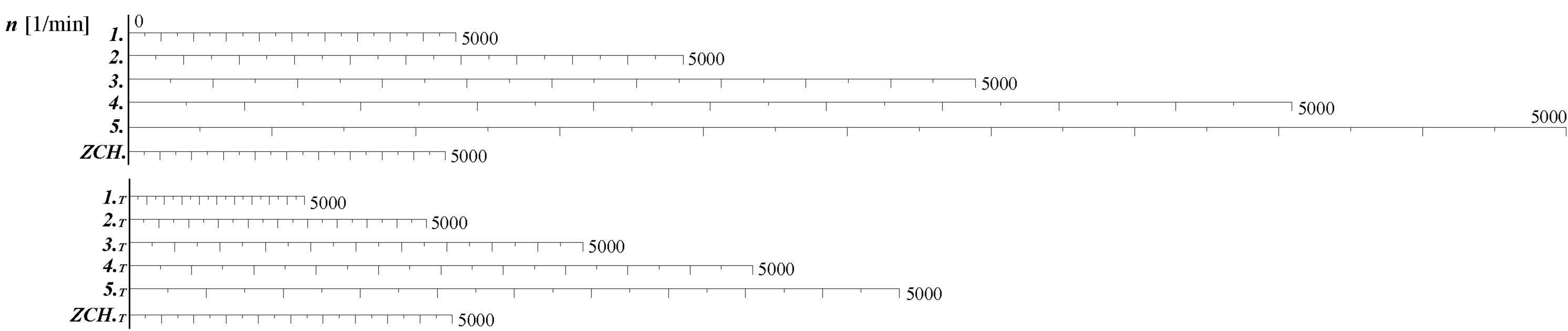
Pozn.:
 * součet odporů pro $f = 0,350$
 ★ součet odporů pro $f = 0,025$



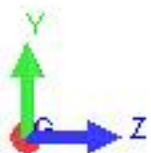
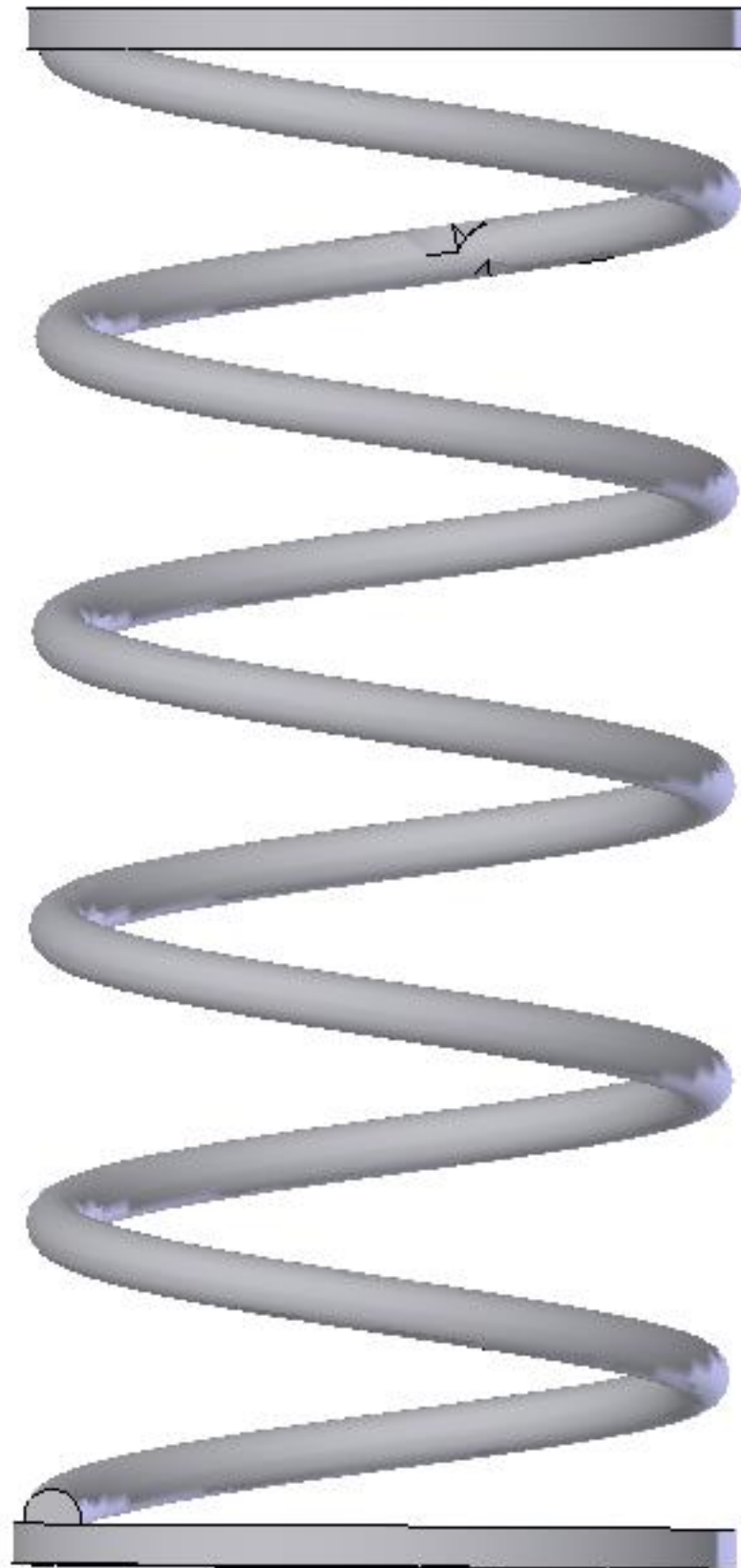
Trakční diagram vozidla



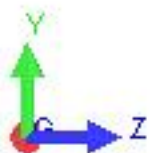
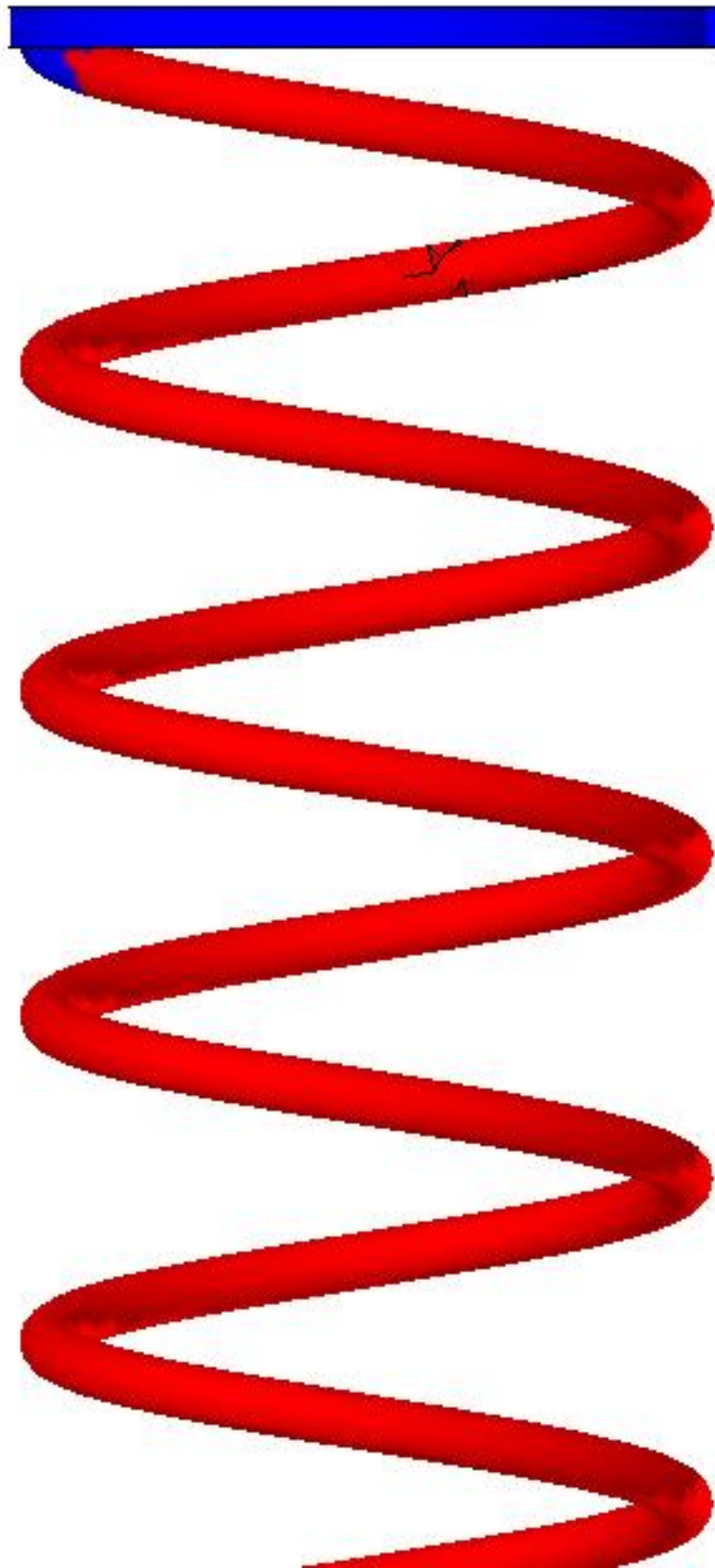
Pozn.: součet odporů pro $f = 0,350$
 ★ součet odporů pro $f = 0,025$



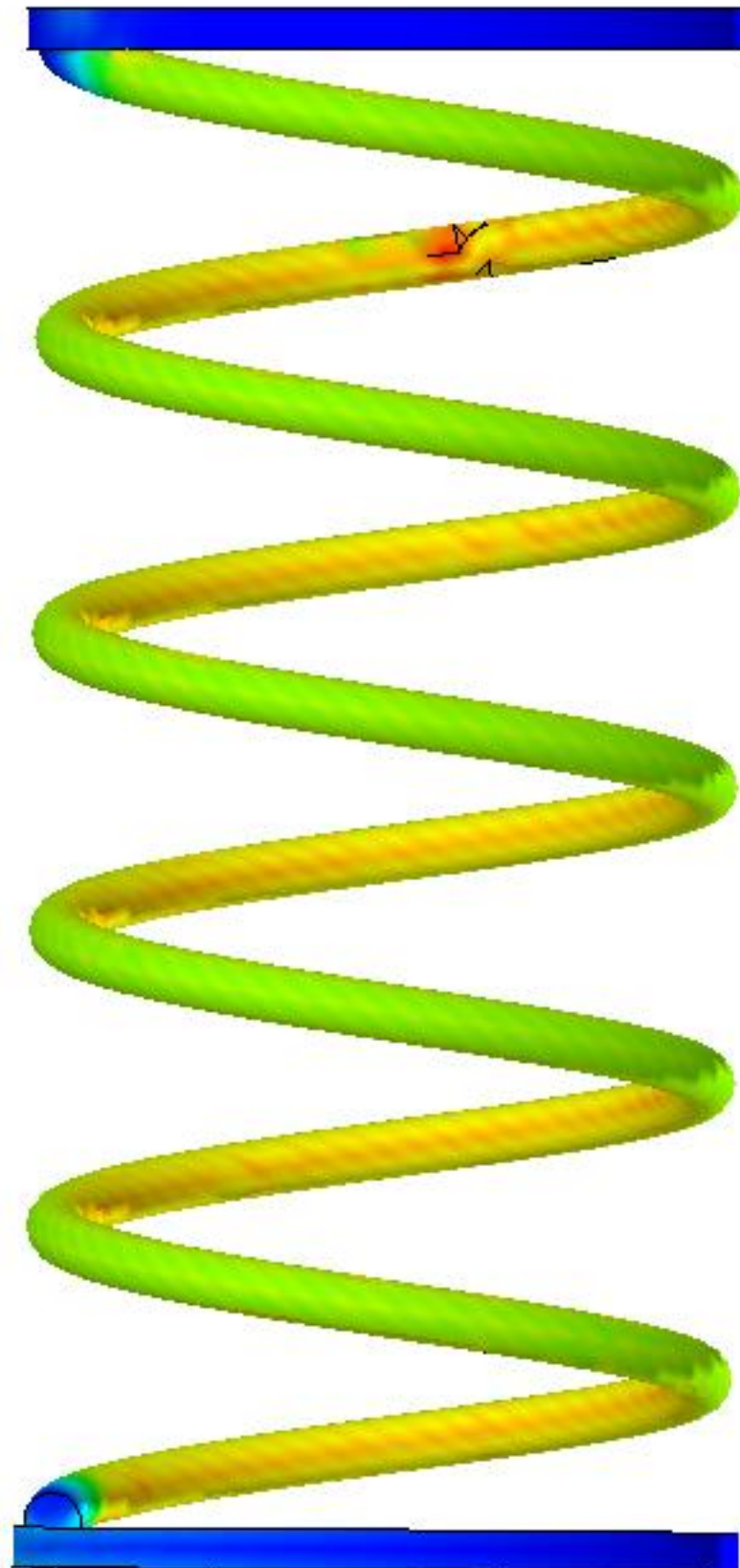
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.147541



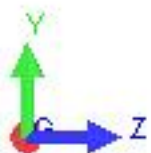
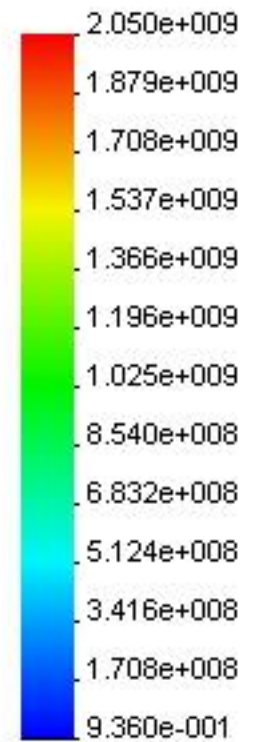
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



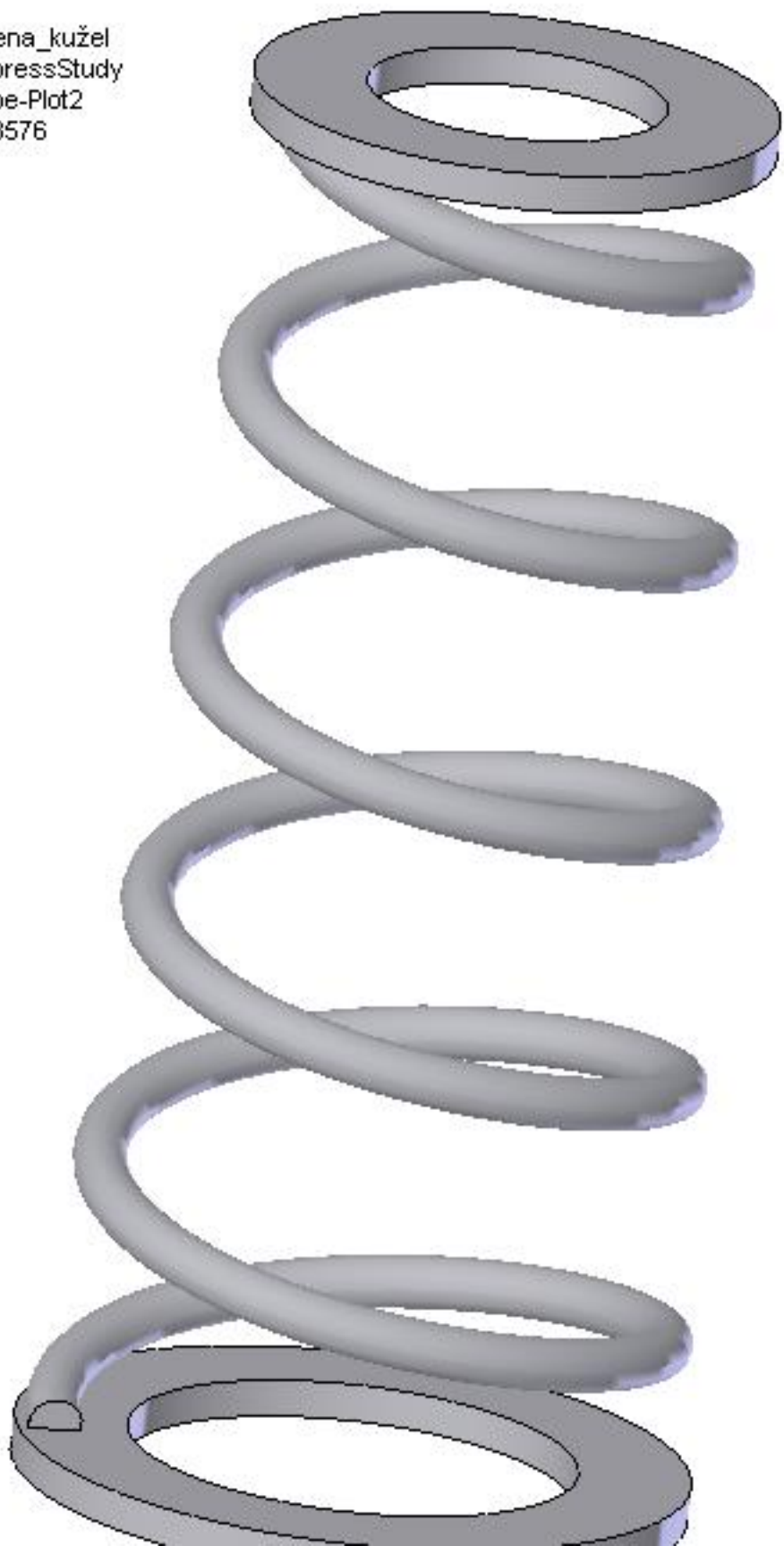
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.147541



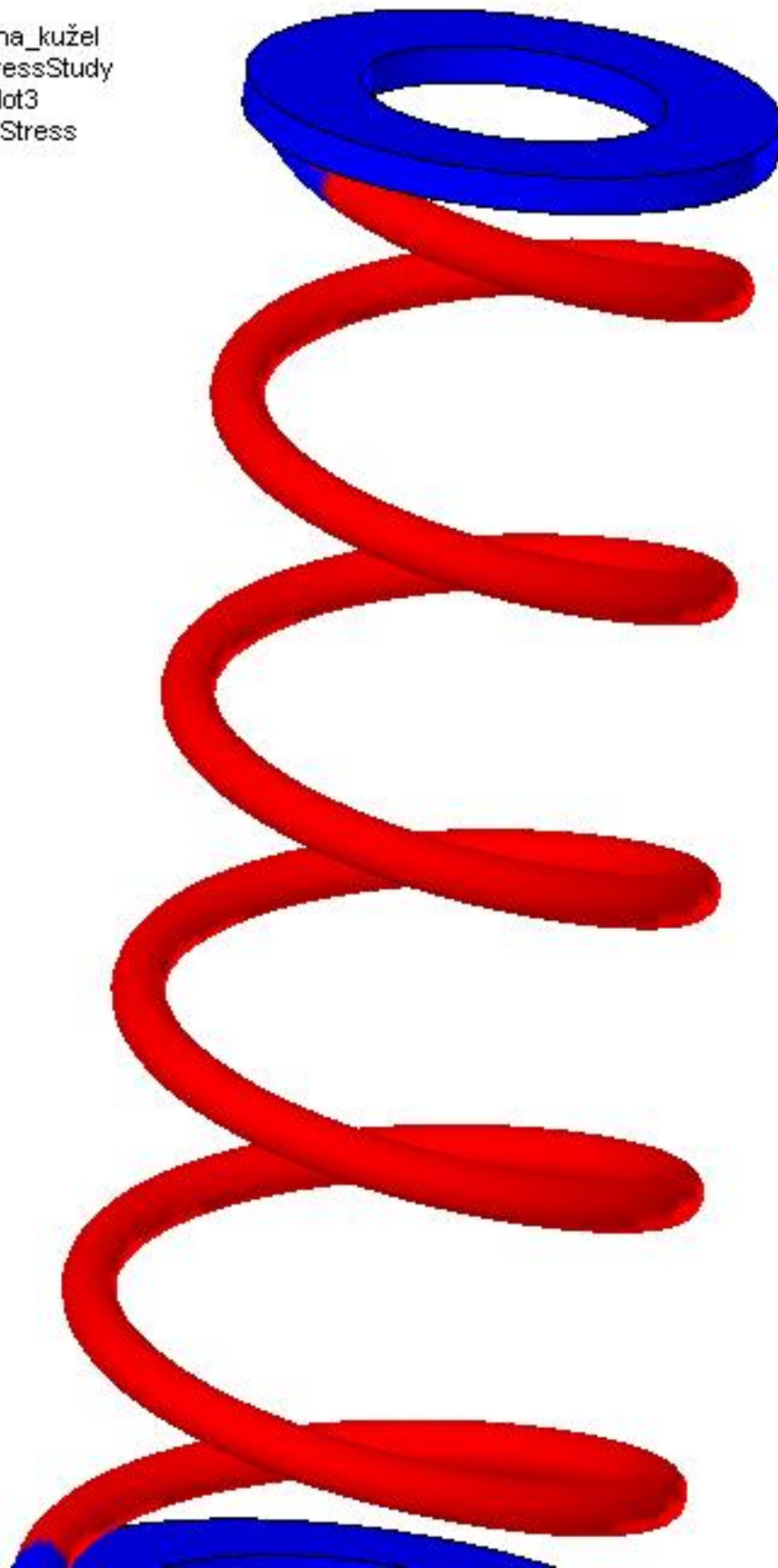
von Mises (N/m²)



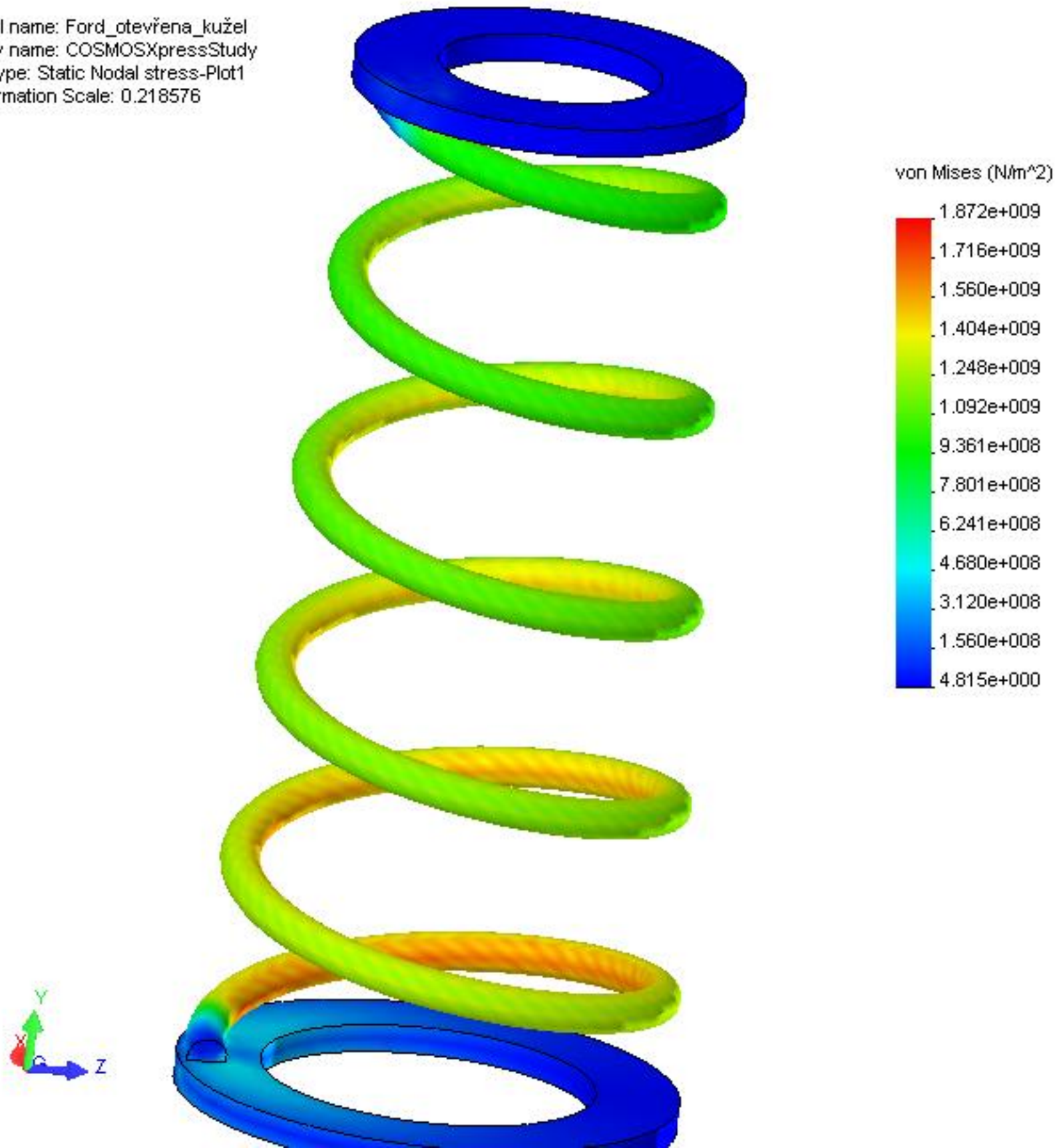
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.218576



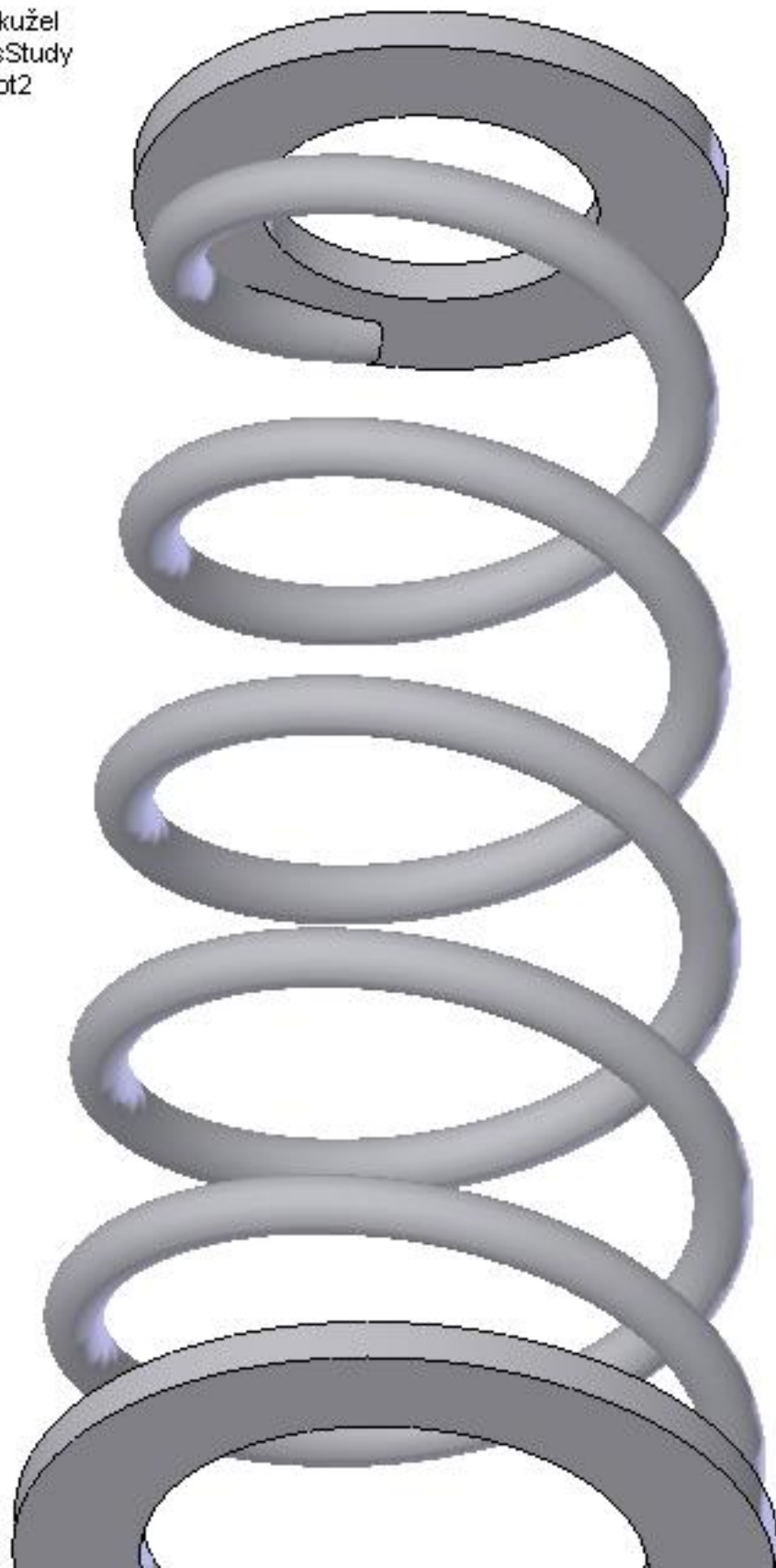
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



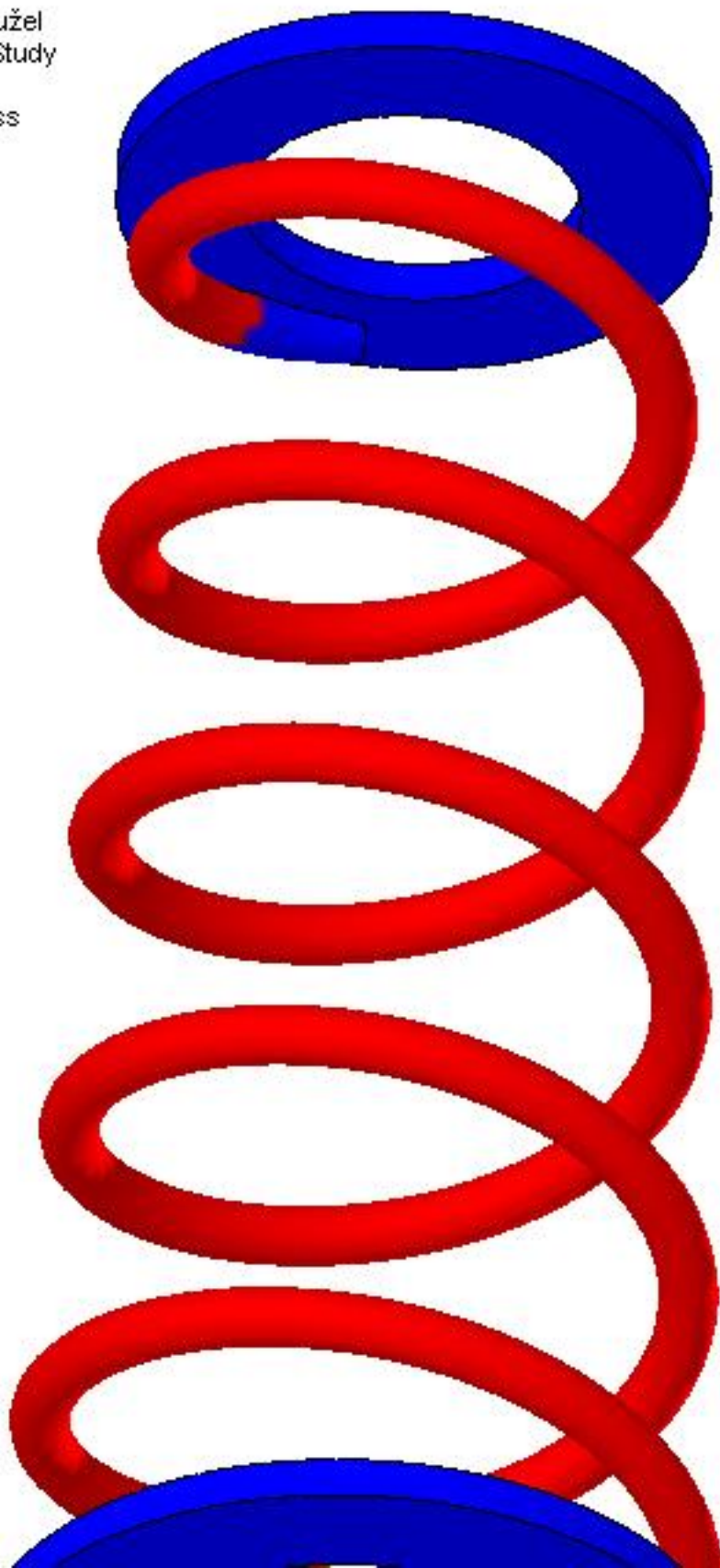
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.218576



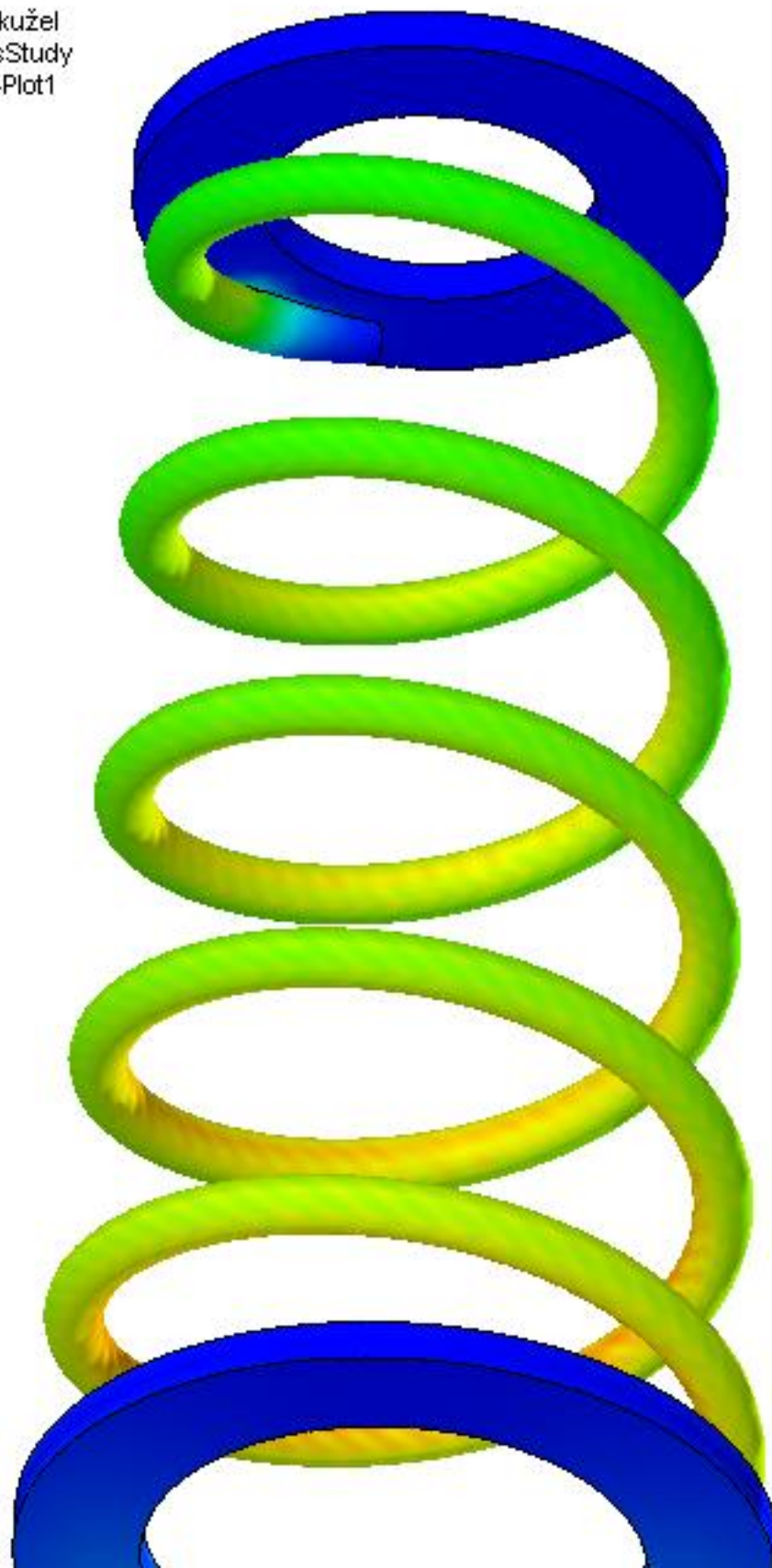
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.218576



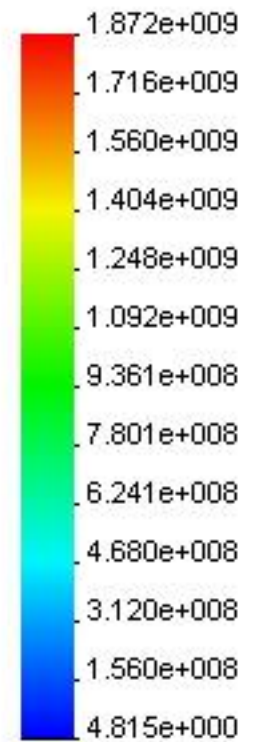
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



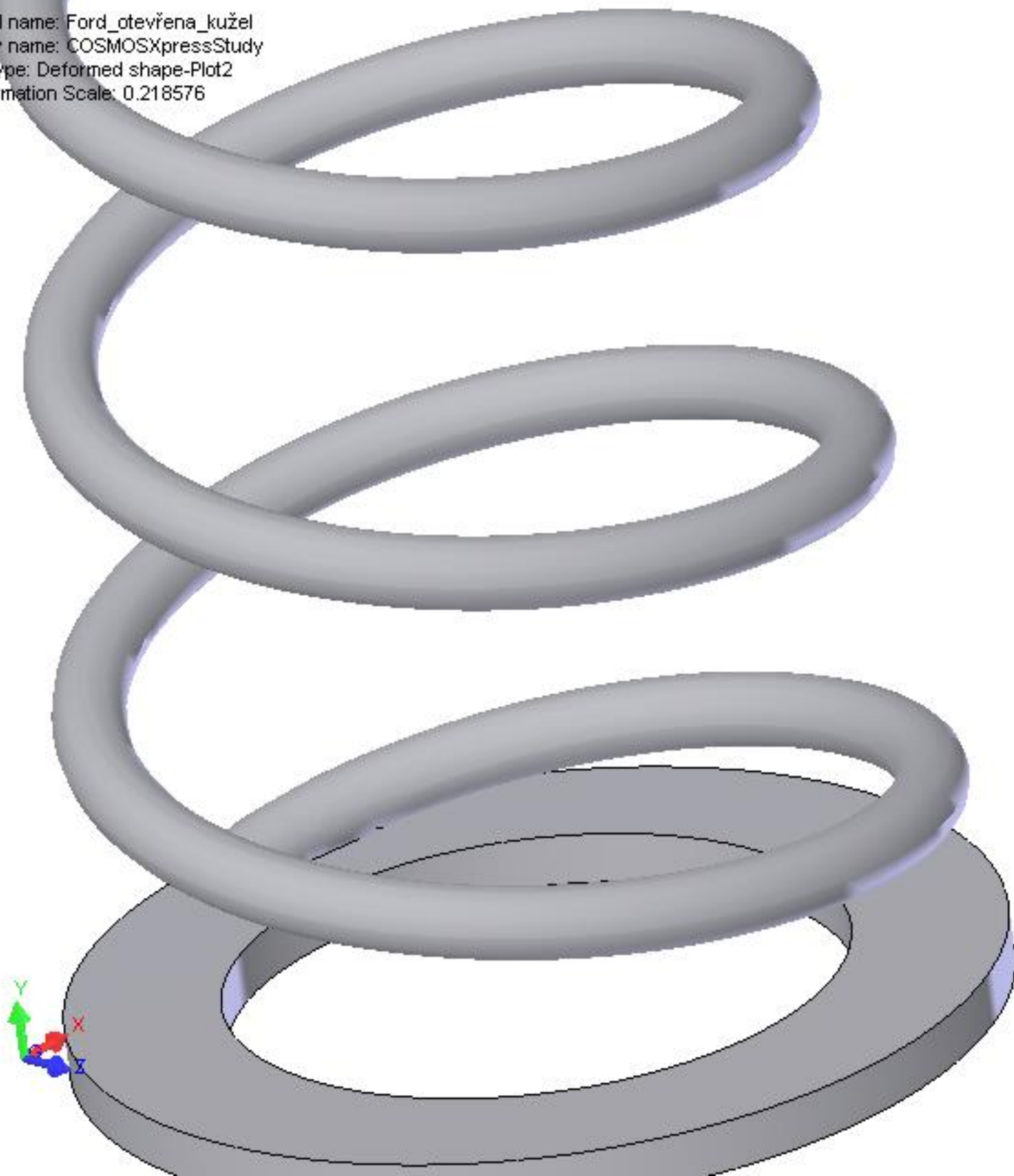
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.218576



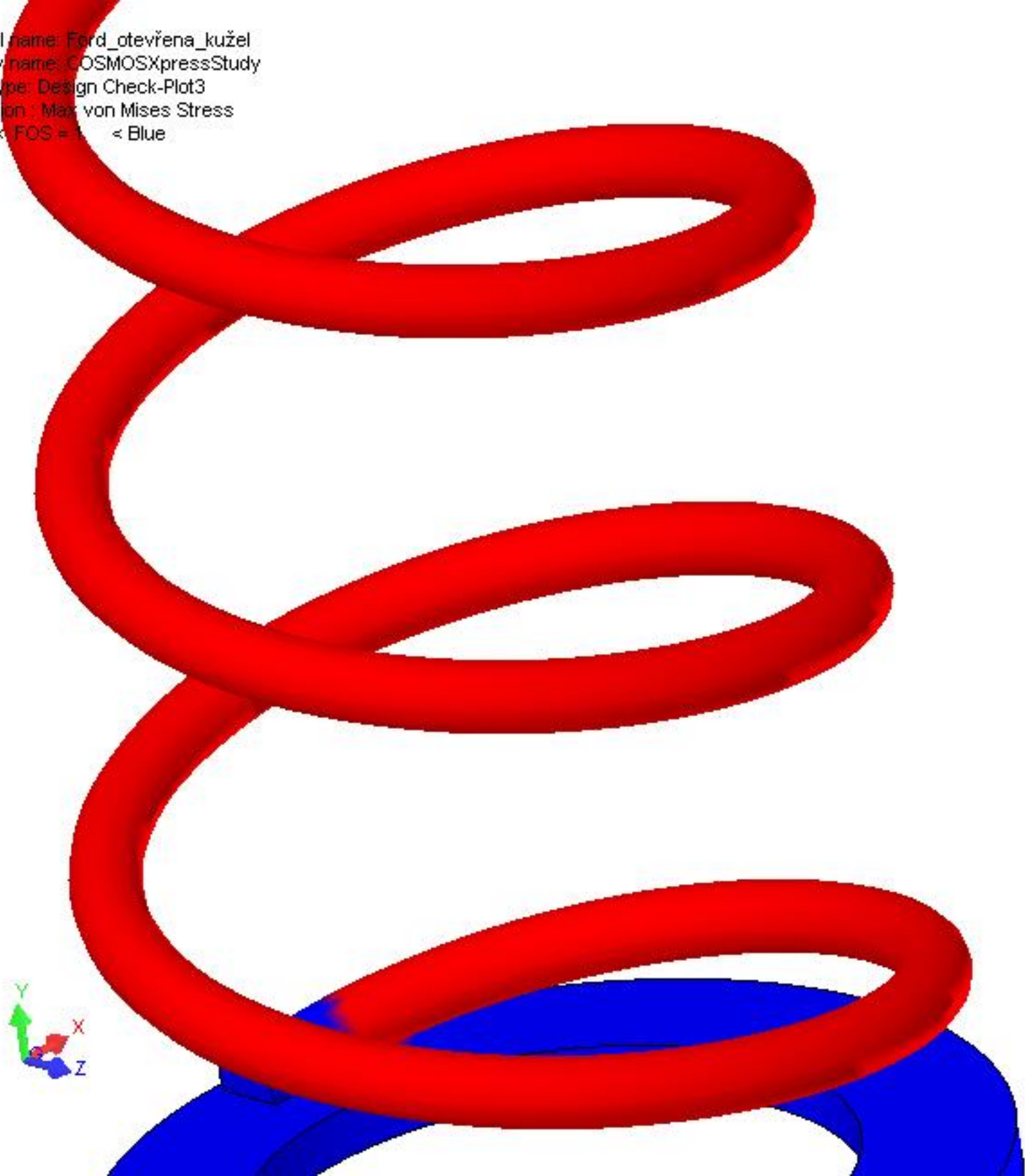
von Mises (N/m²)



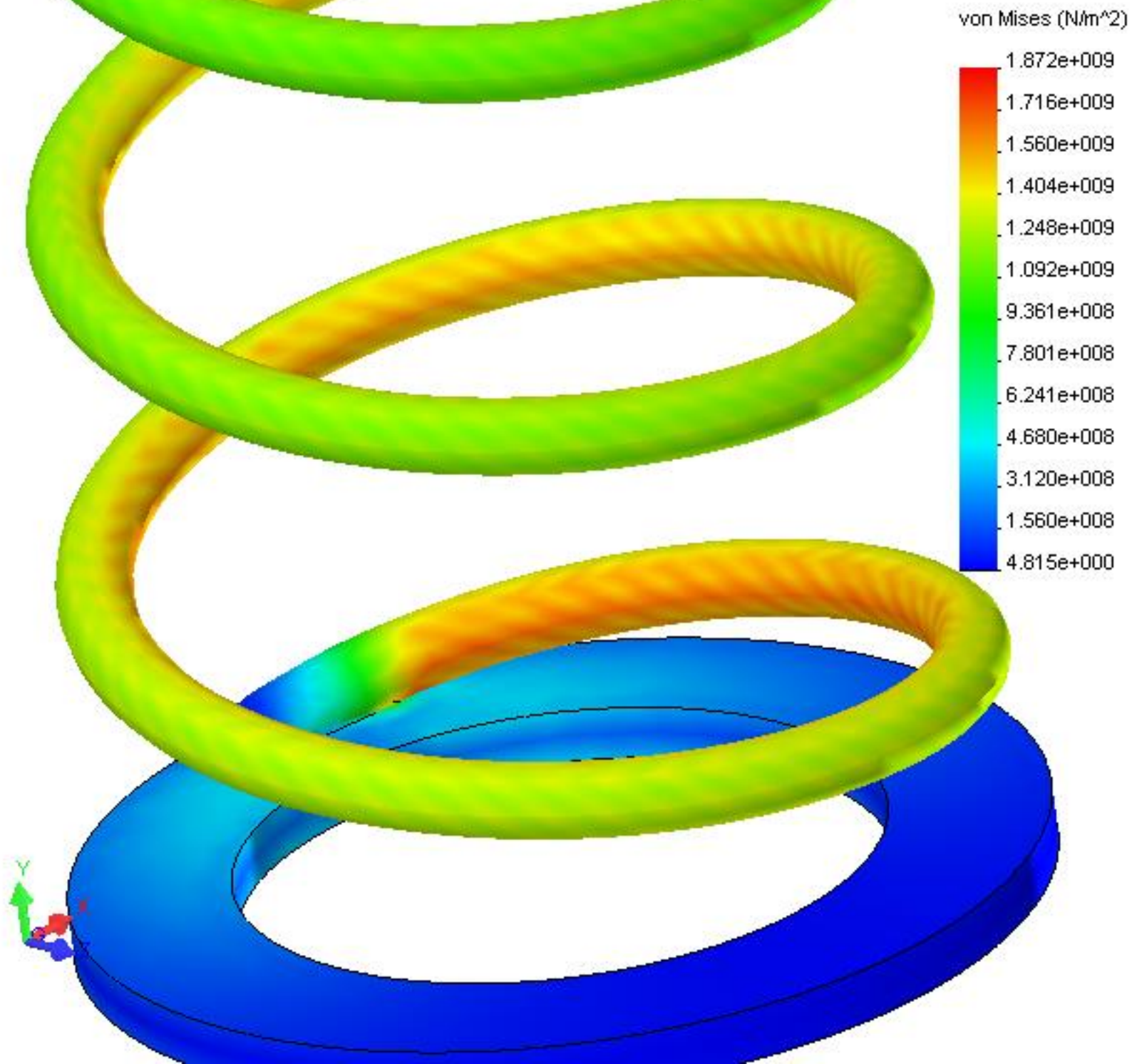
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.218576



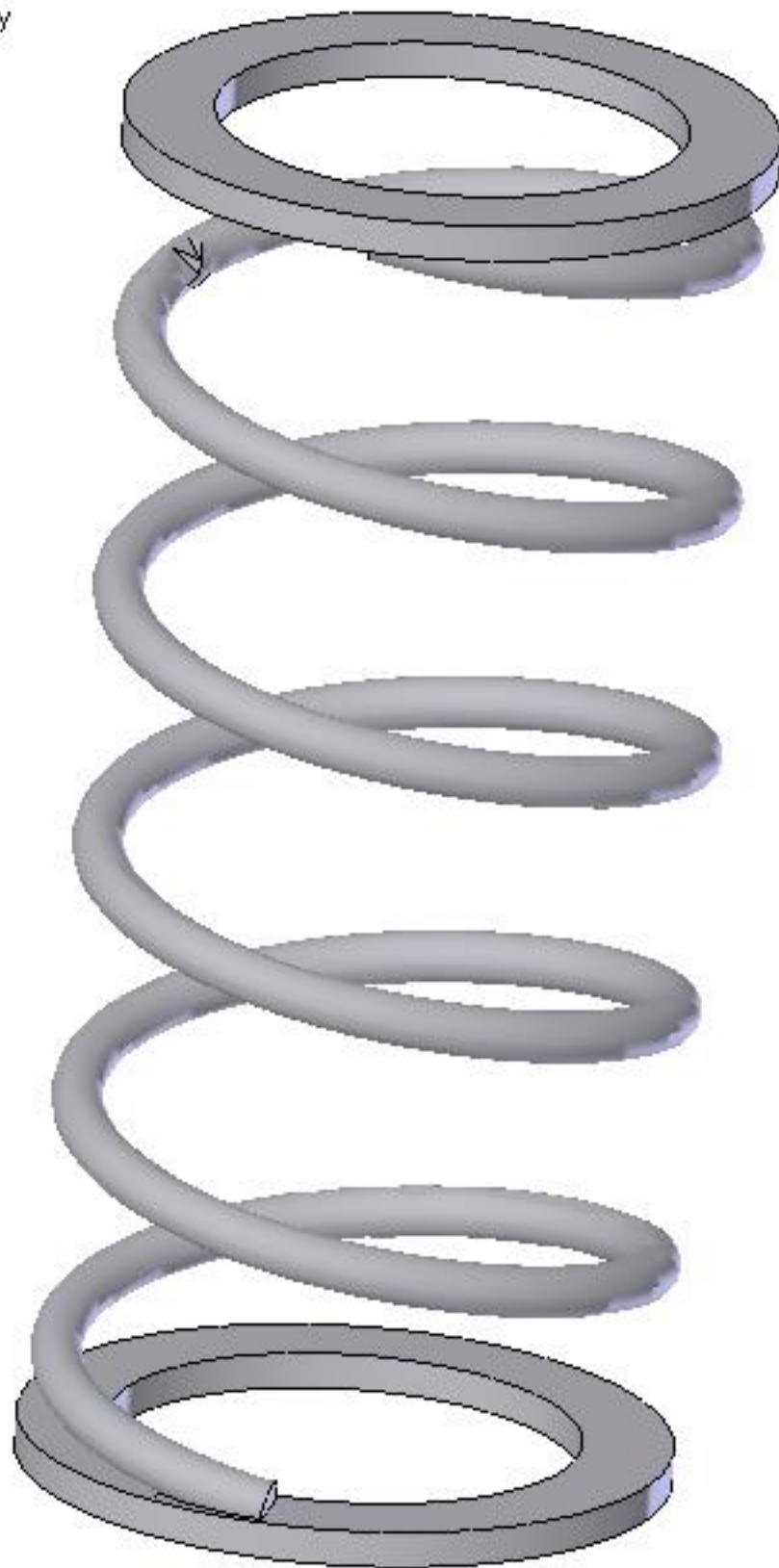
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



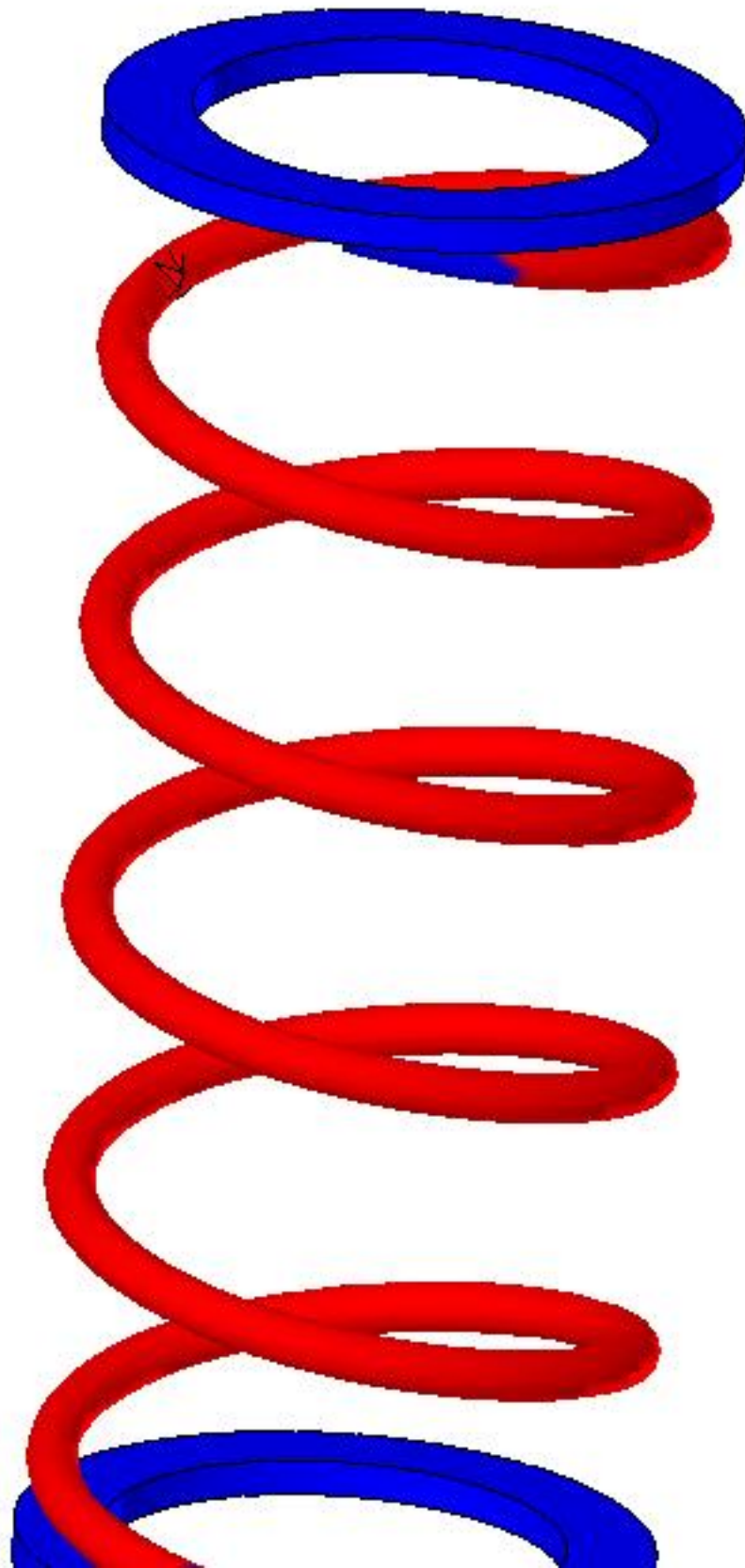
Model name: Ford_otevřena_kužel
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.218576



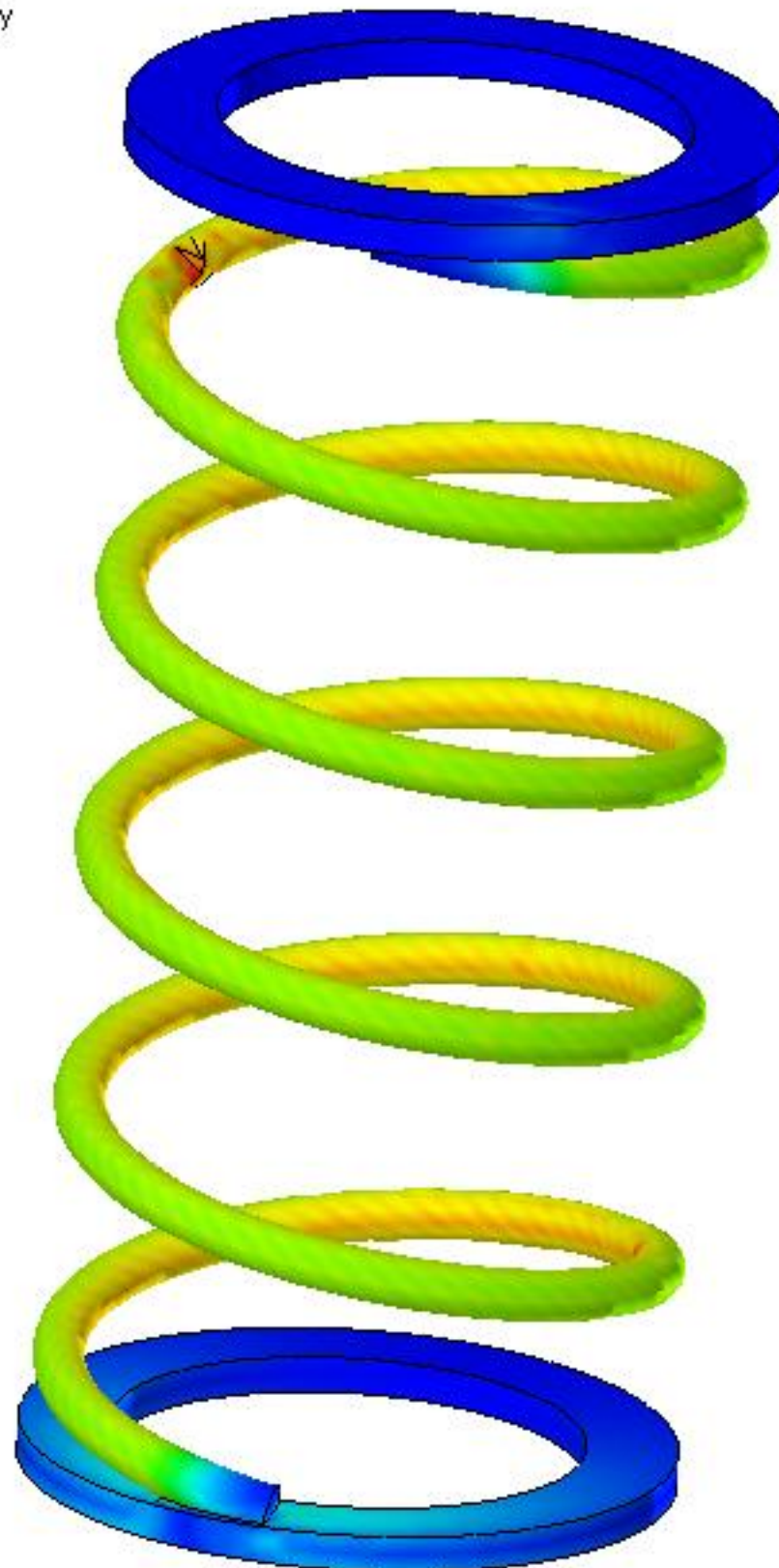
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.147541



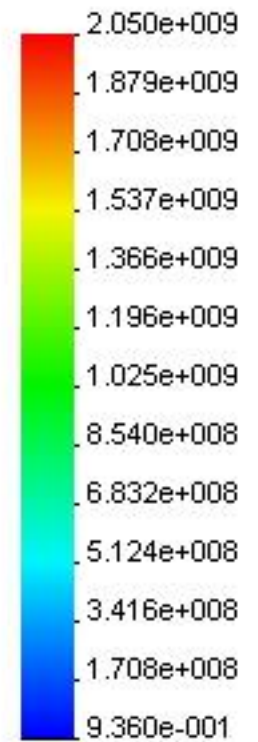
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



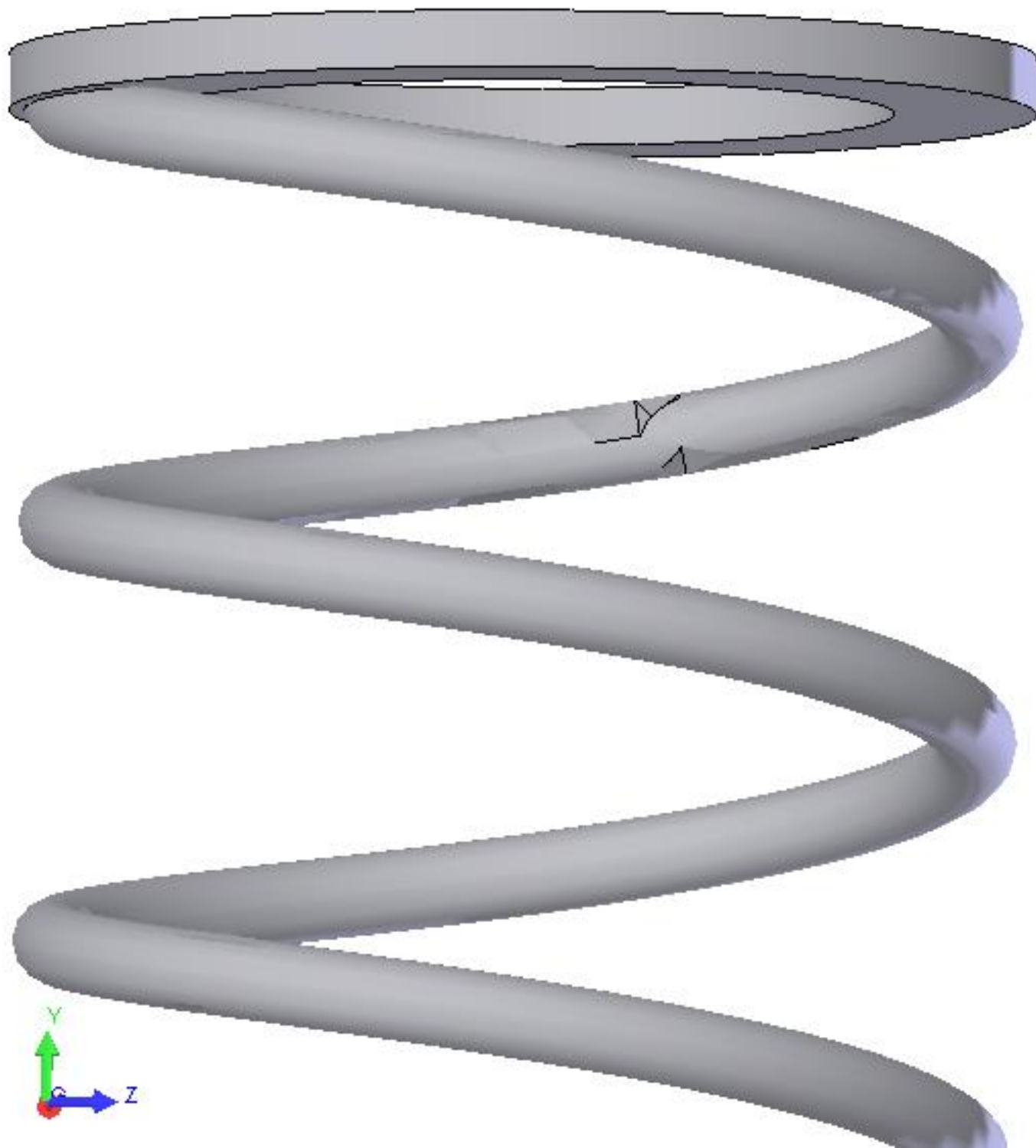
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.147541



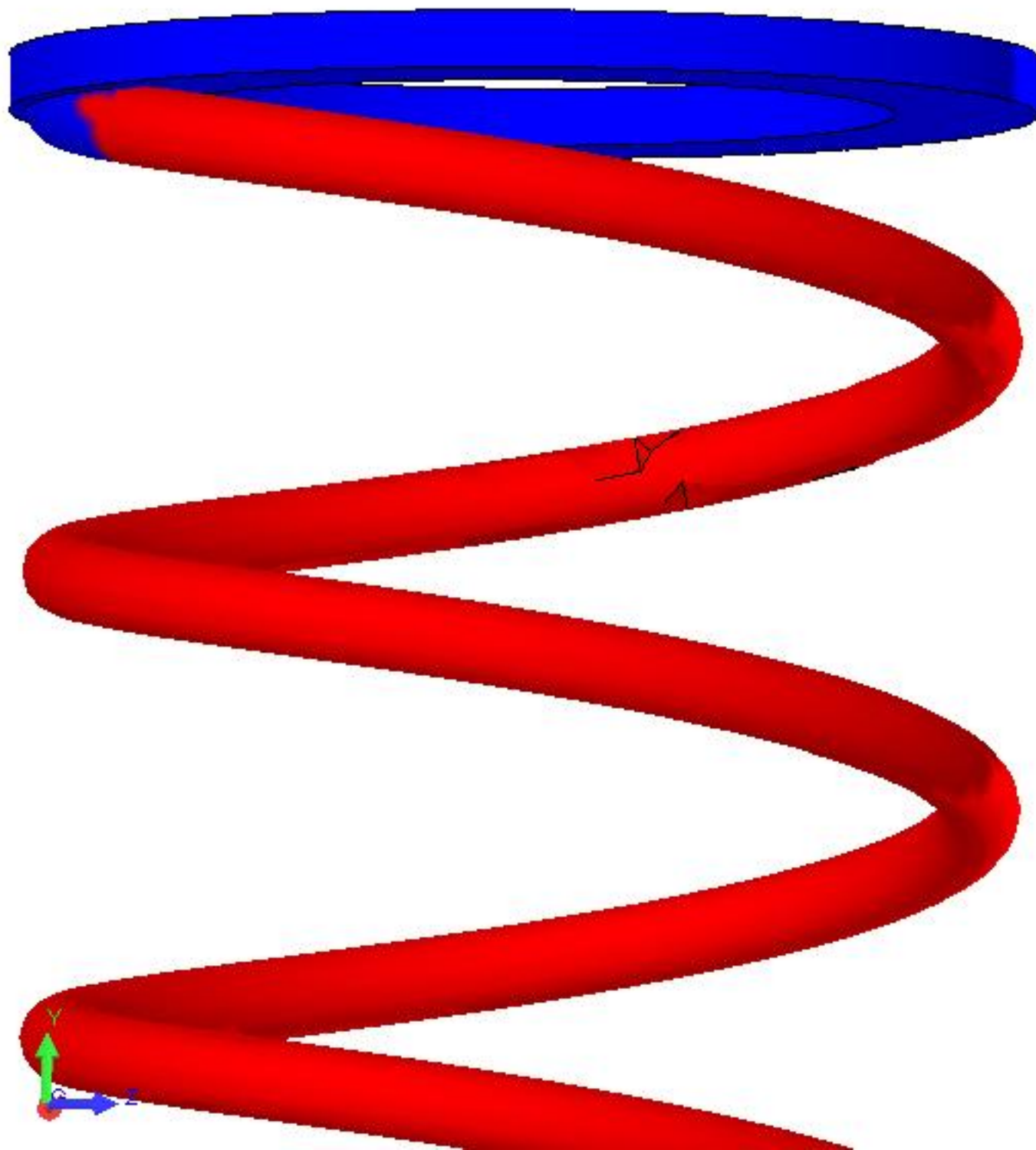
von Mises (N/m²)



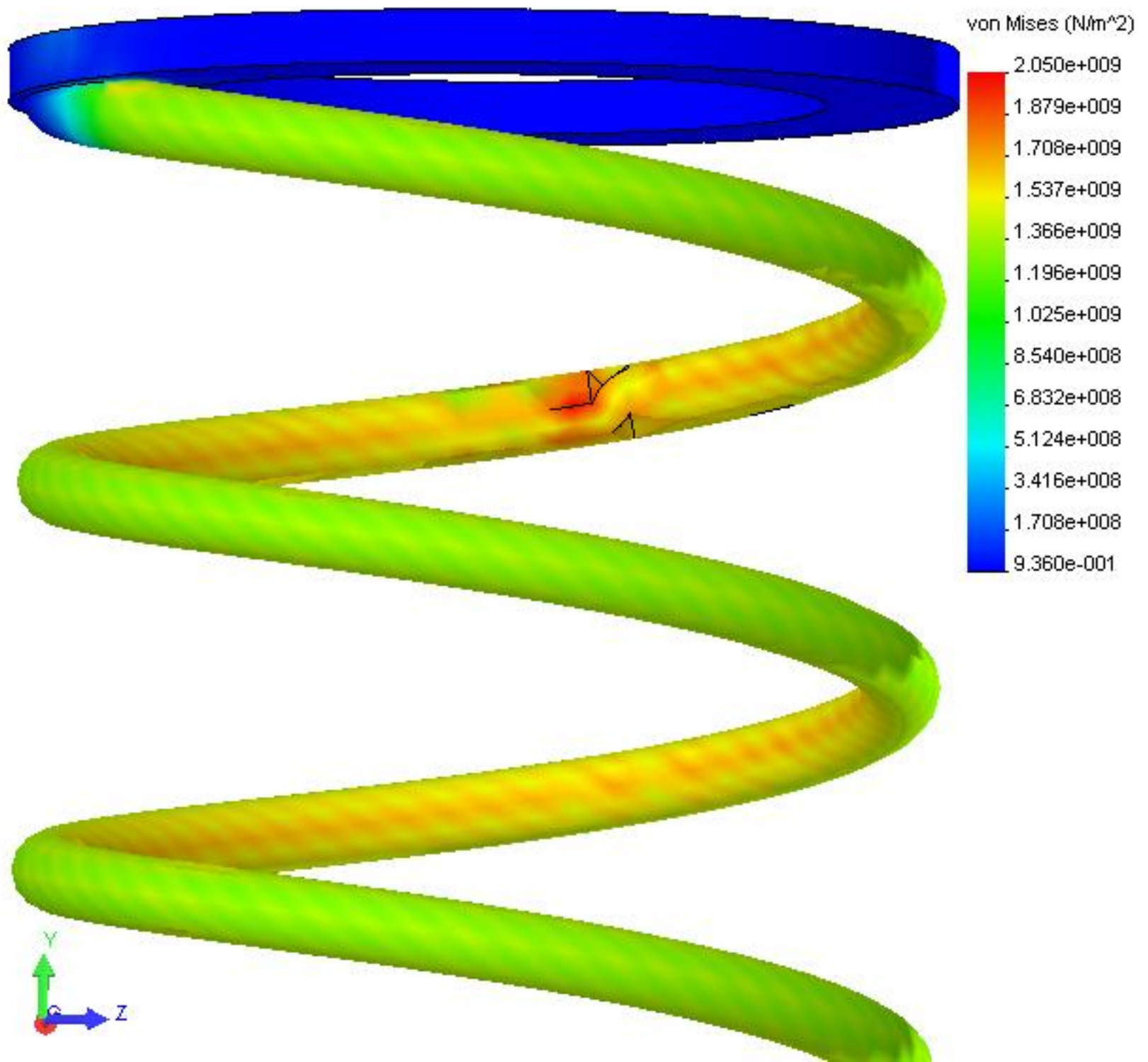
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.147541



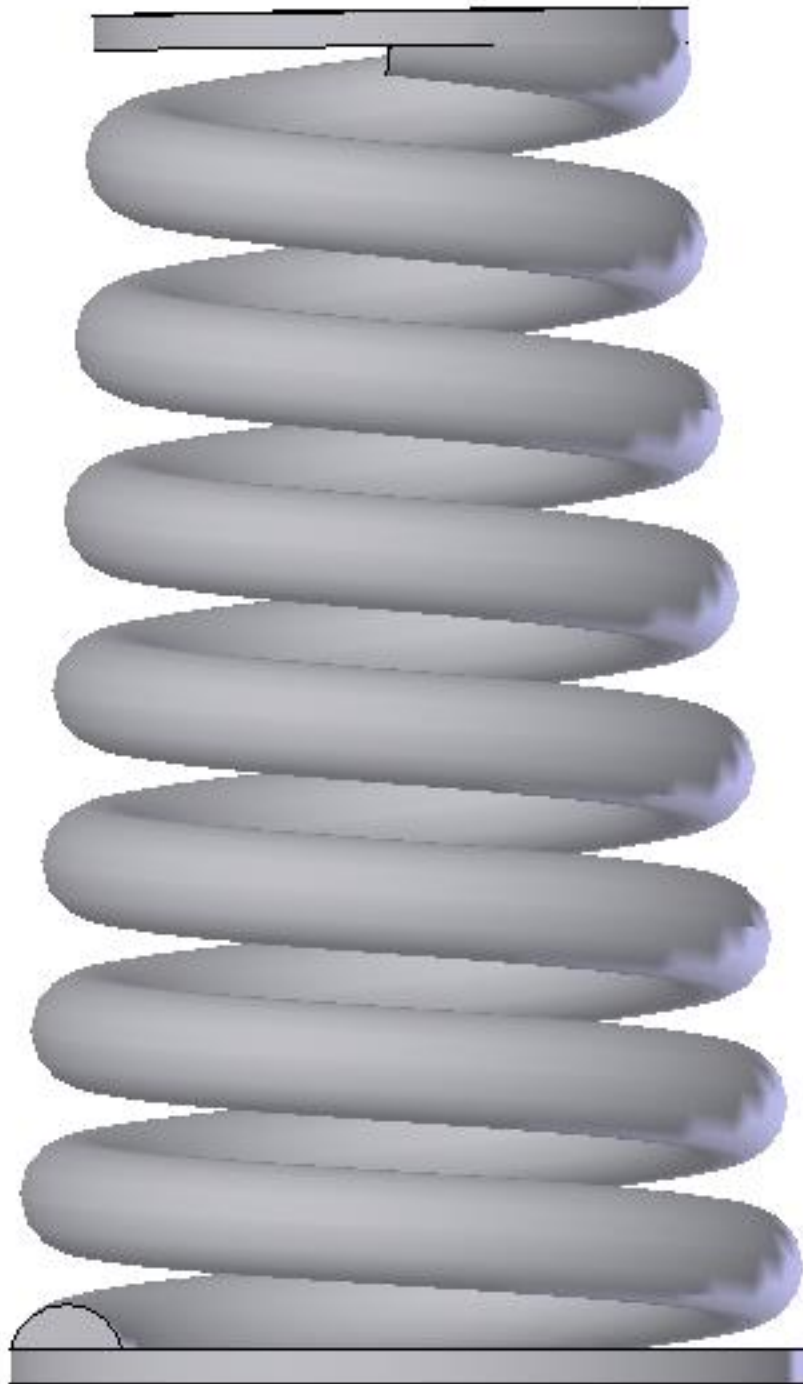
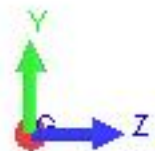
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



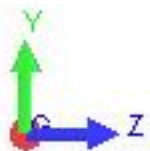
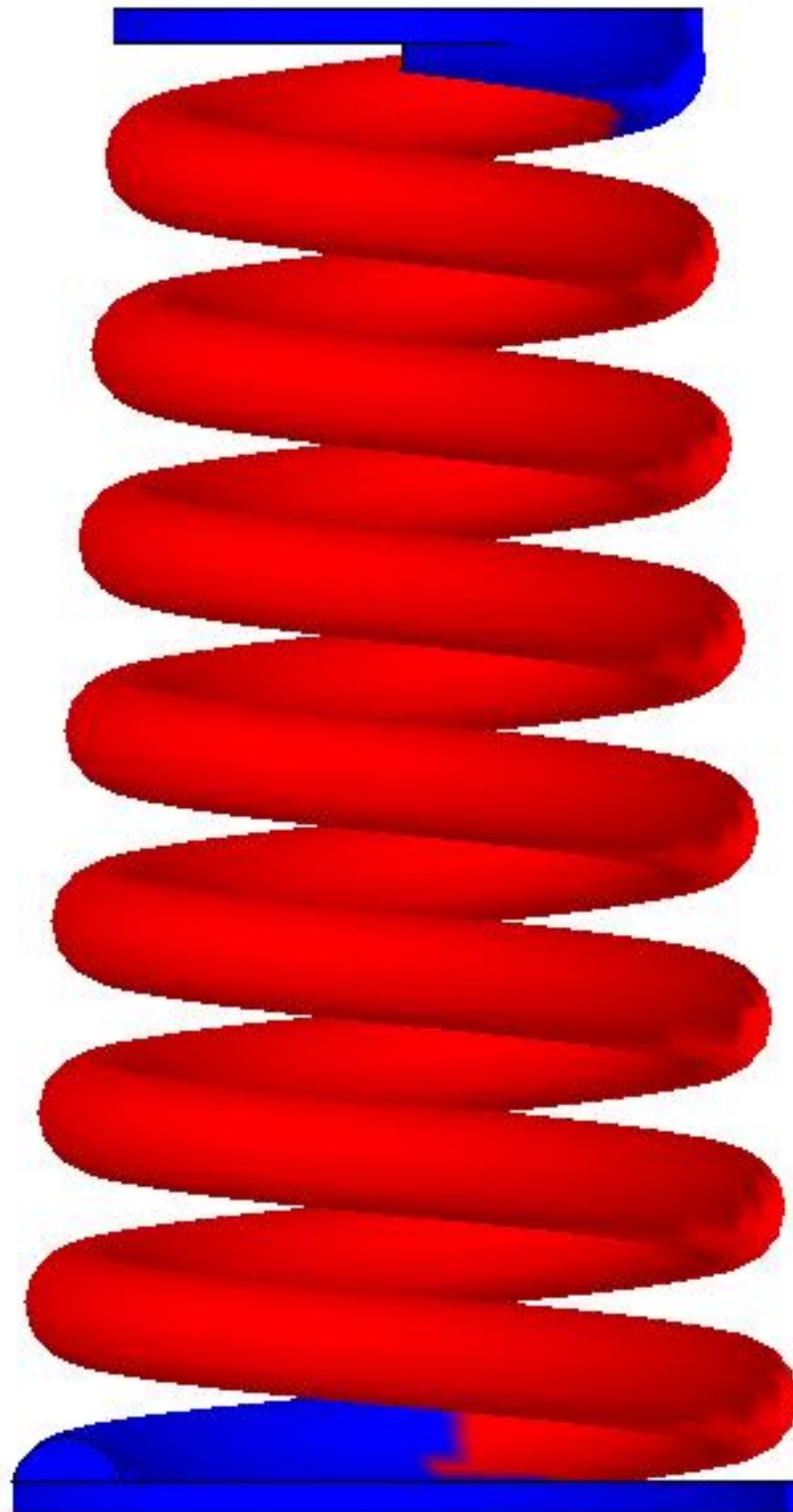
Model name: Ford_otevřena
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.147541



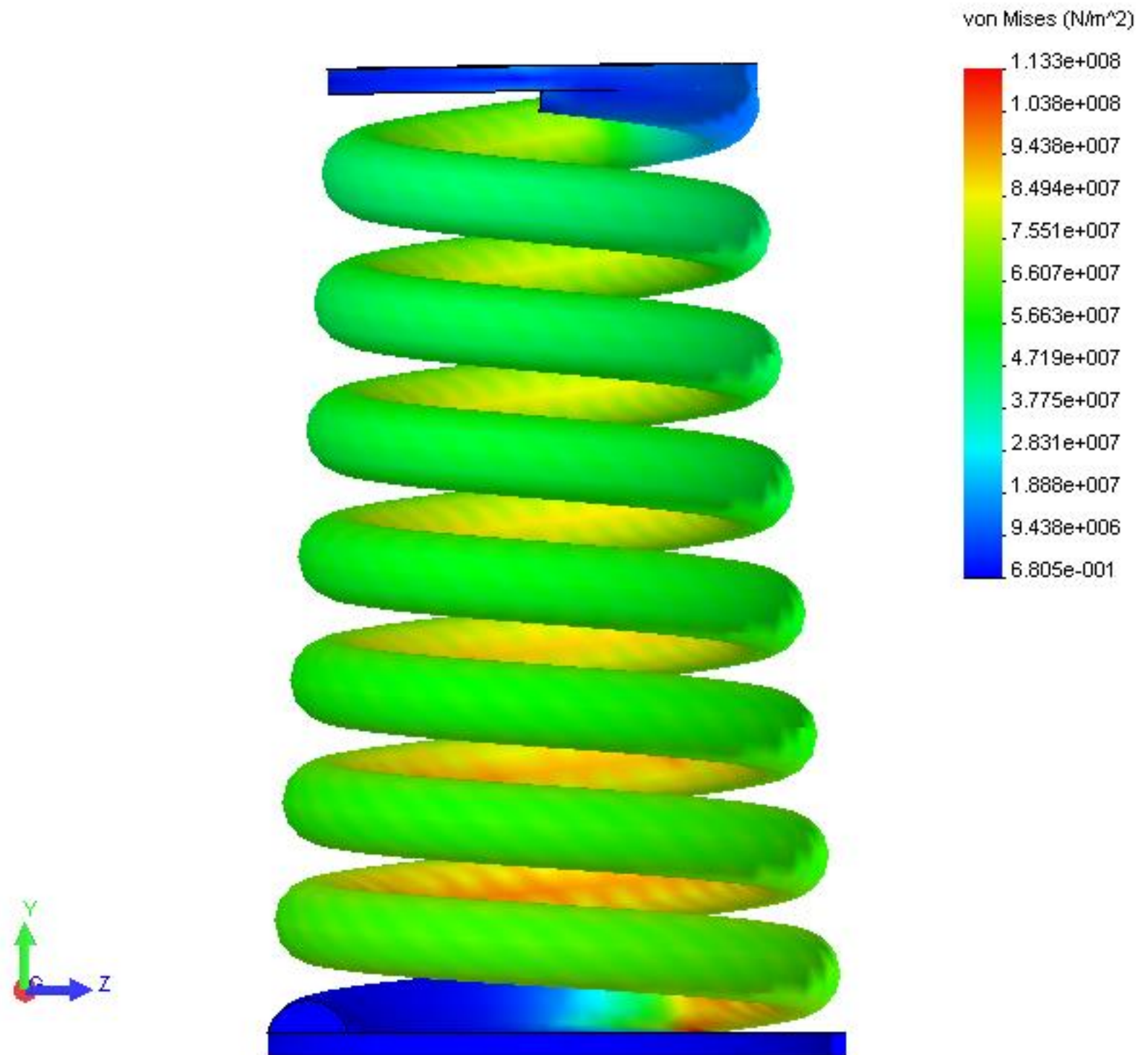
Model name: Dil1
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 1.45398



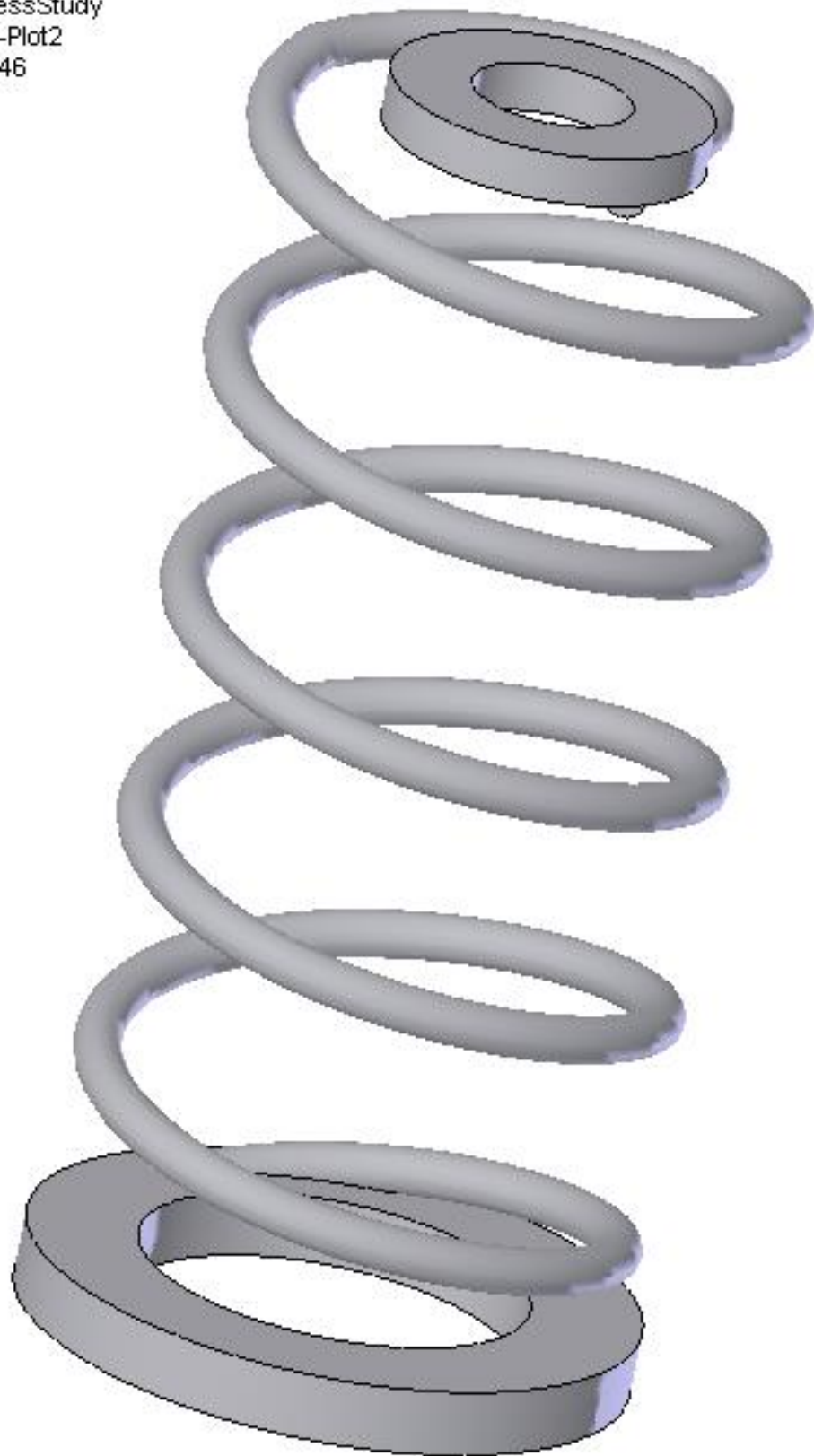
Model name: Dil1
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



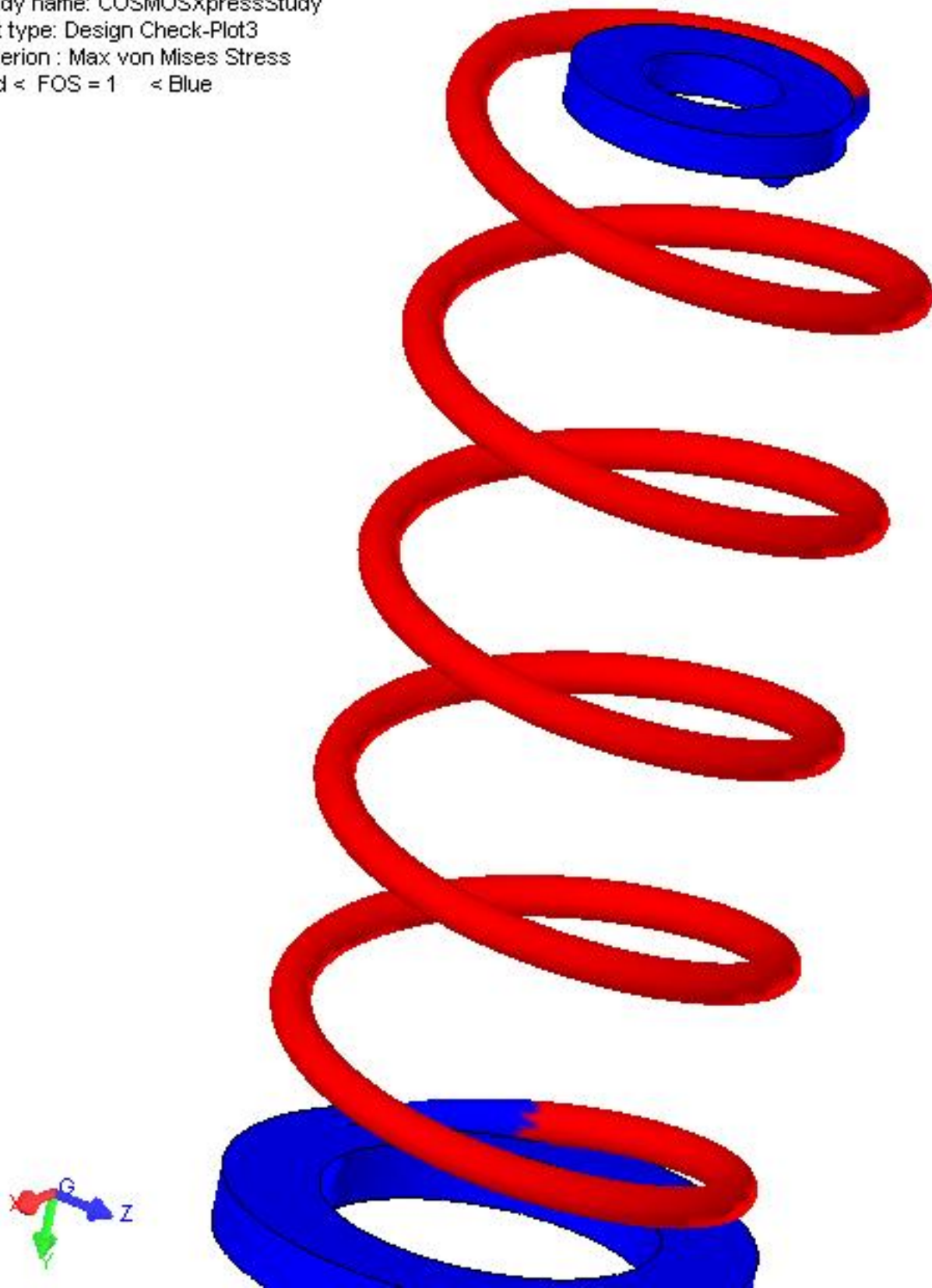
Model name: Dil1
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 1.45398



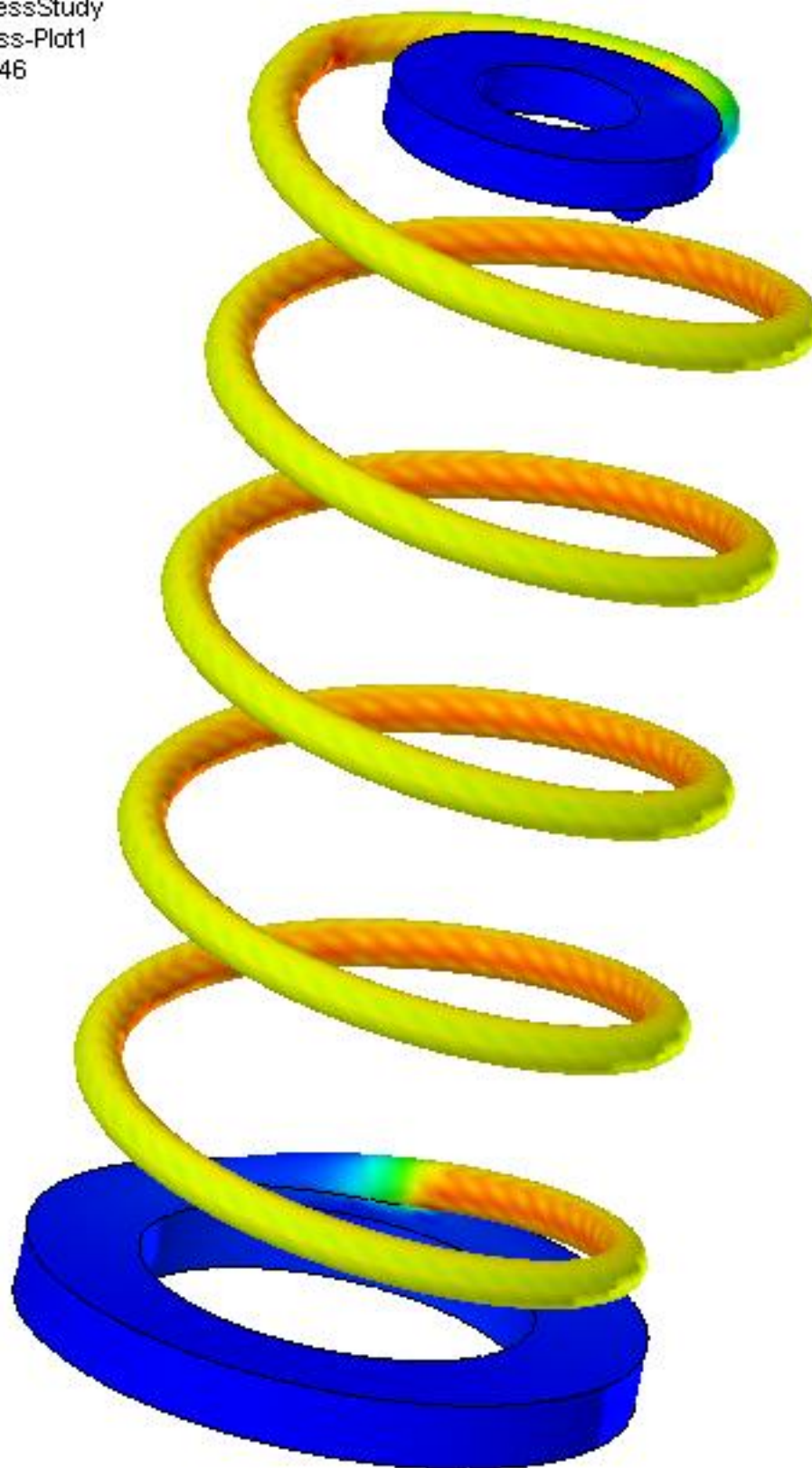
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.146046



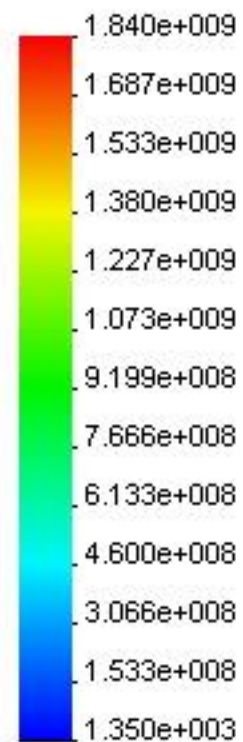
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



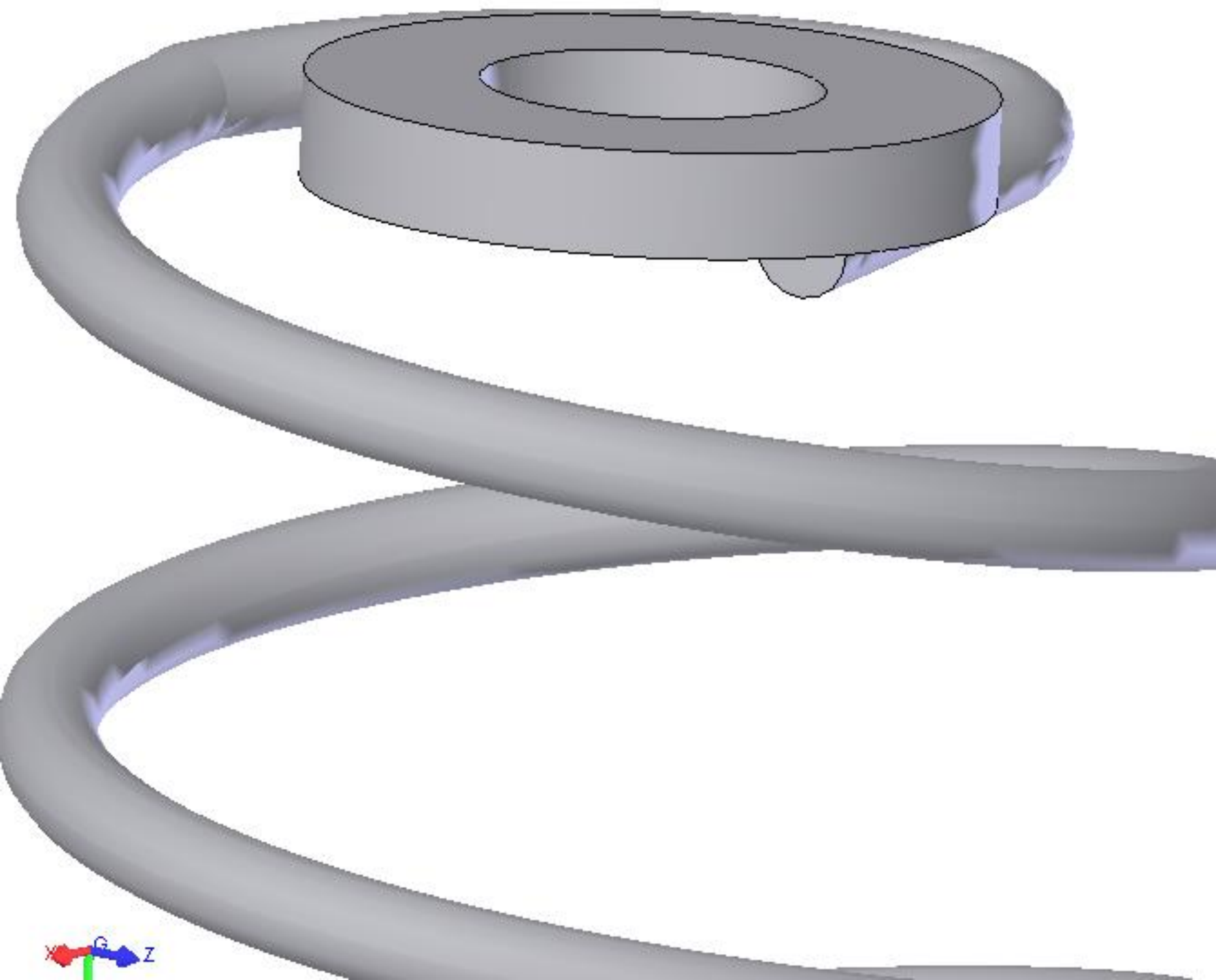
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.146046



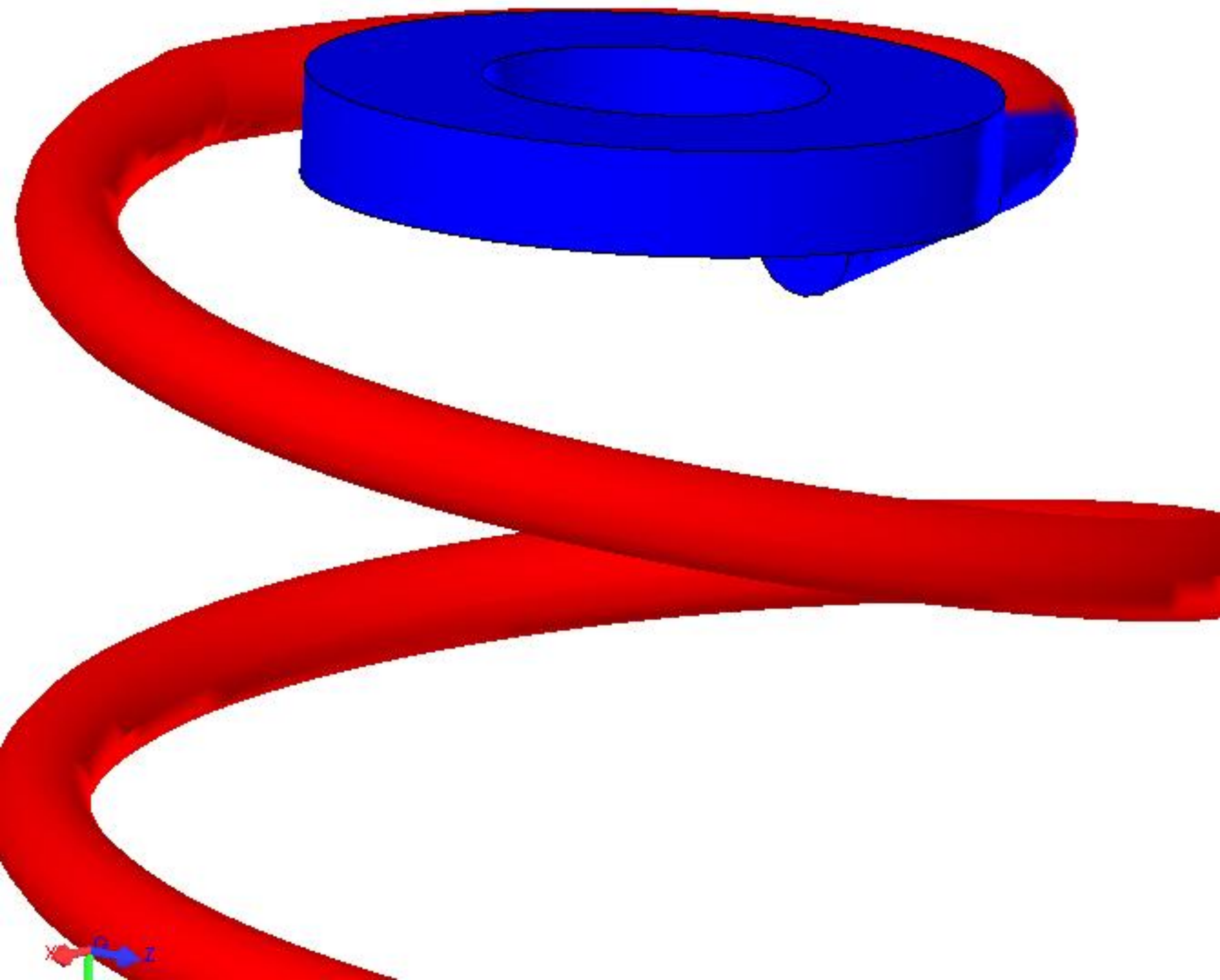
von Mises (N/m²)



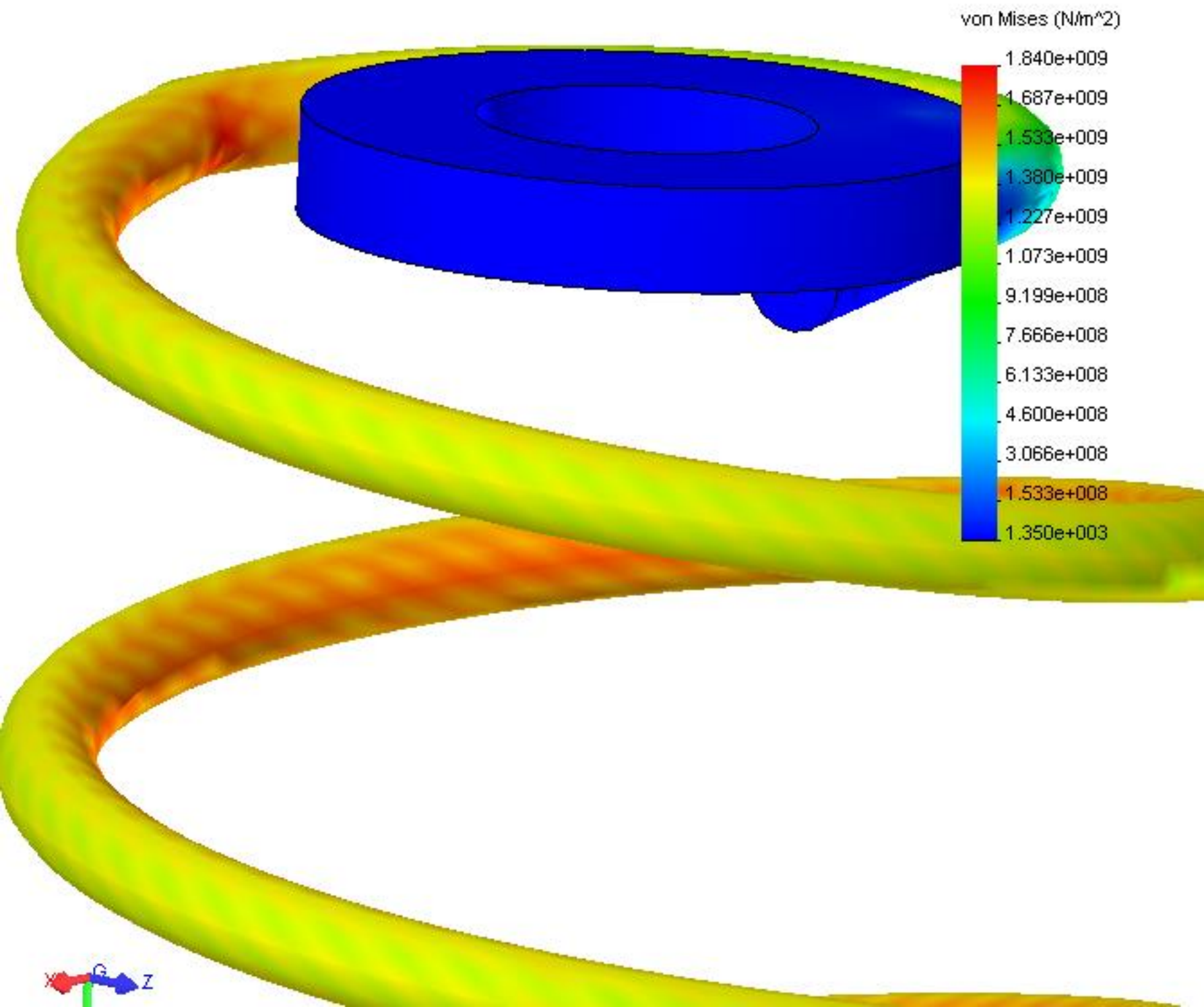
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.146046



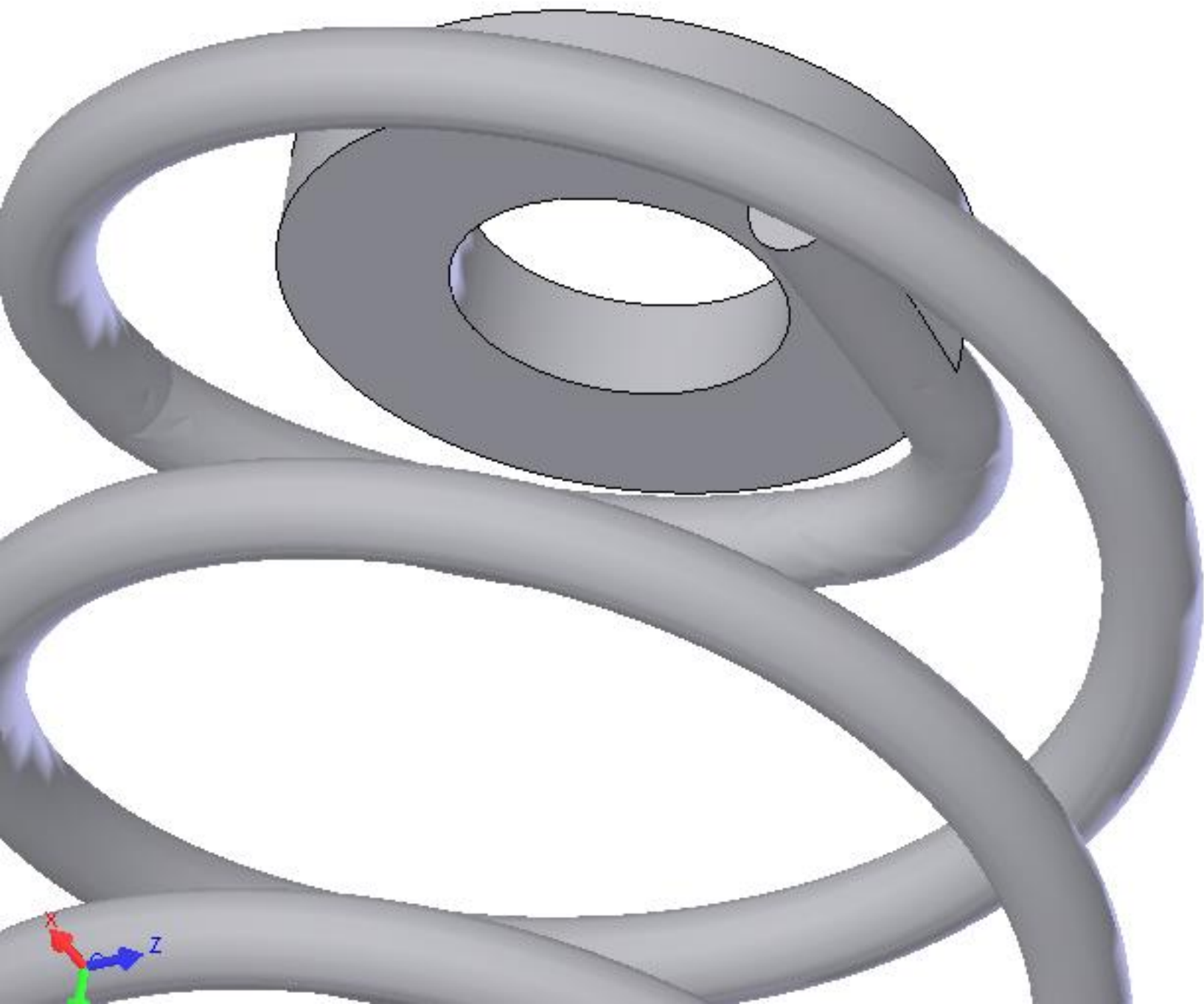
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



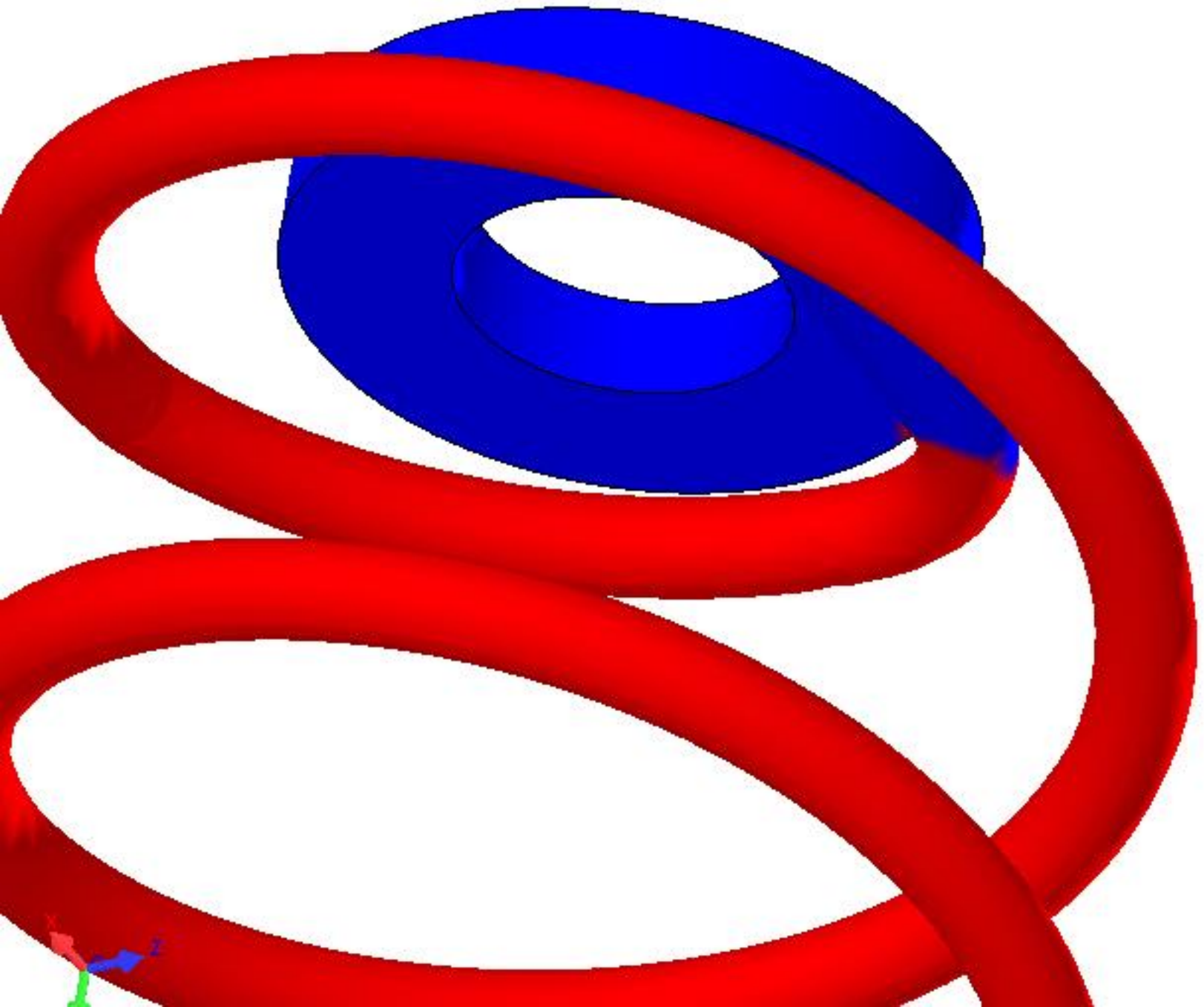
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.146046



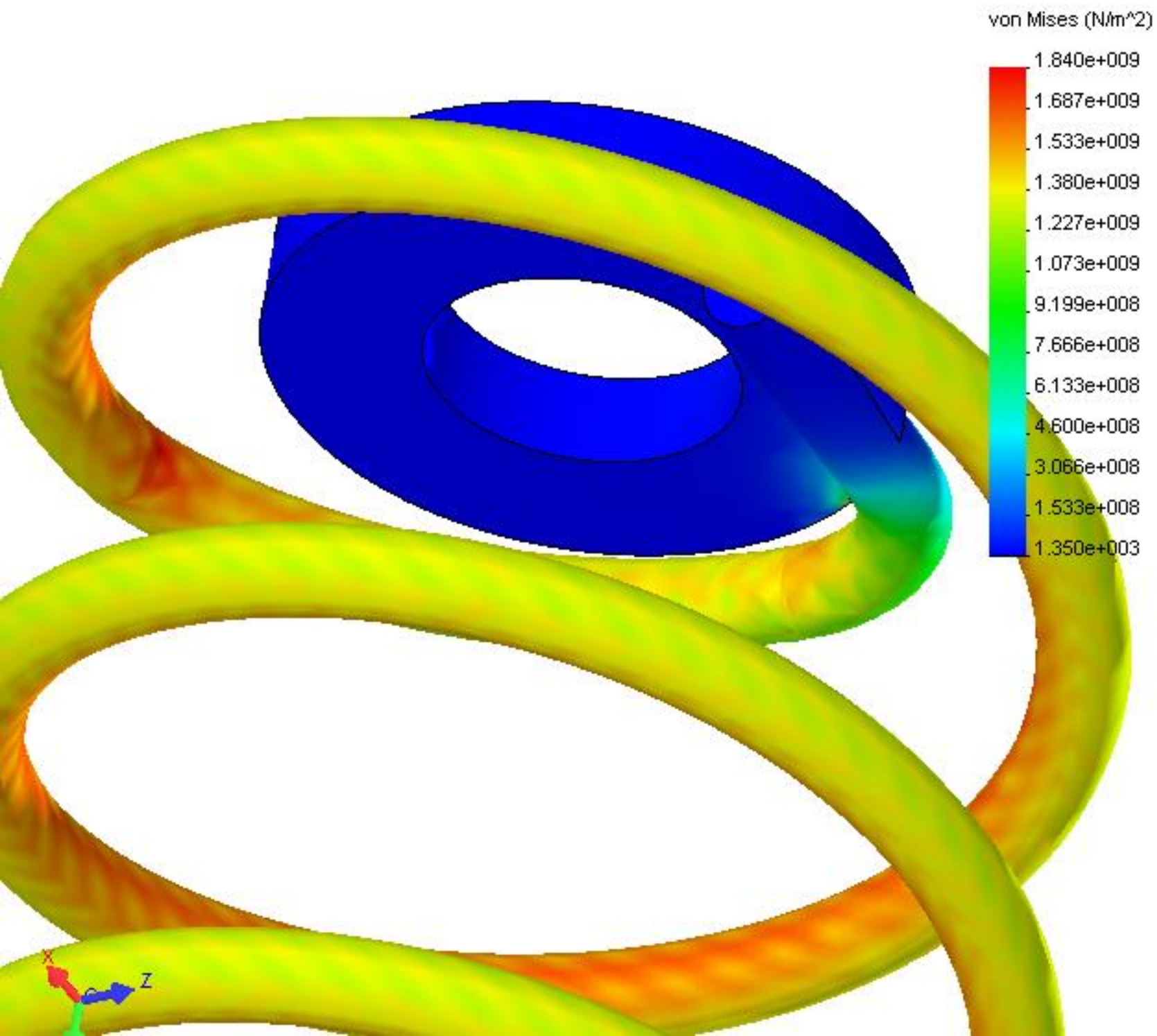
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.146046



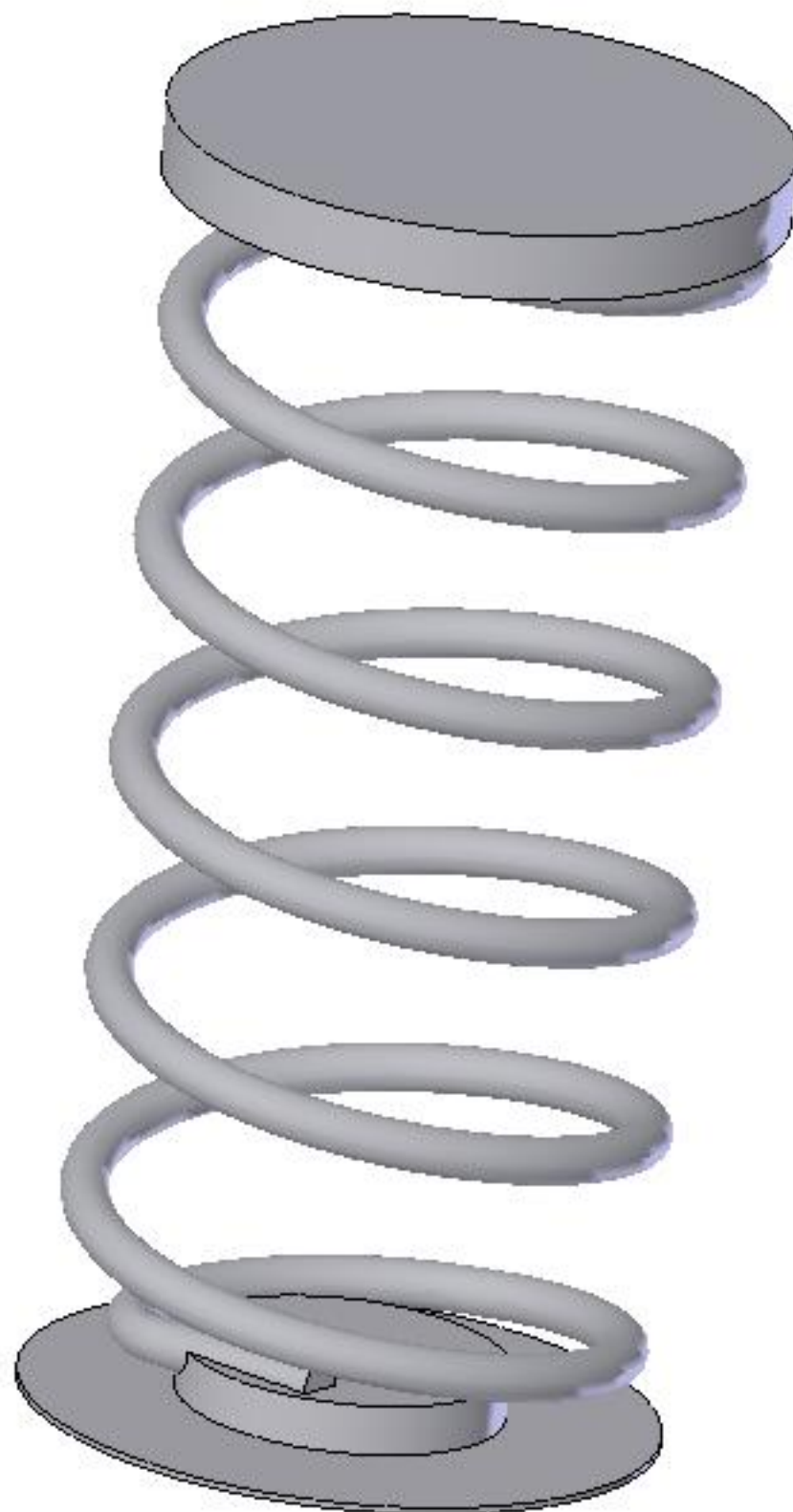
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



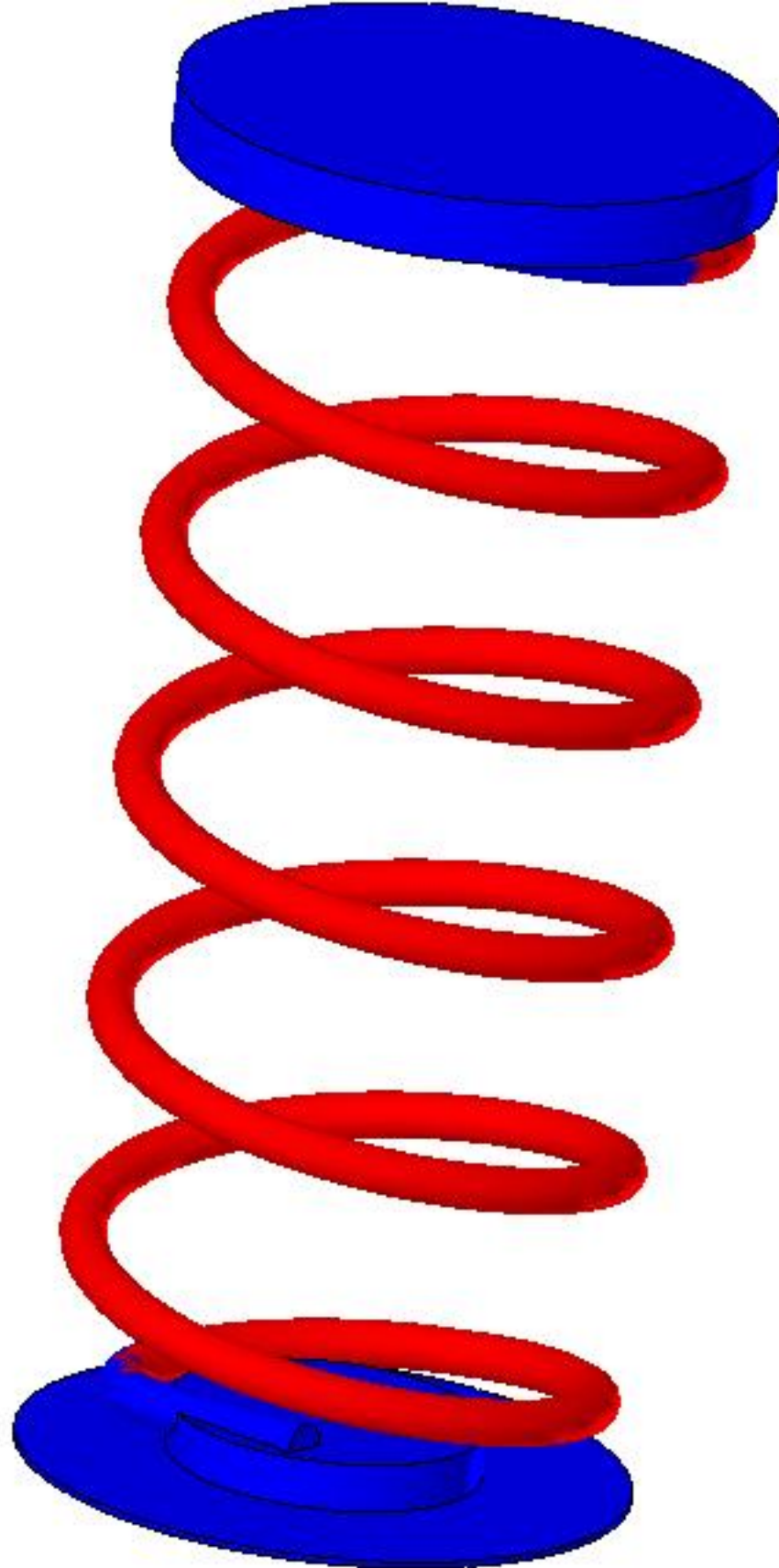
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.146046



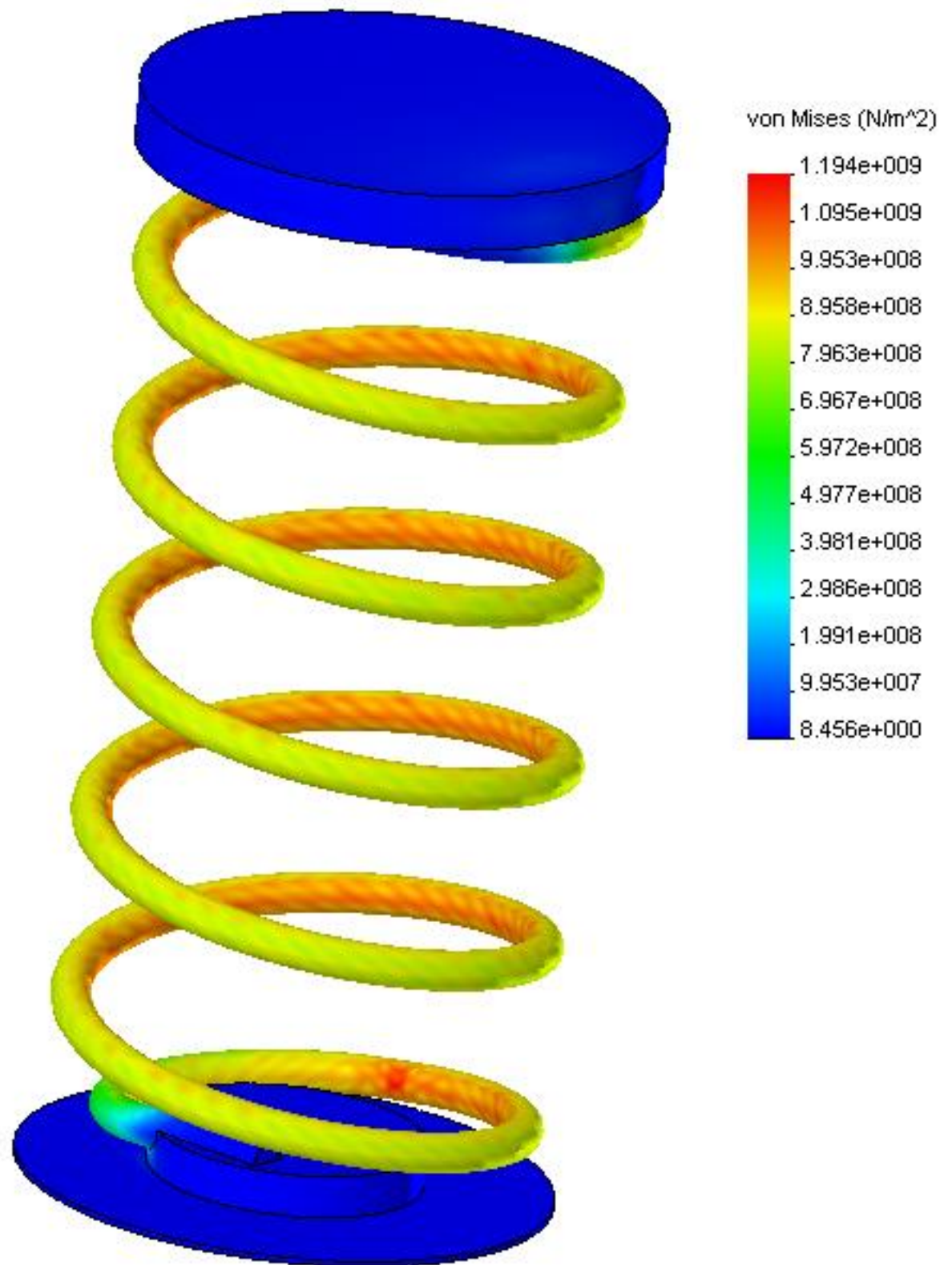
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.203179



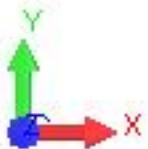
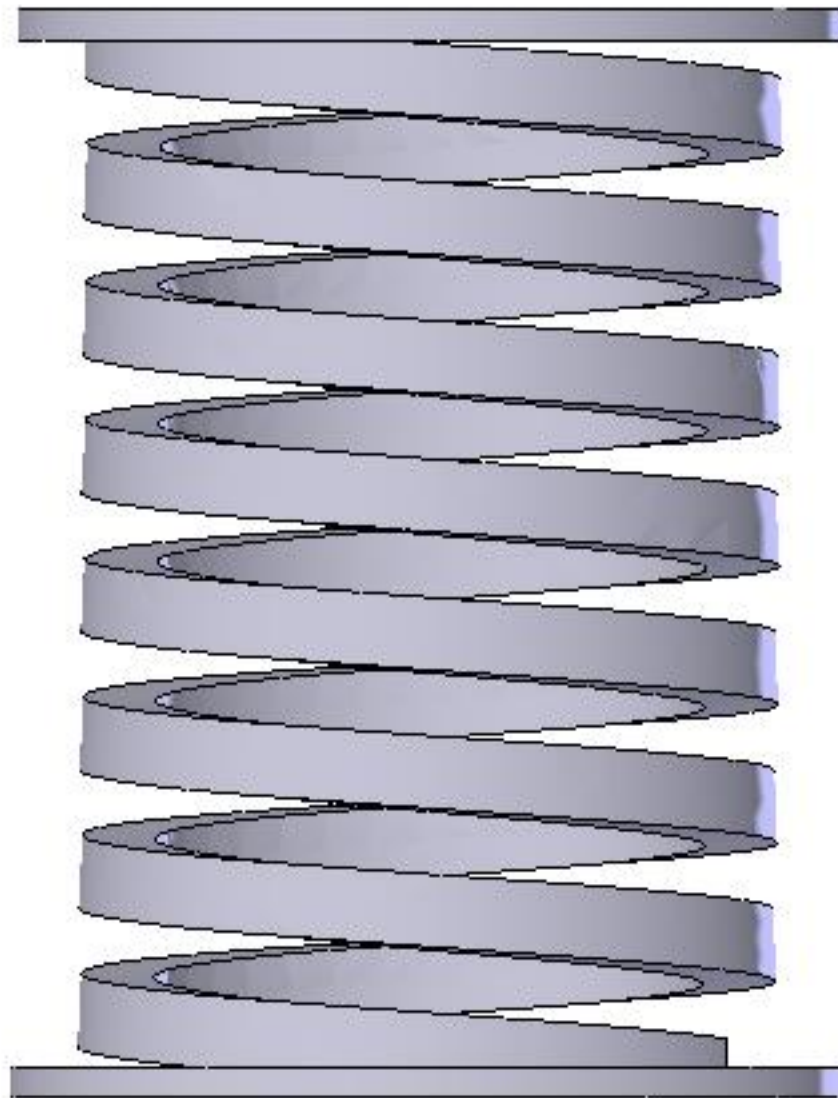
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



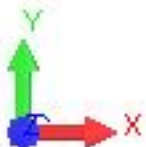
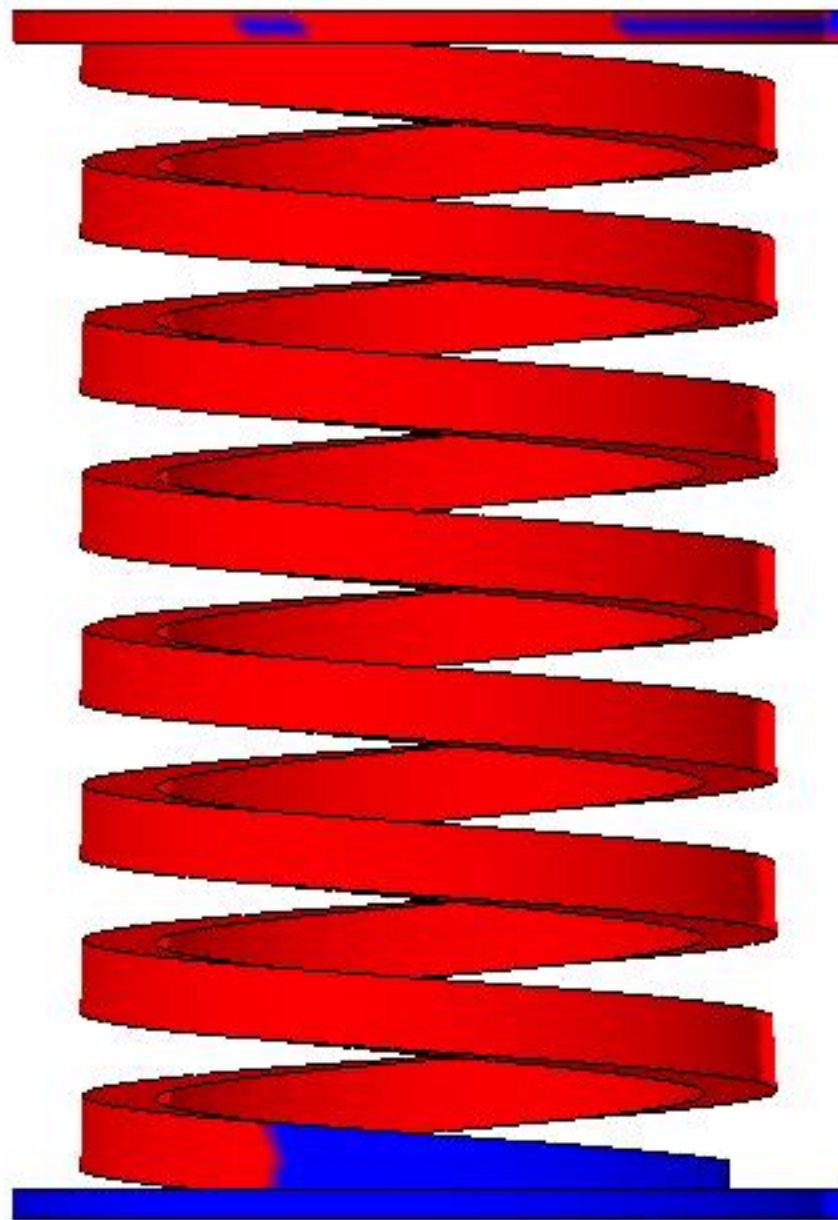
Model name: Pružina_FORD
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.203179



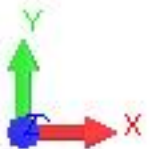
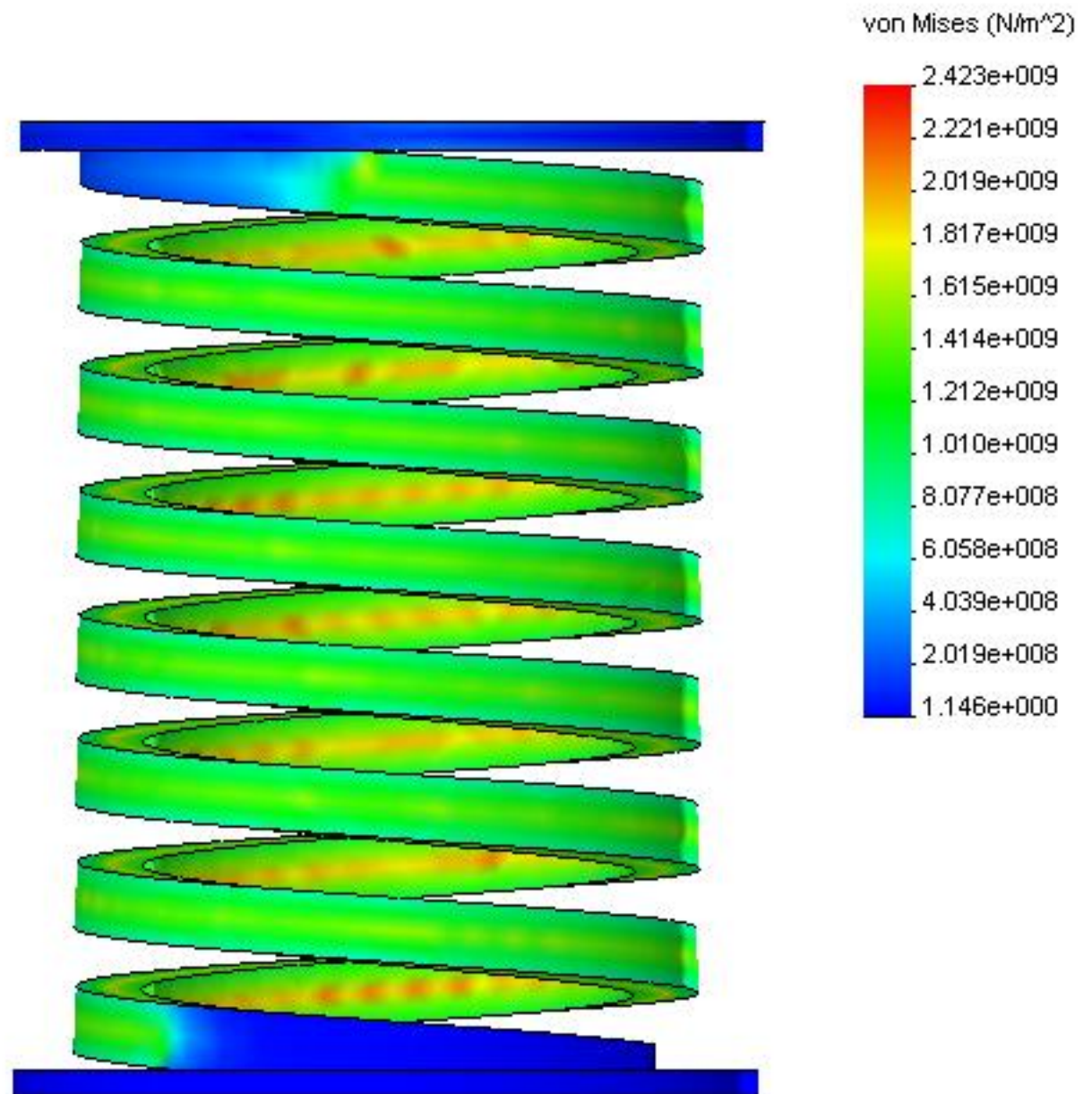
Model name: pružina_tlak_ct
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.0361839



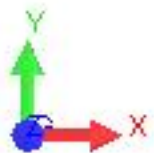
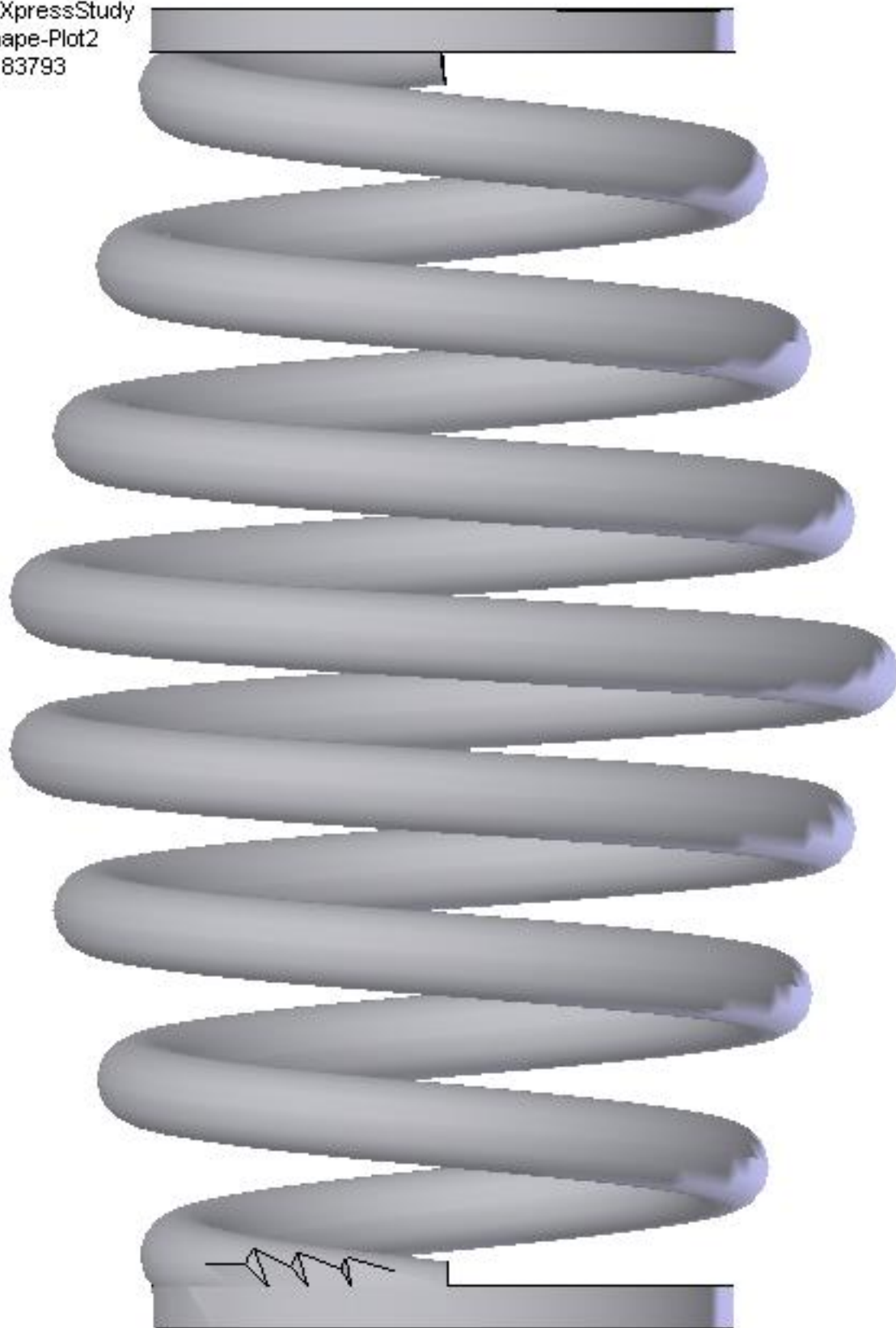
Model name: pružina_tlak_ct
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



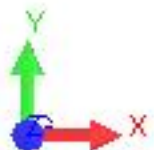
Model name: pružina_tlak_ct
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.0361839



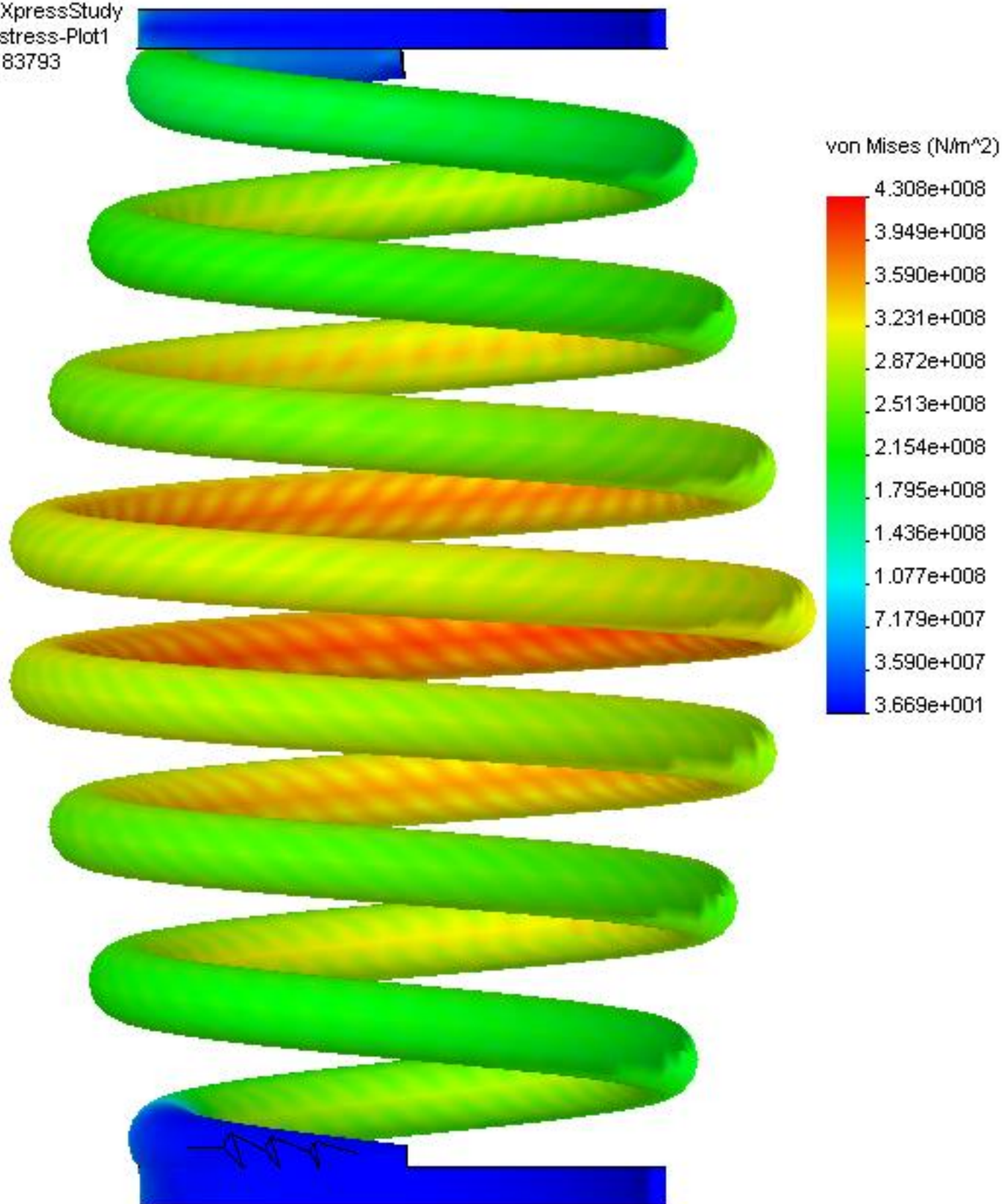
Model name: Dil2
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.183793



Model name: Dil2
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



Model name: Dil2
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.183793



Model name: tažená pružina s oky
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 0.182813



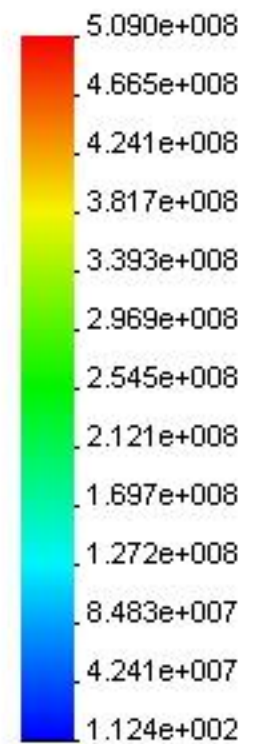
Model name: tažená pružina s oky
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Design Check-Plot3
Criterion : Max von Mises Stress
Red < FOS = 1 < Blue



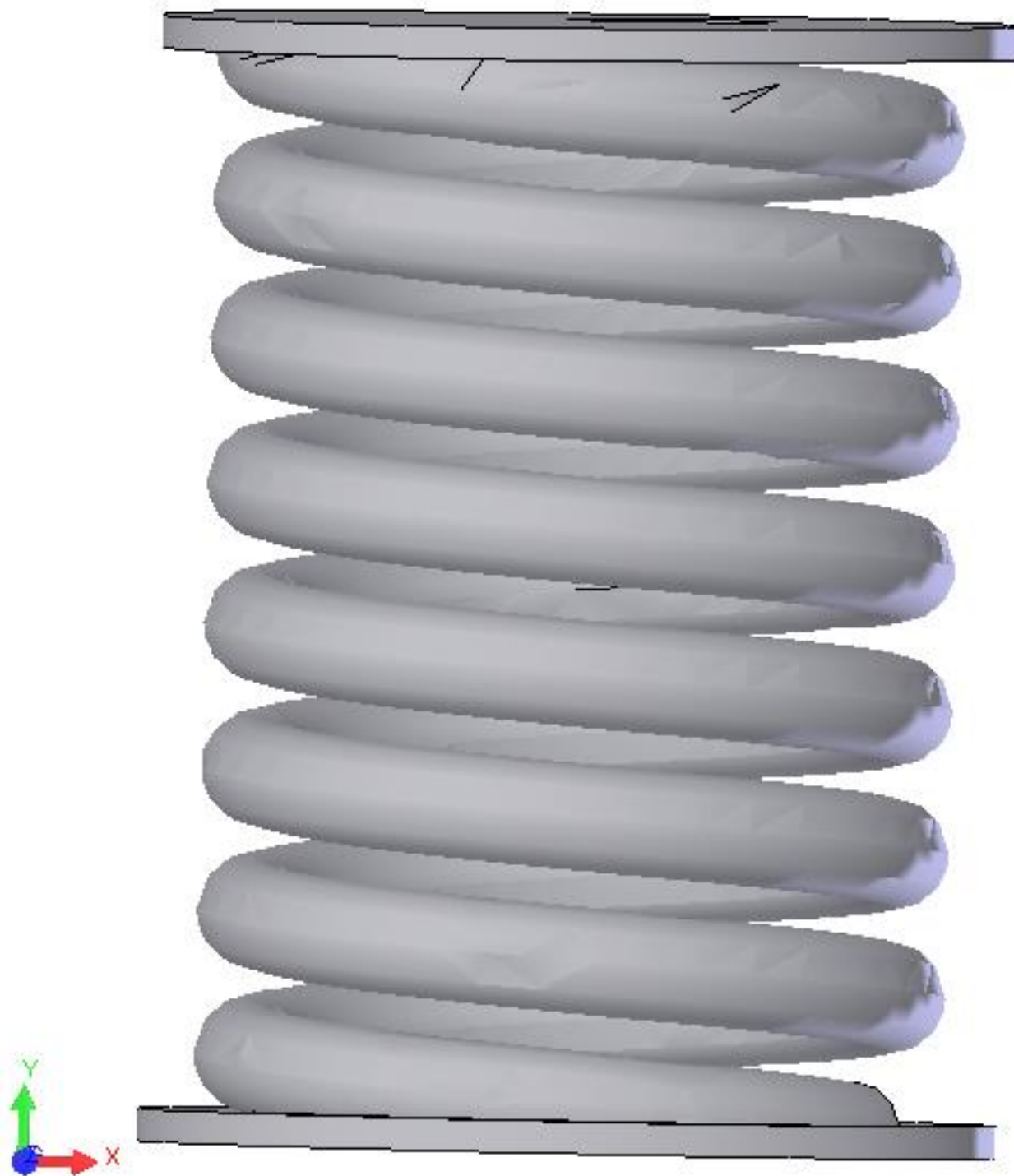
Model name: tažená pružina s oky
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 0.182813



von Mises (N/m²)



Model name: Dil2
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Deformed shape-Plot2
Deformation Scale: 7.1176



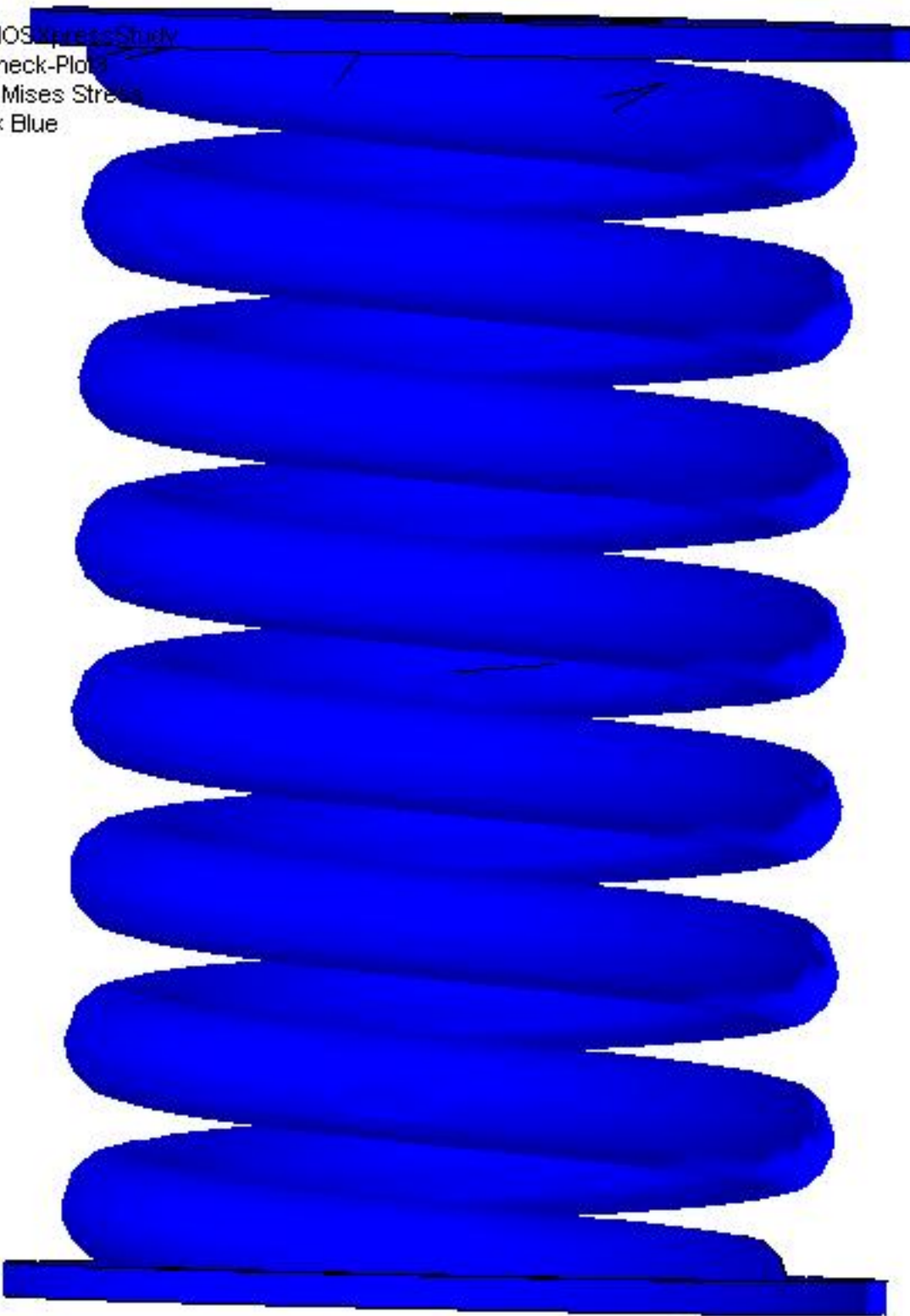
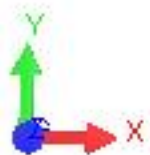
Model name: Dil2

Study name: COSMOSXpressStudy

Plot type: Design Check-Plot

Criterion : Max von Mises Stress

Red < FOS = 1 < Blue



Model name: Dil2
Study name: COSMOSXpressStudy
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 7.1176

