



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ANALÝZA SKŘÍNĚ PŘÍDAVNÉ PŘEVODOVKY

ANALYSIS OF AUXILIARY GEARBOX

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN ANDRLÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph. D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Andrlík

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem c.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Analýza skříně přídatné převodovky

v anglickém jazyce:

Analysis of auxiliary gearbox

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte deformačně napjatostní analýzu skříně přídatného převodu. Skříň je součástí nosné struktury nákladního vozidla TATRA.

Cíle diplomové práce:

Vytvoření FEM modelu skříně na základě podkladů poskytnutých fy. TATRA a.s.

Stanovení silových poměrů v ozubení, výpočet namáhání skříně

Provedení statické deformačně napjatostní analýzy při:

- zatížení skříně silami od ozubení
- zatížení silami od nosné struktury

Seznam odborné literatury:

Krahn/Nörthemann/Stenger/Hesse: Konstruktionselemente für den Vorrichtungs- und Maschinenbau. 4. Auflage 2006.

ISBN 978-3-8343-3082-6

GENTA, Giancarlo. Vibration of Structures nad Machines : Practical Aspects. 3rd edition. NewYork : Springer Verlag, 1999. 591 s. ISBN 0-387-98506-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 7.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

V této diplomové práci je provedena analýza skříně přídatné převodovky, která je součástí nosné struktury nákladního vozidla TATRA. Cílem práce je stanovit velikosti sil v ozubení, reakce v ložiscích a provést deformačně napjatostní analýzu pro dva zátěžné stavy. První zátěžný stav uvažuje pouze zatížení silami od ozubení. Druhý zátěžný stav je řešen pro zatížení silami od nosné struktury tyto hodnoty byly poskytnuty společností TATRA a.s..

KLÍČOVÁ SLOVA

Přídavný převod, skříně převodovky, centrální nosná roura, tatrovácká koncepce, podvozek

ABSTRACT

In this thesis is elaborated analysis of auxiliary gear box, which is part of the support structure TATRA truck. Target of this work is to determine the size of the forces in the gearing, bearings and perform Strain Stress analysis of load is in excess of two states. The first load is in excess status will only react to the load forces from gearing. The second load is in excess status is designed for load bearing structure forces from these values were provided by TATRA a.s..

KEYWORDS

Auxiliary gearbox, gearcase, central load - carrying tube, TATRA vehicle concept, chassis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ANDRLÍK, J. *Analýza skříně přídavné převodovky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D., konzultanta pana Ing. Jaroslava Folprechta a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 10. května 2013

.....

Bc. Jan Andrlík



PODĚKOVÁNÍ

Vedoucímu diplomové práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za cenné rady a připomínky při zpracování diplomové práce. Panu Ing. Jaroslavu Folprechtovi za poskytnuté podklady, užitečné doporučení a konzultace. Dále bych chtěl poděkovat společnosti TATRA a.s., za umožnění spolupráce při zpracování diplomové práce. Mojí rodině a kamarádům za vytvoření vhodných studijních podmínek a podpory při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	11
1 Technická koncepce TATRA	12
1.1 Tatrovácká koncepce	12
1.1.1 Centrální nosná roura	12
1.1.2 Nápravy	13
1.1.3 Odpružení	13
1.2 Převodovky	15
2 Numerické řešení	16
2.1 výpočet sil v ozubení	16
2.1.1 Vstupní hřídel	18
2.1.2 Předlohová hřídel 1	18
2.1.3 Předlohová hřídel 2	20
2.1.4 Výstupní hřídel	21
2.2 výpočet reakcí v ložiscích	22
2.2.1 Vstupní hřídel	22
2.2.2 Předlohová hřídel 1	24
2.2.3 Předlohová hřídel 2	25
2.2.4 Výstupní hřídel	27
3 Příprava FEM modelu	29
3.1 Požadavky	29
3.2 Zjednodušující předpoklady	29
3.2.1 Odstranění prvků	29
3.2.2 Úprava geometrie	30
3.3 Tvorba FEM modelu	31
3.3.1 Popis prvků	31
3.3.2 Náhrada centrální nosné roury	33
3.3.3 Náhrada šroubů, kolíků, zadání předpětí	34
3.3.4 Zavedení sil do skříně	37
3.3.5 Náhrada vík ložisek	37
3.3.6 Zadání kontaktu	38
3.3.7 Materiály	40
3.3.8 Kvalita FEM modelu	42
3.4 Okrajové podmínky	43
4 Deformačně napjatostní analýza	45
4.1 První zátěžný stav	48



4.1.1	Hodnocení výsledků kontaktu	49
4.1.2	Hodnocení výsledků - statická pevnost	49
4.1.3	Hodnocení výsledků – velikost deformace.....	52
4.2	Druhý zátěžný stav.....	54
4.2.1	Hodnocení výsledků kontaktu - zatížení krutem	55
4.2.2	Hodnocení výsledků – statická pevnost – zatížení krutem.....	55
4.2.3	Hodnocení výsledků – velikost deformace - zatížení krutem.....	58
4.2.4	Hodnocení výsledků kontaktu - zatížení ohybem.....	60
4.2.5	Hodnocení výsledků – statická pevnost – zatížení ohybem	60
4.2.6	Hodnocení výsledků – velikost deformace – zatížení ohybem	63
	Závěr.....	65
	Použité informační zdroje.....	67
	Seznam použitých zkratk a symbolů	68
	Seznam příloh.....	72



ÚVOD

Téma této diplomové práce bylo navrženo oddělením projekce nákladních vozidel TATRA a.s.. Cílem předložené práce bylo provést analýzu skříň přídavného převodu, která je součástí podvozku TATRA 8x8. Postup spočíval v numerickém řešení sil v ozubení a reakcí v ložiscích. Tyto hodnoty jsou důležité pro první zátěžný stav. Dalším úkolem bylo vytvoření FEM modelu na základě 3D geometrie poskytnuté společností TATRA a.s.. Příprava FEM modelu je provedena v prostředí NX I-deas. Samotný výpočet zatěžovacích stavů je realizován v prostřední MSC MARC pro jeho vhodnost k řešení nelineárních úloh. Oba zátěžné stavy jsou řešeny jako statická kontaktní úloha. Kdy v prvním zátěžném stavu je skříň zatížena silami od ozubení respektive příslušnými reakcemi v ložiscích. V druhém zátěžném stavu je skříň zatížena silami od nosné struktury ve dvou dílčích výpočtových stavech od krutu a ohybu. Tyto hodnoty zatížení byly poskytnuty společností TATRA a.s..



1 TECHNICKÁ KONCEPCE TATRA

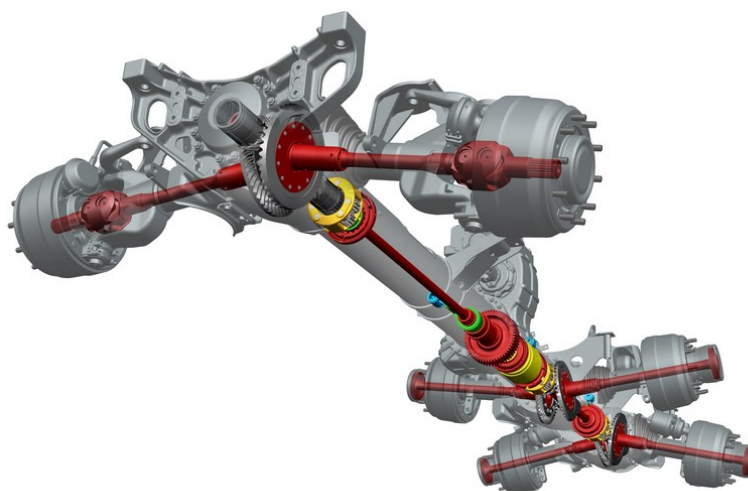
1.1 TATROVÁCKÁ KONCEPCE

Jedná se o unikátní řešení podvozku pro nákladní automobily. Konstrukce vychází z původního návrhu pro osobní automobil v roce 1924 Hansem Ledwinkou. O rok později je tato koncepce poprvé použita pro nákladní automobil typu T-24 a dále vyvíjena až do současné doby. Původní koncepce spočívala v použití centrální nosné roury, vzduchem chlazeném motoru s převodovkou umístěném na předním konci centrální nosné roury opatřené nezávislými polonápravami.

V dnešní době je konstrukce upravena, ale vychází z koncepce použití centrální nosné roury a nezávislých polonáprav. Tento systém je modulový a umožňuje sestavit podvozek o 2, 3, 4, 5 nebo 6 ti nápravách. Motor s převodovkou je uložen v rámu vozidla, odtud je kroutící moment přiveden do sestupného převodu respektive přídatného převodu pomocí kloubového hřídele. Skříň přídatné převodovky je součástí podvozku sešroubovaná s centrálními nosnými rourami. K centrální nosné rouře jsou dále přišroubovány výkyvné nezávislé polonápravy. Takové řešení nejen že chrání hnací trakt před poškozením nebo klimatickými podmínkami, ale především zajišťuje specifické vlastnosti tohoto podvozku jako vysoká průchodnost terénem, vysoká stabilita, vysoká přepravní rychlost v náročném terénu. Ohybová tuhost zvyšuje pohodlí jízdy, krutová tuhost zvyšuje stabilitu a říditelnost vozidla při jízdě v zatáčkách na vozovkách s příčným sklonem nebo v těžkém terénu. Tato koncepce snižuje namáhání svařovaného rámu a nástaveb, tím prodlužuje i jeho životnost.

1.1.1 CENTRÁLNÍ NOSNÁ ROURA

Je část podvozku, která zajišťuje vysokou torzní a ohybovou tuhost. Chrání vlastní hnací trakt, drážkované hřídele a diferenciály. Centrální nosná roura je ocelová s navařenými přírubami. Tato koncepce poskytuje vysokou variabilitu při sestavování podvozku a snadnost údržby.

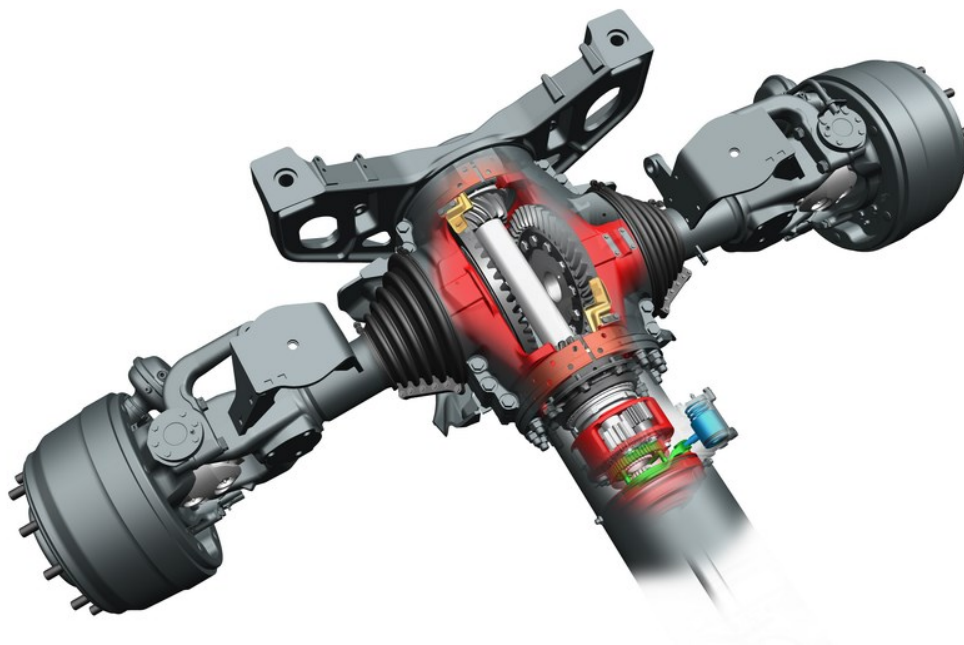


Obr. 1 Centrální nosná roura [10]



1.1.2 NÁPRAVY

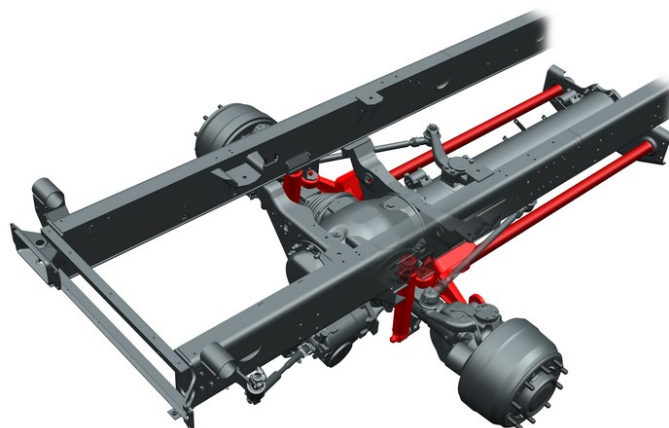
Všechny nápravy jsou poháněné, to vyplývá z konstrukce, kdy kroučící moment je přenesen z diferenciálu na pastorky hnací hřídele a přes hnaná talířová kola je přiveden na polonápravy. Jak je patrné z obrázku 2. Taková to konstrukce umožňuje kývavý pohyb polonáprav. Tyto polonápravy jsou vždy opatřeny uzávěrkami.



Obr. 2 Náprava [10]

1.1.3 ODPRUŽENÍ

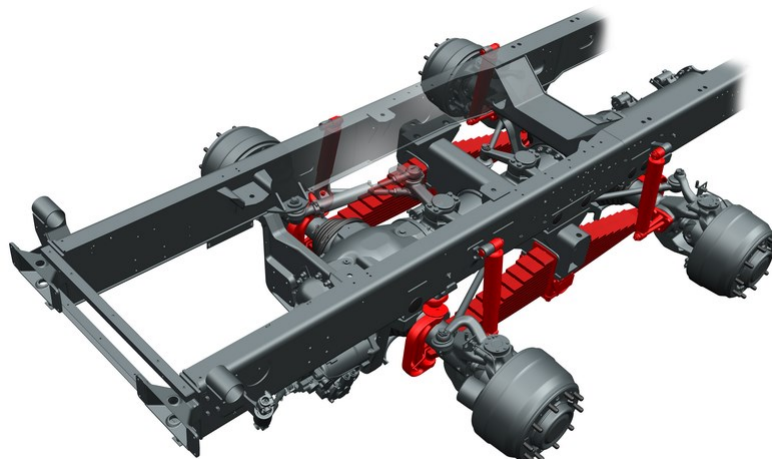
Spojení rámu vozidla a podvozku je řešeno mechanicky nebo vzduchově. Mechanické odpružení je využíváno u náprav, které jsou zatíženy do 8 tun. Pro verze s řízenou jednou přední nápravou je používáno mechanické odpružení s torzními tyčemi (obr. 3).



Obr. 3 Odpružení torzními tyčemi [10]

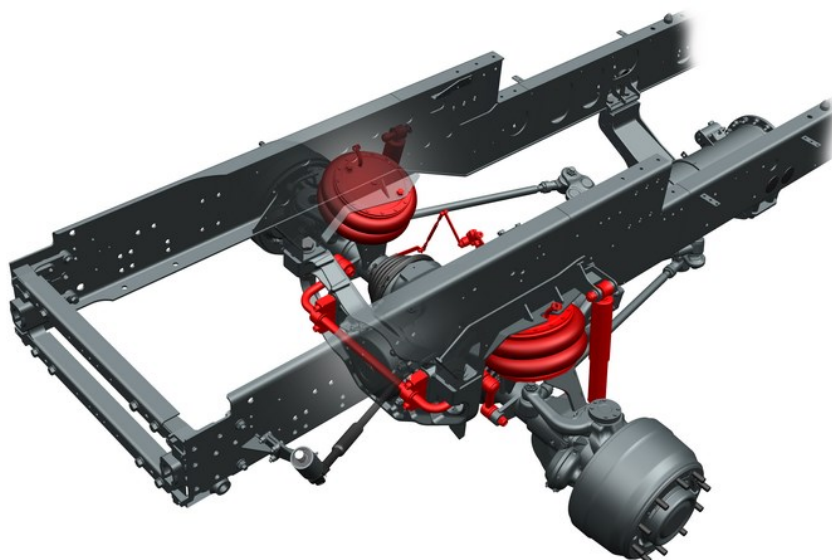


Pro vozidlo se dvěma řízenými nápravami (8x8, 10x10, 12x12) jsou používány listové pružiny. I zde platí použití pro nápravu zatíženou do 8 tun. Listové pružiny jsou doplněny teleskopickými tlumiči případně zkrutnými stabilizátory.



Obr. 4 Odpružení listovými pružinami [10]

Vzduchové odpružení umožňuje změnu nastavení světlé výšky vozidla a možnost regulace pozitivního odklonu kola pro nezatížené vozidlo. Touto změnou se zároveň upraví jízdní vlastnosti a s níží opotřebení pneumatik. I toto odpružení je vybaveno teleskopickými tlumiči případně zkrutnými stabilizátory (obr. 5). Nosnost nápravy je 9 tun. V případě nejtěžšího nasazení je možné skombinovat použití vzduchového odpružení s listovými pružinami (KING FRAME) v takovém případě může být nosnost nápravy až 15 tun.

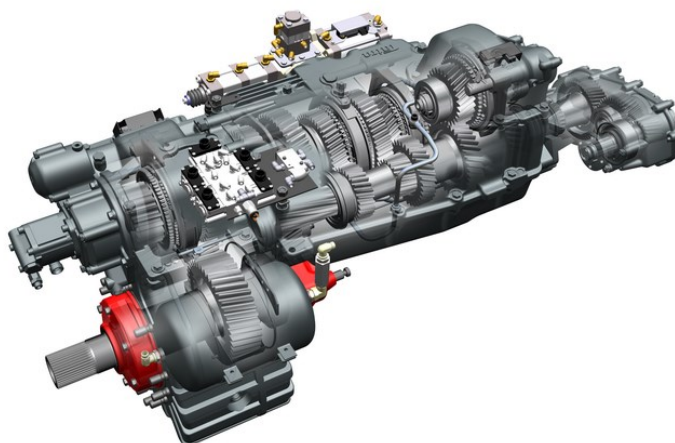


Obr. 5 Vzduchové odpružení [10]



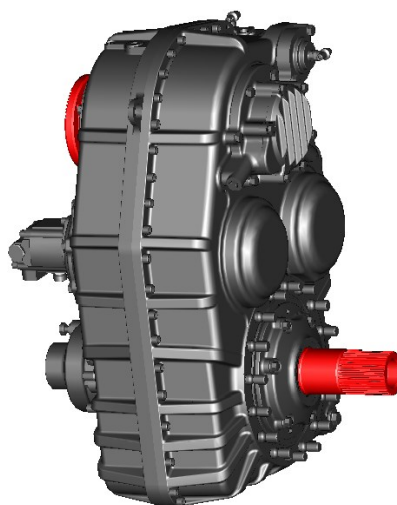
1.2 PŘEVODOVKY

Základní převodovky TATRA jsou umístěné hned za motorem a umožňují manuální řazení 14 nebo 16 rychlostních stupňů. Přední víko umožňuje montáž pomocných pohonů. Točivý moment je v rozsahu 1400Nm – 2100Nm. Převodovky mohou být vybaveny elektronickým ovládním řazení TATRA - Norgen. Joystickem se provede zvolení rychlostního stupně a po sešlápnutí spojky dojde k vlastnímu zařazení rychlostního stupně.



Obr. 6 Převodovka TATRA [10]

Přídavné převodovky jsou součástí nosné struktury podvozku, sešroubovány s centrálními nosnými rourami. Skříň převodovky je proto namáhána jak silami od vnitřního ozubení tak silami od nosné struktury. Přídavné převodovky jsou jednostupňové a dvoustupňové. Dvoustupňové převodovky s řazením za klidu mají převod „do pomala“ nebo „do rychla“. Druhou možností je řazení za jízdy tento převod se používá v kombinaci s 14 stupňovou převodovkou TATRA.



Obr. 7 Přídavný převod

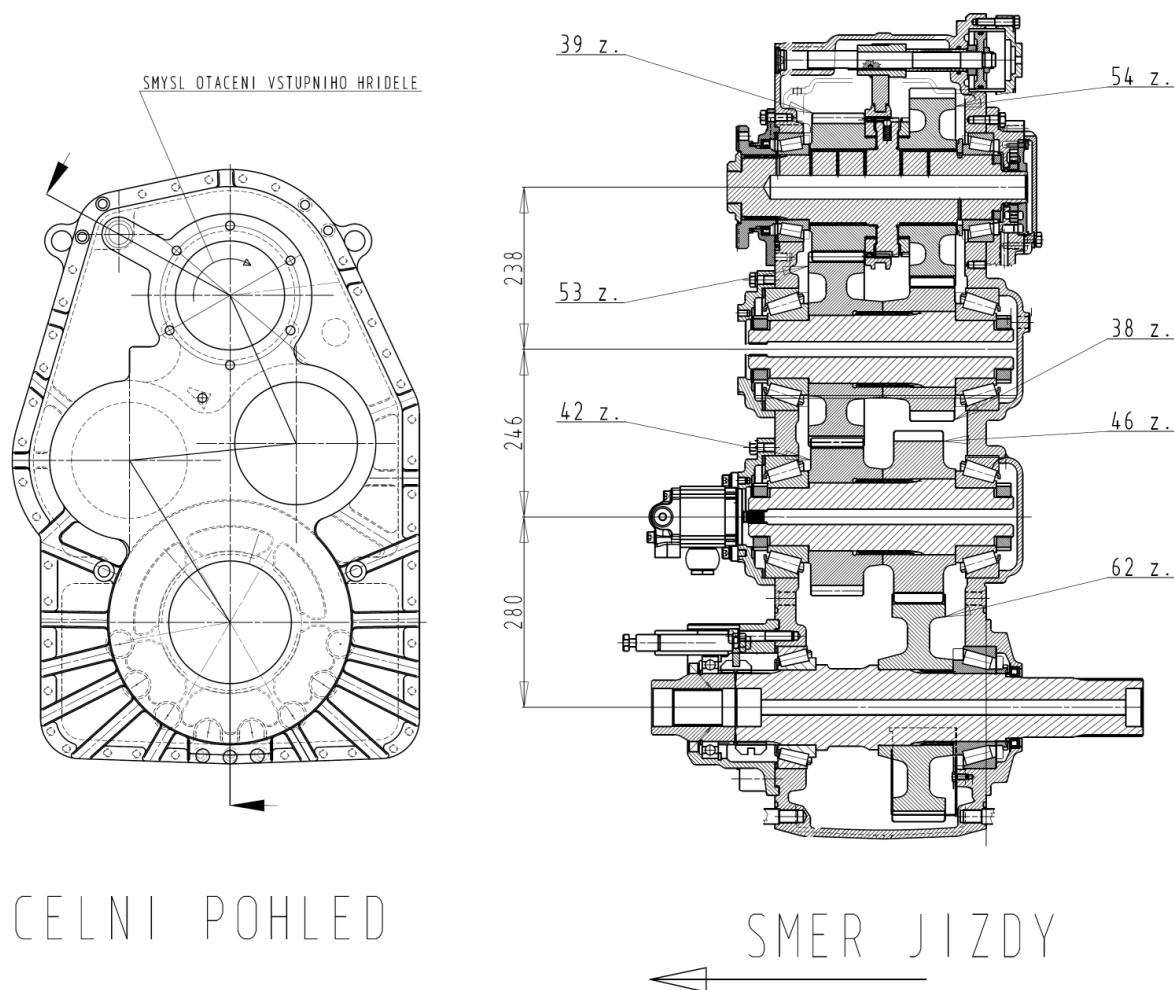


2 NUMERICKÉ ŘEŠENÍ

V této kapitole jsou řešeny síly v čelním ozubení se šikmými zuby a příslušné reakce v ložiscích. Výsledky tohoto výpočtu jsou dále použity jako okrajové podmínky pro řešení prvního zátěžného stavu deformačně napjatostní analýzy. Hřídele jsou uloženy v kuželíkových ložiscích. Přídavný převod je dvoustupňový, avšak pro numerický výpočet je uvažován pouze jeden převod, převod „do pomala“ tzn. pro řadu ozubených kol 39z, 53z, 42z, 46z a 62z.

2.1 VÝPOČET SIL V OZUBENÍ

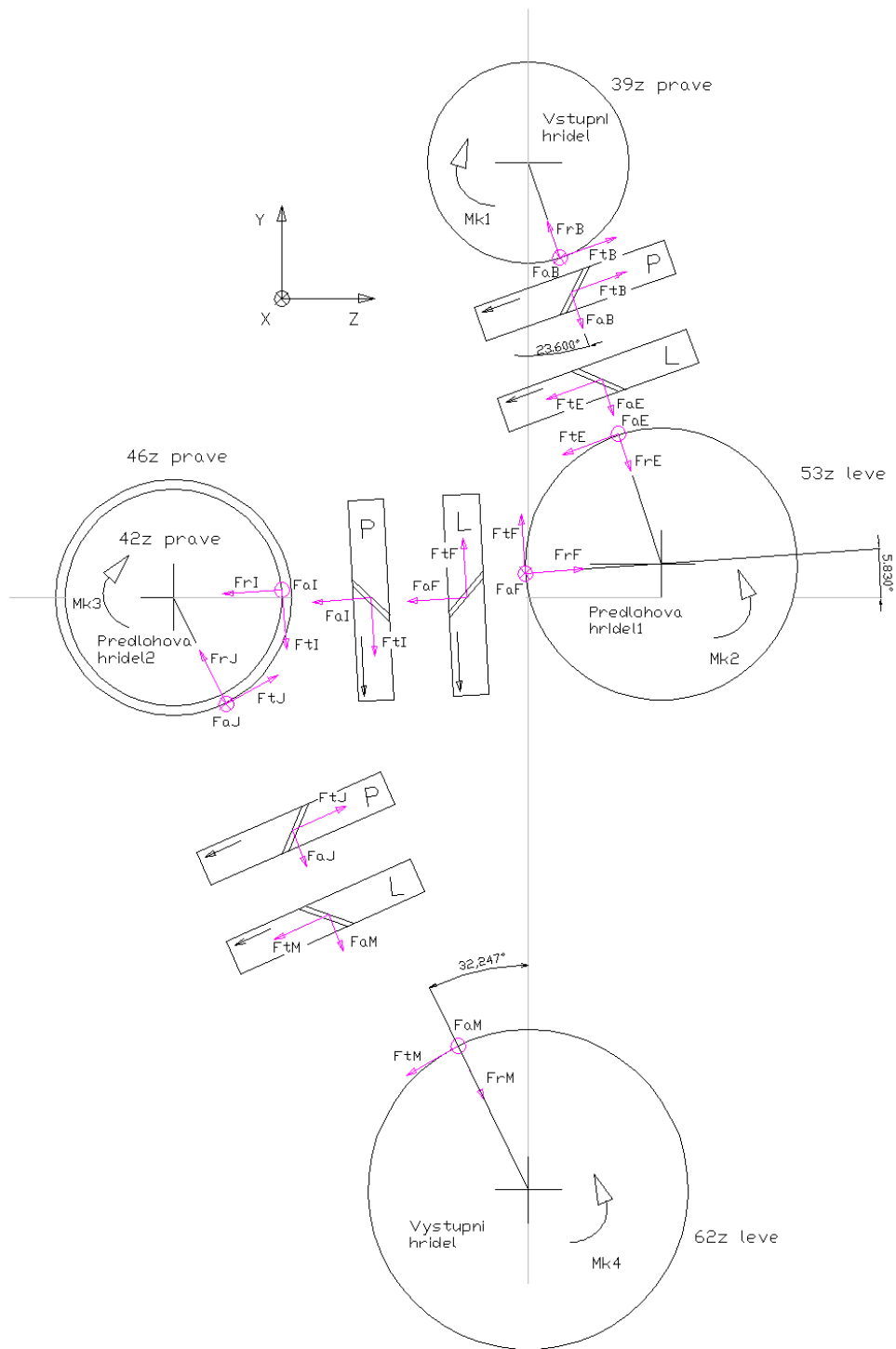
Informace potřebné k výpočtu sil v ozubení byly poskytnuty společností TATRA a.s. V přídavné převodovce jsou použita korigovaná čelní ozubená kola s šikmým ozubením. Bod záběru byl stanoven na základě poskytnutých dat a výkresové dokumentace ozubených kol. Hřídele jsou uloženy v kuželíkových ložiscích, od výrobců ložisek byly zjištěny body zatížení.



Obr. 8 Schéma přídavného převodu



V místě styku dvou čelních kol s šikmým ozubením (ve valivém bodě) působí obvodová, radiální a axiální síla. Tyto síly se přenáší z hnacího na hnané kolo a musí být splněny podmínky statické rovnováhy. Smysl obvodové, radiální a axiální síly je takový, že působí vždy do zubu. U soukolí s šikmým ozubením závisí směr axiální síly na smyslu stoupání šroubovice a smyslu působení točivého momentu.



Obr. 9 Rozložení sil v ozubení



2.1.1 VSTUPNÍ HŘÍDEL

Na vstupní hřídel je přiveden točivý moment o velikosti M_{K1} a dále je přenesen přes ozubené kolo 39z na ozubené kolo 53z a na předlohou hřídel 1. Schémata jsou součástí kapitoly 2.2.

Vstupní točivý moment:

$$M_{K1} = 2.95 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

Průměr valivé kružnice ozubeného kola 39z:

$$d_{39} = 201,879 \text{ mm}$$

Vzdálenost valivého bodu B od ložisek v bodech A a C:

$$L_1 = 53,7 \text{ mm}$$

$$L_2 = 192,7 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubů:

$$\beta_B = 15^\circ$$

Úhel záběru v normální rovině:

$$\alpha_{nB} = 20^\circ$$

Úhel záběru v čelní rovině:

$$\alpha_{tB} = 20,646^\circ$$

Natočení sil v ozubení vůči počátečnímu souřadnému systému:

$$\gamma = 23,6^\circ$$

Obvodová síla ve valivém bodě B

$$F_{tB} = \frac{2M_{K1}}{d_{39}}$$

$$F_{tB} = 2,923 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Radiální síla ve valivém bodě B

$$F_{rB} = F_{tB} \cdot \text{tg}(\alpha_{tB})$$

$$F_{rB} = 1,101 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Axiální síla ve valivém bodě B

$$F_{aB} = F_{tB} \cdot \text{tg}(\beta_B)$$

$$F_{aB} = 7,831 \cdot 10^4 \text{ N}$$

2.1.2 PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL 1

Na předlohou hřídeli 1 je v záběru kolo 53z společně s koly 39z a 42z. Kolo 39z je uloženo na vstupní hřídeli a kolo 42z na předlohou hřídeli 2.

Průměr valivé kružnice ozubeného kola 53z:

$$d_{53} = 274,348 \text{ mm}$$



Vzdálenost valivého bodu E od ložisek v bodech D a G:

$$L_3 = 54,5 \text{ mm}$$

$$L_4 = 184,5 \text{ mm}$$

Vzdálenost valivého bodu F od ložisek v bodech D a G:

$$L_{31} = 53,5 \text{ mm}$$

$$L_{41} = 185,5 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubů:

$$\beta_E = 15^\circ$$

Úhel záběru v normálné rovině:

$$\alpha_{nE} = 20^\circ$$

Úhel záběru v čelní rovině:

$$\alpha_{tE} = 20,646^\circ$$

Natočení sil v ozubení v bodě E vůči počátečnímu souřadnému systému:

$$\gamma = 23,6^\circ$$

Natočení sil v ozubení v bodě F vůči počátečnímu souřadnému systému:

$$\zeta = 5,83^\circ$$

Obvodová síla ve valivém bodě E

$$F_{tE} = F_{tB}$$

$$F_{tE} = 2,923 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Radiální síla ve valivém bodě E

$$F_{rE} = F_{tE} \cdot \text{tg}(\alpha_{tE})$$

$$F_{rE} = 1,101 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Axiální síla ve valivém bodě E

$$F_{aE} = F_{tE} \cdot \text{tg}(\beta_E)$$

$$F_{aE} = 7,831 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Obvodová síla ve valivém bodě F

$$F_{tF} = F_{tE}$$

$$F_{tF} = 2,923 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Radiální síla ve valivém bodě F

$$F_{rF} = F_{tF} \cdot \text{tg}(\alpha_{tE})$$

$$F_{rF} = 1,101 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Axiální síla ve valivém bodě F

$$F_{aF} = F_{tF} \cdot \text{tg}(\beta_E)$$

$$F_{aF} = 7,831 \cdot 10^4 \text{ N}$$



Točivý moment na předlohovém hřídeli 1:

$$M_{K2} = F_{tE} \cdot \frac{d_{53}}{2} = 4,009 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

2.1.3 PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL 2

Na předlohovém hřídeli 2 jsou v záběru dvě ozubená kola, první kolo 42z s kolem 53z, které je uloženo na předlohovém hřídeli 1 a druhé kolo 46z v záběru s kolem 62z uložené na výstupní hřídeli.

Průměr valivé kružnice ozubeného kola 42z:

$$d_{42} = 201,408 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice ozubeného kola 46z:

$$d_{46} = 238,114 \text{ mm}$$

Vzdálenost valivého bodu I a J od ložisek v bodech H a K:

$$L_5 = 53,5 \text{ mm}$$

$$L_6 = 119,5 \text{ mm}$$

$$L_7 = 66 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubů:

$$\beta_I = \beta_J = 15^\circ$$

Úhel záběru v normální rovině:

$$\alpha_{nI} = \alpha_{nJ} = 20^\circ$$

Úhel záběru v čelní rovině:

$$\alpha_{tI} = \alpha_{tJ} = 20,646^\circ$$

Natočení sil v ozubení v bodě I vůči počátečnímu souřadnému systému:

$$\zeta = 5,83^\circ$$

Natočení sil v ozubení v bodě J vůči počátečnímu souřadnému systému:

$$\kappa = 32,247^\circ$$

Obvodová síla ve valivém bodě I

$$F_{tI} = F_{tF}$$

$$F_{tI} = 2,923 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Radiální síla ve valivém bodě I

$$F_{rI} = F_{tI} \cdot \text{tg}(\alpha_{tI})$$

$$F_{rI} = 1,101 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Axiální síla ve valivém bodě I

$$F_{aI} = F_{tI} \cdot \text{tg}(\beta_I)$$

$$F_{aI} = 7,831 \cdot 10^4 \text{ N}$$



Obvodová síla ve valivém bodě J

$$F_{tj} = \frac{F_{tl} \cdot d_{42}}{d_{46}}$$

$$F_{tj} = 2,668 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Radiální síla ve valivém bodě J

$$F_{rj} = F_{tj} \cdot \text{tg}(\alpha_{tj})$$

$$F_{rj} = 1,005 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Axiální síla ve valivém bodě J

$$F_{aj} = F_{tj} \cdot \text{tg}(\beta_j)$$

$$F_{aj} = 7,15 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Točivý moment na předlohovém hřídeli 2:

$$M_{K3} = F_{tl} \cdot \frac{d_{42}}{2} = 3,177 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

2.1.4 VÝSTUPNÍ HŘÍDEL

Krouticí moment je přiveden z předlohové hřídele 2 přes pár ozubených kol 46z a 62z na výstupní hřídel. Odtud je krouticí moment odebírán a dál rozveden do diferenciálů.

Průměr valivé kružnice ozubeného kola 62z.

$$d_{62} = 320,936 \text{ mm}$$

Vzdálenost valivého bodu M od ložisek v bodech L a N:

$$L_8 = 158,8 \text{ mm}$$

$$L_9 = 71,2 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubů:

$$\beta_M = 15^\circ$$

Úhel záběru v normální rovině:

$$\alpha_{nM} = 20^\circ$$

Úhel záběru v čelní rovině:

$$\alpha_{tM} = 20,646^\circ$$

Natočení sil v ozubení v bodě M vůči počátečnímu souřadnému systému:

$$\kappa = 32,247^\circ$$

Obvodová síla ve valivém bodě M

$$F_{tM} = F_{tj}$$

$$F_{tM} = 2,668 \cdot 10^5 \text{ N}$$



Radiální síla ve valivém bodě M

Axiální síla ve valivém bodě M

$$F_{rM} = F_{tM} \cdot \text{tg}(\alpha_{tM})$$

$$F_{aM} = F_{tM} \cdot \text{tg}(\beta_M)$$

$$F_{rM} = -1,158 \cdot 10^6 \text{N}$$

$$F_{aM} = -2,284 \cdot 10^5 \text{N}$$

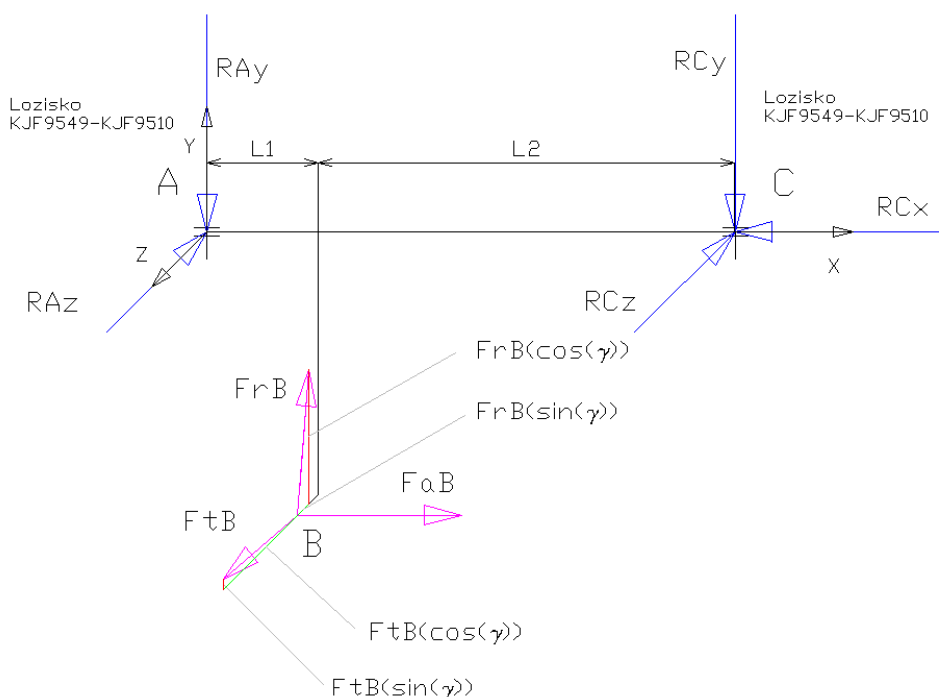
Točivý moment na výstupní hřídeli:

$$M_{K4} = F_{tM} \cdot \frac{d_{62}}{2} = 4,282 \cdot 10^7 \text{N}$$

2.2 VÝPOČET REAKCÍ V LOŽISCÍCH

Výpočet reakcí v ložiscích je řešen jako nosník na dvou podporách. Spočívá v sestavení silové a momentové rovnováhy. Z důvodu použití jediného globálního souřadného systému (obr. 9), jsou síly v ozubení pootočený vůči tomuto souřadnému systému o příslušný úhel uvedený samostatně pro každou hřídel v kapitole 2.1. Hodnoty reakcí v ložiscích jsou zpracovány v tabulce TABULKA_HODNOT_REAKCI, příloha P01/01. Kontrola ručního výpočtu byla provedena v softwaru NEXIS. Kde byly jednotlivé hřídele samostatně namodelovány jako rámové konstrukce. Jako staticky určité úlohy s vazbami dle schémat jednotlivých hřídelů. Hodnoty sil v ozubení byly zadány dle vypočtených hodnot z kapitoly 2.1. Výsledky reakcí jak hodnot, tak i směrů jsou uvedeny v příloze 2 (P02/01, P02/02, P02/03, P02/04), tyto hodnoty mají jednotku kN. Hřídele jsou uloženy v kuželíkových ložiscích s uspořádáním do „X“. Kuželíková ložiska mohou přenášet jak radiální tak i axiální zatížení případně kombinaci obou z nich. Axiální složku zatížení přenáší vždy jen jedno ložisko z páru. Takové ložisko nazýváme sevřené. Ložisko, které nepřenáší axiální sílu, nazýváme uvolněné. Vypočtené reakce působí v bodě zatížení kuželíkového ložiska.

2.2.1 VSTUPNÍ HŘÍDEL



Obr. 10 Vstupní hřídel



Momentové podmínky statické rovnováhy k jednotlivým osám:

$$\Sigma M_{x1} = -F_{tB} \cdot \cos(\gamma) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{d_{39}}{2} - F_{tB} \cdot \sin(\gamma) \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{39}}{2} - F_{rB} \cdot \cos(\gamma) \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{39}}{2} + F_{rB} \cdot \sin(\gamma) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{d_{39}}{2} + M_{K1} = 0$$

$$\Sigma M_{y1} = -F_{tB} \cdot \cos(\gamma) \cdot L_1 + F_{rB} \cdot \sin(\gamma) \cdot L_1 + F_{aB} \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{39}}{2} + R_{Cz}(L_1 + L_2) = 0$$

$$\Sigma M_{z1} = F_{rB} \cdot \cos(\gamma) \cdot L_1 + F_{tB} \cdot \sin(\gamma) \cdot L_1 + F_{aB} \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{d_{39}}{2} - R_{Cy}(L_1 + L_2) = 0$$

Vazbové reakce v bodě C:

$$R_{Cz} = -\frac{-F_{tB} \cdot \cos(\gamma) \cdot L_1 + F_{rB} \cdot \sin(\gamma) \cdot L_1 + F_{aB} \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{39}}{2}}{(L_1 + L_2)}$$

$$R_{Cz} = 3,591 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{rB} \cdot \cos(\gamma) \cdot L_1 + F_{tB} \cdot \sin(\gamma) \cdot L_1 + F_{aB} \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{d_{39}}{2}}{(L_1 + L_2)}$$

$$R_{Cy} = 7,689 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = F_{aB} = 7,831 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Vazbové reakce v bodě A:

$$R_{Ay} = F_{rB} \cdot \cos(\gamma) + F_{tB} \cdot \sin(\gamma) - R_{Cy}$$

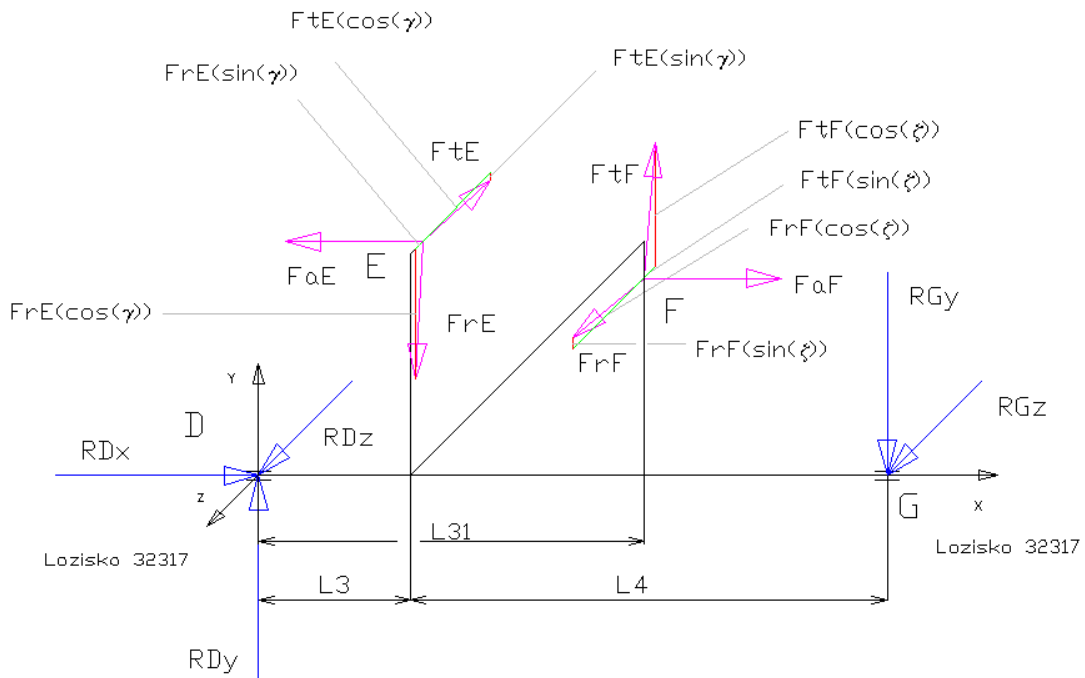
$$R_{Ay} = 1,41 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$R_{Az} = F_{tB} \cdot \cos(\gamma) - F_{rB} \cdot \sin(\gamma) - R_{Cz}$$

$$R_{Az} = 1,878 \cdot 10^5 \text{ N}$$



2.2.2 PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL 1



Obr. 11 Předlohová hřídel 1

Momentové podmínky statické rovnováhy k jednotlivým osám

$$\begin{aligned} \Sigma M_{x2} = & -F_{tE} \cdot \cos(\gamma) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{d_{53}}{2} + F_{rE} \cdot \sin(\gamma) \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{53}}{2} - F_{rE} \cdot \cos(\gamma) \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{53}}{2} \\ & - F_{tE} \cdot \sin(\gamma) \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{53}}{2} + F_{tF} \cdot \cos(\zeta) \cdot \cos(\zeta) \cdot \frac{d_{53}}{2} + F_{tF} \cdot \sin(\zeta) \cdot \sin(\zeta) \\ & \cdot \frac{d_{53}}{2} + F_{rF} \cdot \sin(\zeta) \cdot \cos(\zeta) \cdot \frac{d_{53}}{2} - F_{rF} \cdot \cos(\zeta) \cdot \sin(\zeta) \cdot \frac{d_{53}}{2} + K_{K2} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{y2} = & F_{aE} \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{53}}{2} - F_{rE} \cdot \sin(\gamma) \cdot L_3 + F_{tE} \cdot \cos(\gamma) \cdot L_3 - F_{aF} \cdot \cos(\zeta) \cdot \frac{d_{53}}{2} - F_{rF} \\ & \cdot \cos(\zeta) \cdot L_{31} + F_{tF} \cdot \sin(\zeta) \cdot L_{31} - R_{Gz}(L_3 + L_4) = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{z2} = & -F_{rE} \cdot \cos(\gamma) \cdot L_3 + F_{aE} \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{d_{53}}{2} - F_{tE} \cdot \sin(\gamma) \cdot L_3 + F_{aF} \cdot \sin(\zeta) \cdot \frac{d_{53}}{2} + F_{rF} \\ & \cdot \sin(\zeta) \cdot L_{31} + F_{tF} \cdot \cos(\zeta) \cdot L_{31} - R_{Gy}(L_3 + L_4) = 0 \end{aligned}$$

Vazbové reakce v bodě G:

$$\begin{aligned} R_{Gz} = & \frac{F_{aE} \cdot \sin(\gamma) \cdot \frac{d_{53}}{2} - F_{rE} \cdot \sin(\gamma) \cdot L_3 + F_{tE} \cdot \cos(\gamma) \cdot L_3 - F_{aF} \cdot \cos(\zeta) \cdot \frac{d_{53}}{2}}{L_3 + L_4} \\ & \frac{-F_{rF} \cdot \cos(\zeta) \cdot L_{31} + F_{tF} \cdot \sin(\zeta) \cdot L_{31}}{L_3 + L_4} \end{aligned}$$



$$R_{Gz} = 6,419 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$R_{Gy} = \frac{-F_{rE} \cdot \cos(\gamma) \cdot L_3 + F_{aE} \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{d_{53}}{2} - F_{tE} \cdot \sin(\gamma) \cdot L_3 + F_{aF} \cdot \sin(\zeta) \cdot \frac{d_{53}}{2}}{L_3 + L_4} + \frac{F_{rF} \cdot \sin(\zeta) \cdot L_{31} + F_{tF} \cdot \cos(\zeta) \cdot L_{31}}{L_3 + L_4}$$

$$R_{Gy} = 6,365 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Vazbové reakce v bodě D:

$$R_{Dx} = F_{aE} - F_{aF} = 0 \text{ N}$$

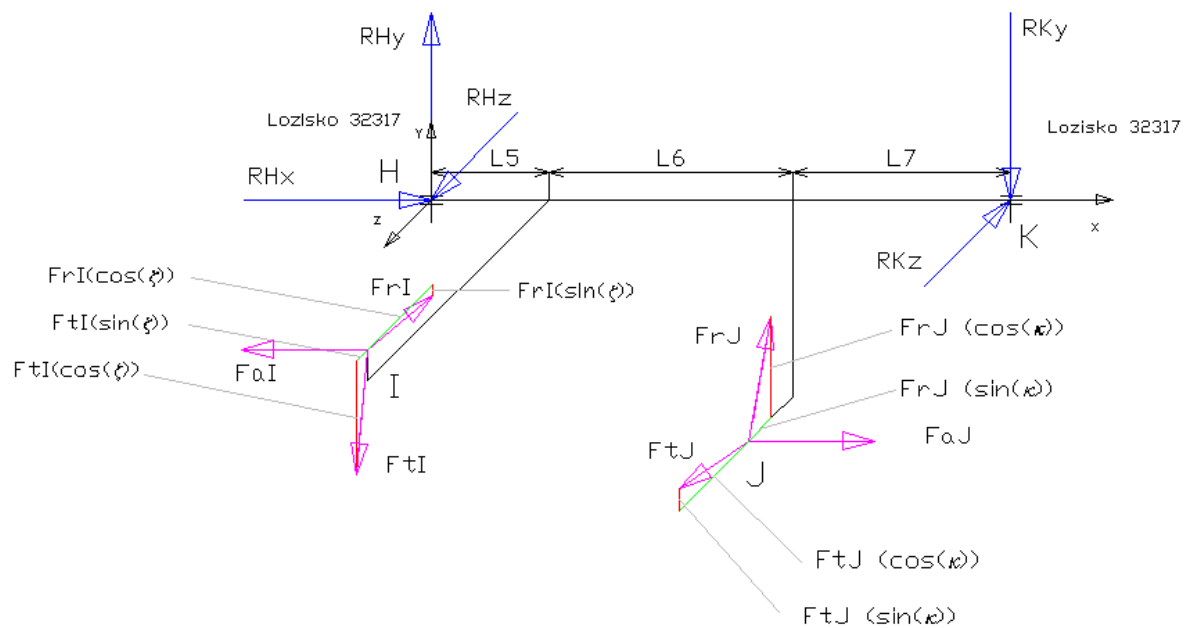
$$R_{Dy} = F_{rE} \cdot \cos(\gamma) + F_{tE} \cdot \sin(\gamma) - F_{rF} \cdot \sin(\zeta) - F_{tF} \cdot \cos(\zeta) + R_{Gy}$$

$$R_{Dy} = -2,037 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$R_{Dz} = F_{tE} \cdot \cos(\gamma) - F_{rE} \cdot \sin(\gamma) - F_{rF} \cdot \cos(\zeta) + F_{tF} \cdot \sin(\zeta) - R_{Gz}$$

$$R_{Dz} = 1,374 \cdot 10^5 \text{ N}$$

2.2.3 PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL 2



Obr. 12 Předlohová hřídel 2



Momentové podmínky statické rovnováhy k jednotlivým osám

$$\begin{aligned} \Sigma M_{x3} = & -F_{tj} \cdot \sin(\kappa) \cdot \sin(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} - F_{tj} \cdot \cos(\kappa) \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} - F_{rj} \cdot \cos(\kappa) \cdot \sin(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} \\ & + F_{rj} \cdot \sin(\kappa) \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} - F_{r1} \cdot \cos(\zeta) \cdot \sin(\zeta) \cdot \frac{d_{42}}{2} + F_{t1} \cdot \sin(\zeta) \cdot \sin(\zeta) \\ & \cdot \frac{d_{42}}{2} + F_{r1} \cdot \sin(\zeta) \cdot \cos(\zeta) \cdot \frac{d_{42}}{2} + F_{t1} \cdot \cos(\zeta) \cdot \cos(\zeta) \cdot \frac{d_{42}}{2} + M_{K3} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{y3} = & -F_{a1} \cdot \cos(\zeta) \cdot \frac{d_{42}}{2} + (F_{r1} \cdot \cos(\zeta) - F_{t1} \cdot \sin(\zeta)) \cdot L_5 - (F_{tj} \cdot \cos(\kappa) - F_{rj} \cdot \sin(\kappa)) \\ & \cdot (L_5 + L_6) + F_{aj} \cdot \sin(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} + R_{Kz}(L_5 + L_6 + L_7) = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{z3} = & F_{a1} \cdot \sin(\zeta) \cdot \frac{d_{42}}{2} - (F_{t1} \cdot \cos(\zeta) + F_{r1} \cdot \sin(\zeta)) \cdot L_5 + (F_{rj} \cdot \cos(\kappa) + F_{tj} \cdot \sin(\kappa)) \\ & \cdot (L_5 + L_6) + F_{aj} \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} - R_{Ky}(L_5 + L_6 + L_7) = 0 \end{aligned}$$

Vazbové reakce v bodě K:

$$\begin{aligned} R_{Kz} = & \frac{-F_{a1} \cdot \cos(\zeta) \cdot \frac{d_{42}}{2} + (F_{r1} \cdot \cos(\zeta) - F_{t1} \cdot \sin(\zeta)) \cdot L_5 - F_{tj} \cdot \cos(\kappa) \cdot (L_5 + L_6)}{L_5 + L_6 + L_7} \\ & + \frac{F_{rj} \cdot \sin(\kappa) \cdot (L_5 + L_6) + F_{aj} \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2}}{L_5 + L_6 + L_7} \end{aligned}$$

$$\mathbf{R_{Kz} = 1,231 \cdot 10^5 N}$$

$$\begin{aligned} R_{Ky} = & \frac{F_{a1} \cdot \sin(\zeta) \cdot \frac{d_{42}}{2} - (F_{t1} \cdot \cos(\zeta) + F_{r1} \cdot \sin(\zeta)) \cdot L_5 + F_{rj} \cdot \cos(\kappa) \cdot (L_5 + L_6)}{L_5 + L_6 + L_7} \\ & + \frac{F_{tj} \cdot \sin(\kappa) \cdot (L_5 + L_6) + F_{aj} \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2}}{L_5 + L_6 + L_7} \end{aligned}$$

$$\mathbf{R_{Ky} = 1,308 \cdot 10^5 N}$$

Vazbové reakce v bodě H:

$$\mathbf{R_{Hx} = F_{a1} - F_{aj} = 6,81 \cdot 10^3 N}$$

$$R_{Hy} = -F_{tj} \cdot \sin(\kappa) - F_{rj} \cdot \cos(\kappa) + F_{t1} \cdot \cos(\zeta) + F_{r1} \cdot \sin(\zeta) + R_{Ky}$$

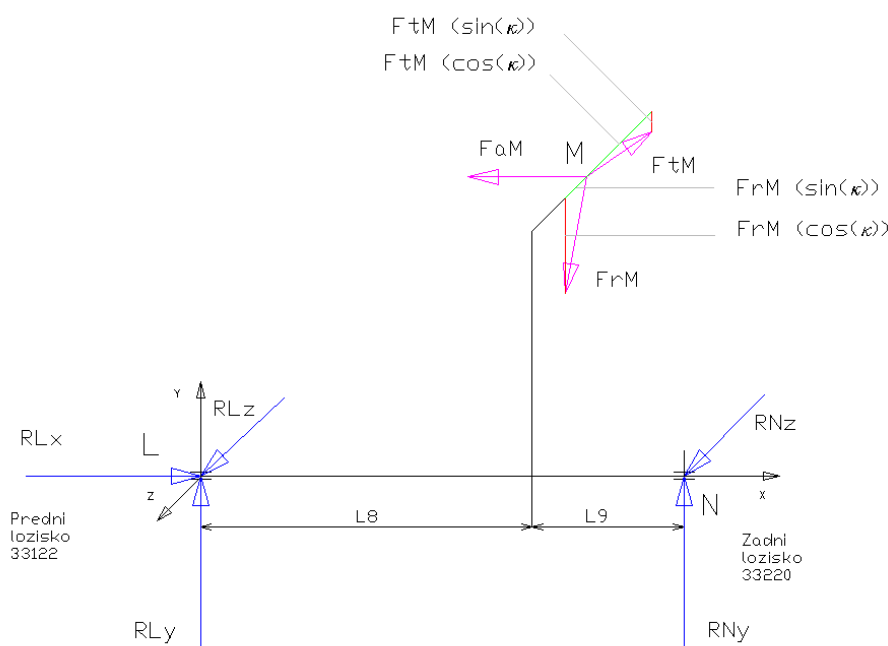
$$\mathbf{R_{Hy} = 2,053 \cdot 10^5 N}$$



$$R_{Hz} = -F_{tj} \cdot \cos(\kappa) + F_{rj} \cdot \sin(\kappa) + F_{rI} \cdot \cos(\zeta) - F_{tI} \cdot \sin(\zeta) + R_{Kz}$$

$$R_{Hz} = 3,091 \cdot 10^4 \text{ N}$$

2.2.4 VÝSTUPNÍ HŘÍDEL



Obr. 13 Výstupní hřídel

Momentové podmínky statické rovnováhy k jednotlivým osám

$$\begin{aligned} \Sigma M_{x4} = F_{rM} \cdot \sin(\kappa) \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} - F_{rM} \cdot \cos(\kappa) \cdot \sin(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} - F_{tM} \cdot \cos(\kappa) \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} \\ - F_{tM} \cdot \sin(\kappa) \cdot \sin(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} = 0 \end{aligned}$$

$$\Sigma M_{y4} = F_{aM} \cdot \sin(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} + (F_{tM} \cdot \cos(\kappa) - F_{rM} \cdot \sin(\kappa)) \cdot L_8 - R_{Nz} \cdot (L_8 + L_9) = 0$$

$$\Sigma M_{z4} = F_{aM} \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} - (F_{rM} \cdot \cos(\kappa) + F_{tM} \cdot \sin(\kappa)) \cdot L_8 + R_{Ny} \cdot (L_8 + L_9) = 0$$

Vazbové reakce v bodě N:

$$R_{Nz} = \frac{F_{aM} \cdot \sin(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} + (F_{tM} \cdot \cos(\kappa) - F_{rM} \cdot \sin(\kappa)) \cdot L_8}{L_8 + L_9}$$

$$R_{Nz} = 1,454 \cdot 10^5 \text{ N}$$



$$R_{Ny} = - \frac{F_{aM} \cdot \cos(\kappa) \cdot \frac{d_{46}}{2} - (F_{rM} \cdot \cos(\kappa) + F_{tM} \cdot \sin(\kappa)) \cdot L_8}{L_8 + L_9}$$

$$R_{Ny} = 1,148 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Vazbové reakce v bodě L:

$$R_{Lx} = F_{aM} = 7,15 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$R_{Ly} = F_{rM} \cdot \cos(\kappa) + F_{tM} \cdot \sin(\kappa) - R_{Ny}$$

$$R_{Ly} = 1,126 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$R_{Lz} = -F_{rM} \cdot \sin(\kappa) + F_{tM} \cdot \cos(\kappa) - R_{Nz}$$

$$R_{Lz} = 2,664 \cdot 10^4 \text{ N}$$



3 PŘÍPRAVA FEM MODELU

Geometrie pro tvorbu FEM modelu byla poskytnuta společností TATRA a.s. stejně tak informace o použitých materiálech a utahovacích momentech šroubů. Skříň je z litiny s kuličkovým grafitem. Centrální nosná roura je ocelová, svařena s přírubami a přišroubována ke skříni přídavného převodu. Při přípravě výpočtového modelu byly z modelu odstraněny součásti, které nemají vliv na tuhost skříně. Ostatní díly jsou nahrazeny virtuálními prvky. Detailněji popsány v kapitole 3.2. Některé části výpočtového modelu jsou upraveny změnou geometrie, jedná se například o vnější kroužky ložisek nebo zkrácení centrální nosné roury. Na takto upravené geometrii je vytvořena objemová konečnoprvková síť v softwarovém prostředí NX I-deas. Při zjednodušování geometrie a tvorbě FEM modelu je brán ohled na délku výpočtového času a hardwarové možnosti.

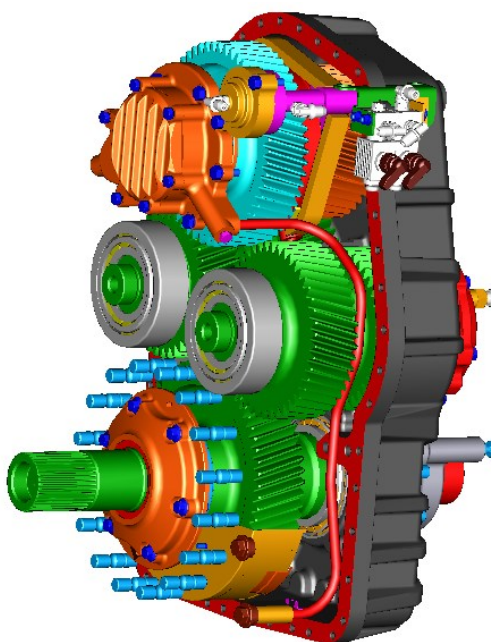
3.1 POŽADAVKY

Úloha je řešena jako kontaktní, kdy kontakt je zadán v dělicí rovině skříně přídavného převodu, mezi přírubami centrálních nosných rour a skříní. Pro první zátěžný stav jsou v kontaktu také vnější kroužky ložisek se skříní přídavné převodovky. Toto musí být zohledněno před přípravou FEM modelu tak, aby bylo možné zadat podmínky kontaktu. Vytvořením samostatných objemů těles, které se dotýkají v dělicí rovině skříně, v rovinách dotyku přírub centrální nosné roury se skříní a v místech dotyků vnějších kroužků se skříní.

3.2 ZJEDNODUŠUJÍCÍ PŘEDPOKLADY

3.2.1 ODSTRANĚNÍ PRVKŮ

V první řadě jsou odstraněny části modelu, které nepřispívají k tuhosti skříně. Jsou to prvky jako rozvod mazání, těsnění, zátky, podložky, hydraulické zařízení pro změnu převodu, ozubená kola, ložiska, hřídele atd.. V dalším kroku jsou odstraněny prvky, které jsou dále nahrazeny virtuálními prvky. Jsou to šrouby, víka ložisek a kolíky, které jsou nahrazeny prutovým prvkem (BEAM) v kombinaci s virtuálním prvkem (CONSTRAINT).



Obr. 14 3D geometrie přídavného převodu



3.2.2 ÚPRAVA GEOMETRIE

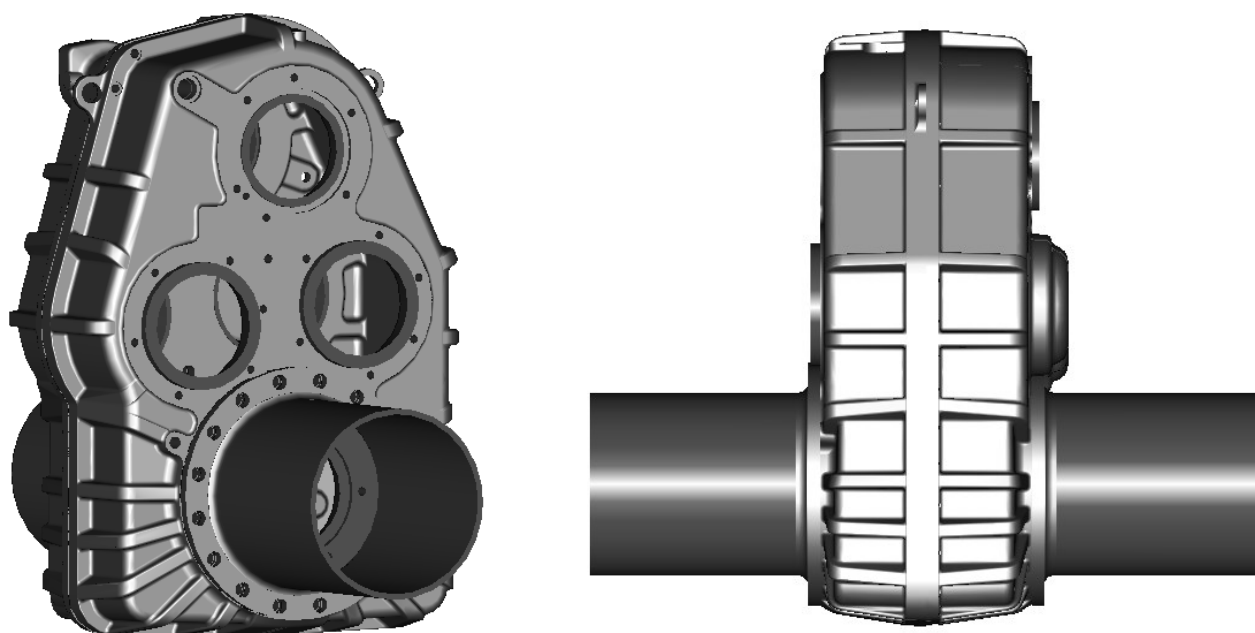
Pro zjednodušení tvaru byla upravena geometrie centrální nosné roury. Ta je svařena s přírubou, tento svar nebude detailněji řešen, nosná roura je zkrácena na délku 300 mm. Její zbylá délka je nahrazena prutovým prvkem, toto nahrazení se vztahuje pouze na první zátěžný stav a simuluje tak celou tuhost sestavy skříně s centrálními nosnými rourami od přední skříně nápravy k zadní skříně nápravy.



Obr. 16 Centrální nosná roura

Geometrie skříně byla upravena pouze minimálně odmazáním závitů a odstraněním děr pro výrobní štítek. Dále byly obě poloviny skříně rozřezány na menší objemy tak aby bylo snadnější vytvořit konečnoprvkový model. Tato poslední úprava se neprojeví změnou geometrie.

Po provedení těchto úprav je 3D geometrie připravena k samotné tvorbě konečnoprvkového modelu.



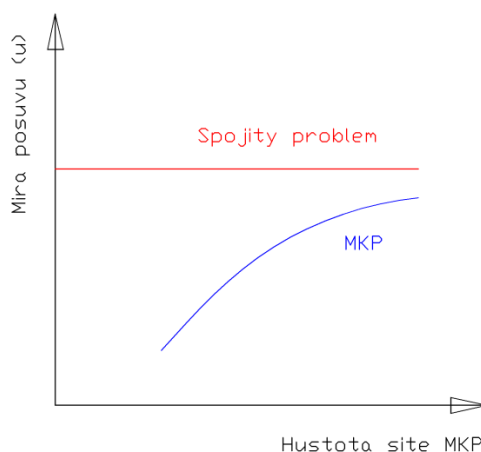
Obr. 17 3D geometrie pro tvorbu FEM modelu



3.3 TVORBA FEM MODELU

Jako u všech numerických metod je u MKP zásadní požadavek *konvergence* – při zhušťování sítě konečných prvků se musí řešení blížit k řešení odpovídajícího spojitého problému. Aby toho bylo dosaženo, musí každý typ prvku splňovat určitá kritéria:

1. Na hranici mezi prvky i uvnitř prvku musí aproximované posuvy splňovat minimální požadavky spojitosti, závislé na typu úlohy.
2. Při posuvu prvku jako tuhého celku musí zůstat napětí i přetvoření nulová
3. Prvek musí být schopen přesně popsat stav konstantního přetvoření. [1]



Obr. 18 Konvergence

V žádném případě nelze bez narušení konvergence přímo spojovat prvky, které mají na společné hranici různý počet uzlů nebo uzly s různými deformačními parametry. V prostorové síti se pak mohou stýkat pouze stěny stejného tvaru – trojúhelník na trojúhelník, resp. čtyřúhelník na čtyřúhelník. Podstatné je, že pro prvky splňující požadavky č. 1–3 je exaktně dokázána konvergence, a to i monotonní konvergence zdola. Znamená to tedy, že vypočtené posuvy jsou při stejném zatížení obecně menší než skutečné, diskretizovaný model je tedy tužší než spojitý. Zvyšováním počtu prvků zvyšujeme poddajnost výpočtového modelu. [1]

3.3.1 POPIS PRVKŮ

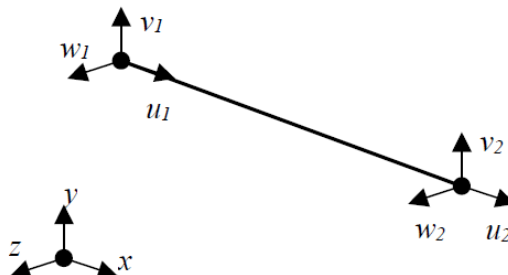
Úloha je řešena pomocí objemového konečnoprvkového modelu v kombinaci s virtuálními a prutovými prvky, proto jsou uvedeny a popsány především prvky, které byly použity při tvorbě tohoto FEM modelu.

Virtuální prvky (RB3)

Dvouuzlový prvek (ELEMENT), který má vlastnosti ideálně tuhého nedeformovatelného prvku a nulovou hmotnost je v prostředí I-deasu (RIGID) s použitím toho prvku je spojení ideálně tuhé, proto je potřeba zvážit jeho správné použití, prvek má 3 deformační parametry v uzlu (3posuvy). Jiná možnost je využití prvku (CONSTRAINT), tento prvek představuje tuhé spojení, kdy při zadávání se vybírá řídicí (centrální) uzel (NODE) a až poté ostatní uzly. Tento prvek je využíván v kombinaci s dalšími prvky při nahrazení šroubů, centrální nosné



roury, kolíků. V nabídce jsou další prvky jako je pružina (SPRING), kdy se zadává hodnota tuhosti nebo prvku tlumič (DUMPER) s hodnotou tlumení.



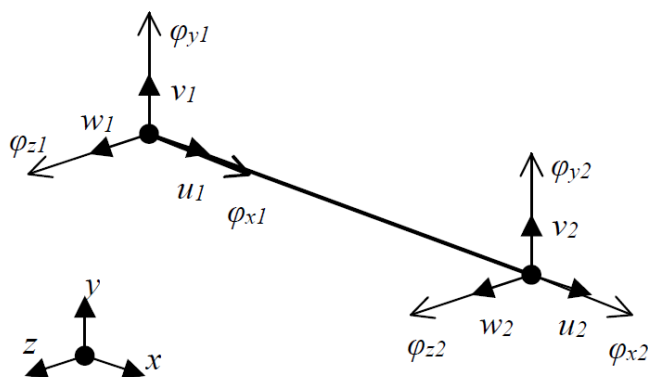
Obr. 19 Ideálně tuhý prvek (RIGID) [1]

Prutový prvek (BEAM)

Obecný prutový prvek v prostoru je schopen správně modelovat kombinaci namáhání krut, ohyb i tah-tlak za předpokladu že odezva na vnější zatížení je lineární. Pro krátké pruty je možnost zahrnout vliv posouvajících sil na deformaci střednice. [1]

Tento prvek je použit při náhradě šroubů, kolíků a zbylé délky centrální normé roury. V každém konkrétním případě jsou zadány příslušné materiálové hodnoty a geometrické hodnoty (plocha příčného průřezu, kvadratické momenty případně parametr vlivu tvaru průřezu), Prvek má 6 deformačních parametrů v uzlu (3 posuvy a 3 natočení).

Další variantou je prutový prvek (ROD) tento prvek přenáší pouze tahovou nebo tlakovou složku síly. Z podstaty svých vlastností není namáhán na ohyb.

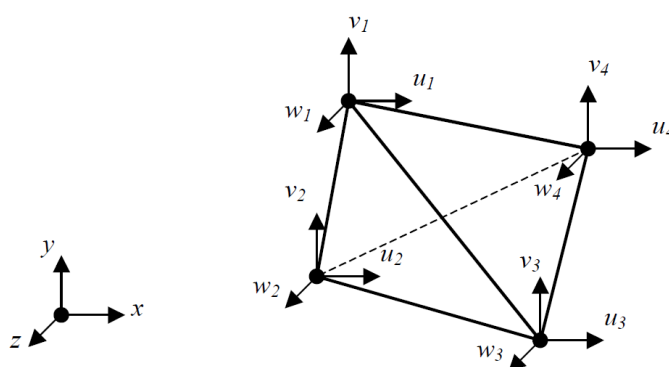


Obr. 20 Prutový prvek (BEAM) [1]



Tělesový prvek (SOLID)

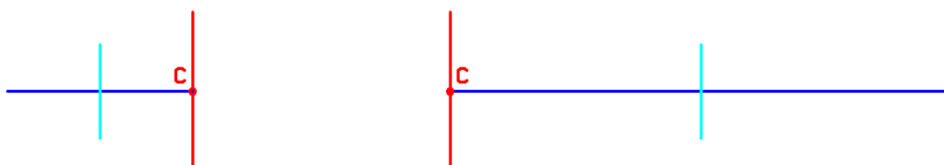
Jako tělesové prvky označujeme, prvky umožňující diskretizaci spojitého prostředí. Nejjednodušším 3D prvkem je čtyřuzlový čtyřstěn (TETRA) na obrázku 21, další možnou volbou je desetiuzlový čtyřstěn. Tyto prvky jsou využívány při automatické tvorbě sítě (FREE MESHING), při tvorbě konečnoprvkové sítě musí být zajištěna spojitost posuvů na styku mezi prvky. Při ruční tvorbě sítě (MAPPED MESHING) je využíváno osmiuzlových šestistěnů. Ideálním tvarem s ohledem na kvalitu sítě je element tvaru krychle případně v rovinných úlohách čtverec nebo rovnostranný trojúhelník. Přiblížení tvaru prvku k ideálnímu tvaru prvku je hodnoceno velikostí vnitřních úhlů. Velikosti vnitřních úhlů by měly být v rozmezí 45-135°. Posuv celého prvku je plně určen dvanácti deformačními parametry.



Obr. 21 Prostorový čtyřstěn [1]

3.3.2 NÁHRADA CENTRÁLNÍ NOSNÉ ROURY

Část centrální nosné roury je nahrazena prutovým prvkem (BEAM), kterému jsou přiřazeny příslušné materiálové a průřezové vlastnosti. Toto nahrazení vede ke snížení počtu elementů a tím ke snížení výpočtového času, který je potřebný k řešení. Hranice prvků z objemového modelu jsou spojeny do jednoho bodu (NODE) pomocí virtuálního prvku (CONSTRAINT) červenou barvou. Z toho bodu je dále nahrazena zbylá délka centrální nosné roury prutovým prvkem (BEAM) modrou barvou.



Obr. 22 Náhrada centrální nosné roury



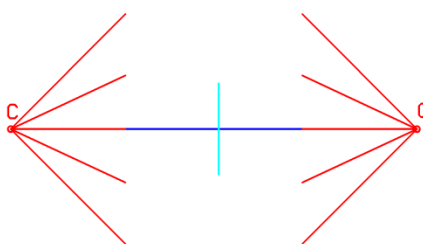
3.3.3 NÁHRADA ŠROUBŮ, KOLÍKŮ, ZADÁNÍ PŘEDPĚTÍ

ŠROUBY

Šroubová spojení jsou rozebíratelná spojení, jednoduchá na výrobu a údržbu. V našem případě jsou použity ocelové šrouby ke spojení ocelové centrální nosné roury a litinové skříně přídavného převodu, dále jsou použity šrouby ke spojení obou polovin skříně v dělicí rovině a také k upevnění vík ložisek k oběma polovinám skříně přídavné převodovky.

Nahrazení šroubů prutovým prvkem (BEAM), který je spojen pomocí vazeb (CONSTRAINT) k objemovému modelu v místech třetího nosného závitu resp. v místech díry pro šroub kde jsou uzly sítě. Takové nahrazení je určité zjednodušení, kdy je ovlivněno okolí díry tuhým navázáním na prutový prvek představující dřív šroubu jak svými materiálovými, tak i průřezovými charakteristikami. V reálném stavu je oblast pod hlavou šroubu namáhána tak, že rozložení napětí sešroubovaných součástí připomíná tvar dutého komolého soudku. V numerických výpočtech se potom omezuje pouze na výpočet komolého kuželu u předepjatých šroubů.

Centrální nosná roura je připojena ke skříně závrtnými šrouby M20. Obě poloviny skříně a víka jsou sešroubovány šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M12.

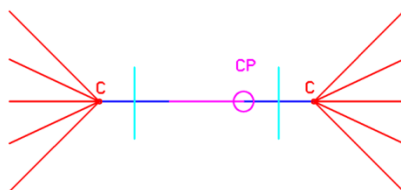


Obr. 23 Náhrada šroubů

KOLÍKY

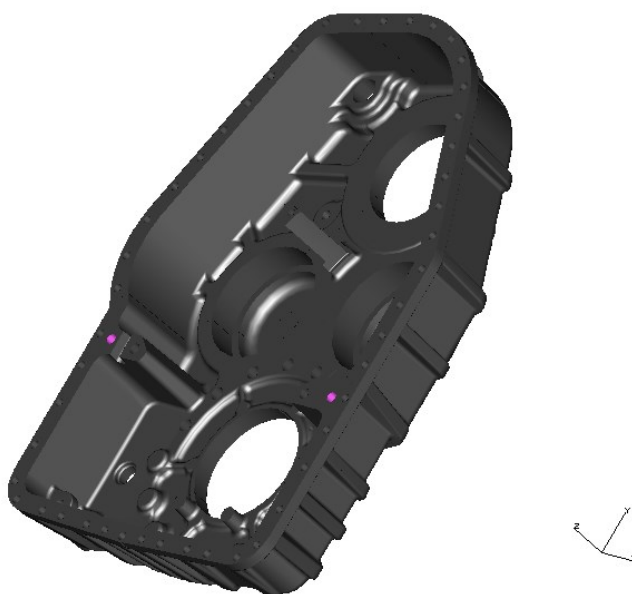
Kolíky jsou použity k přesnému sesazení obou polovin skříně a polohování polovin skříně vůči sobě. V našem případě je skříň sesazena pouze dvěma kolíky, které jsou v zatíženém stavu namáhány na stříh. Je na zvážení, zda je do výpočtového modelu zahrnout, nebo provést určité zjednodušení a kolíky neuvažovat.

Z důvodu, že jsou kolíky v oblasti, kde nás budou zajímat výsledky výpočtu, jsou vytvořeny pomocí kombinace virtuálních prvků. Nabízejí se varianty dokonale tuhého spojení nebo částečně pružného spojení. Z důvodu vysokého ovlivnění blízké oblasti kolíku za použití dokonale tuhého spojení. Je použité spojení kdy jsou uzly (NODE) v díře pro kolík napojeny přes (CONSTRAINT) na prutový prvek (BEAM) a naprosto stejné provedení je i na druhé polovině skříně. Tyto dva prutové prvky jsou potom spojeny předepsanou vazbou (COUPLE DOF) v které jsou omezeny posuvy a rotace v osách X a Y. To znamená, že takto nadefinované spojení má volný posuv v ose Z a rotaci kolem osy Z. Je tak simulováno skutečné chování tohoto dílu.



Obr. 24 Náhrada kolíku

Umístění děr pro kolíky ve vnitřních nálitcích skříně je naznačeno na obrázku růžovou barvou.

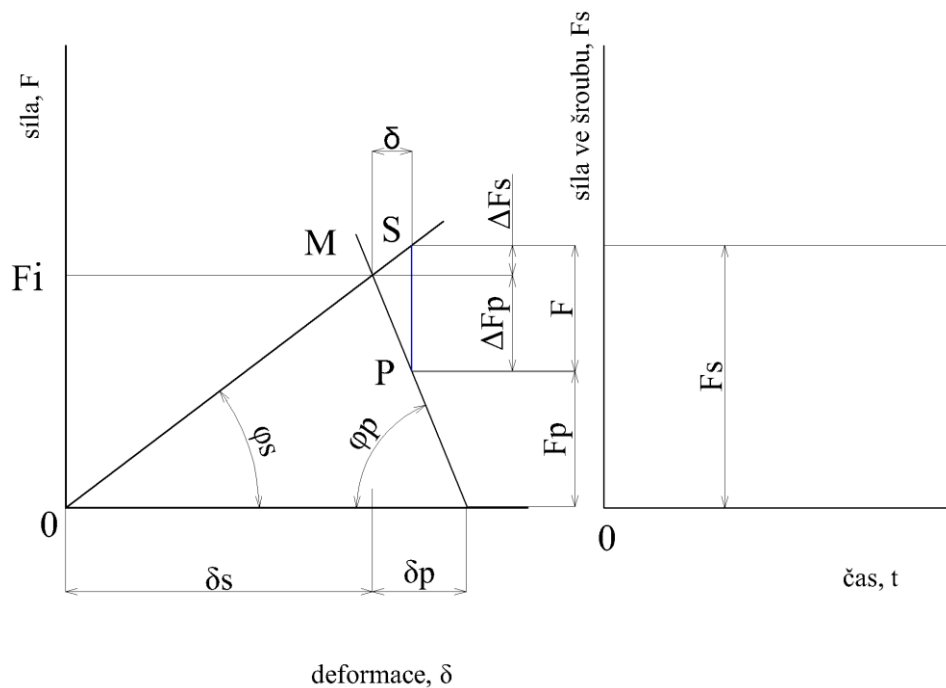


Obr. 25 Umístění děr pro kolíky

PŘEDPĚTÍ

Většina šroubů je předepjatých, plyne to z montážního postupu, kdy jsou šrouby utahovány příslušným utahovacím momentem. Takto vznikne ve šroubu osová síla, která šroub namáhá ještě před příslušným provozním zatížením. Osová síla zapříčiní, že obě spojované součásti na sebe působí a vytvářejí silový styk.

Uvažujme nyní situaci, kdy je předepjatý šroubový spoj zatížen tahem, provozní silou F . Na obrázku 26 je montážní diagram předepjatého šroubového spoje (závislost síla – deformace); zatěžovací dráha pod úhlem φ_s odpovídá charakteristice šroubu a zatěžovací dráha pod úhlem φ_p odpovídá charakteristice spojovaných součástí (za předpokladu lineární závislosti síla – deformace). Tangenty těchto úhlů odpovídají jejich tuhostem k_s a k_p . Před působením provozního zatížení F byla utahováním matice při montáži vyvolána síla předpětí F_i . Šroub se při montáži (bod M) prodloužil o δ_s a spojované součásti se stlačily o δ_p .



Obr. 26 Diagram předepjatého šroubového spoje (provozní síla s konstantní velikostí v čase)

VÝPOČET SÍLY PŘEDPĚTÍ

Síla předpětí u šroubu M20

$$M_{u20} = 420Nm$$

$$d_{20} = 20mm$$

$$K_1 = 0,18 \quad \text{pro mazané šrouby}$$

$$F_{i20} = \frac{M_{u20}}{K_1 \cdot d_{20}} \quad [N] \quad [12]$$

$$F_{i20} = 1.167 \cdot 10^5 N$$

Síla předpětí u šroubu M12

$$M_{u12} = 120Nm$$

$$d_{12} = 12mm$$

$$K_1 = 0,18 \quad \text{pro mazané šrouby}$$

$$F_{i12} = \frac{M_{u12}}{K_1 \cdot d_{12}} \quad [N]$$

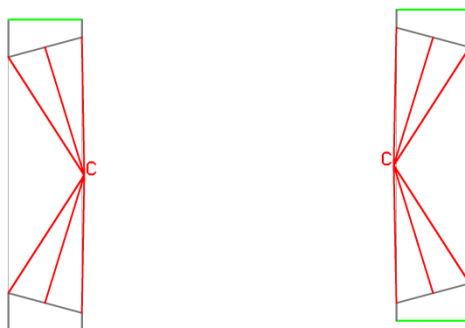
$$F_{i12} = 5.556 \cdot 10^4 N$$



Hodnoty sil předpětí jsou zadány na prutové prvky, které nahrazují ve výpočtovém modelu šrouby. V prostředí NX I-deas je cesta zadávání (BEAM DATA -> PRELOAD) a následně zadání hodnoty předpětí v příslušných jednotkách. Vzhledem k tomu, že samotný výpočet je proveden v prostředí MSC MARC je z důvodu importu FEM modelu předpětí šroubů simulováno pomocí linku 69. Tento prvek spojuje řízeným uzlem (TIED NODE) dva uzly v místech na prutovém prvku. Do tohoto řídicího uzlu je zadána osová síla vyvolaná předepnutím šroubu.

3.3.4 ZAVEDENÍ SIL DO SKŘÍNĚ

Vnější kroužky ložisek zajišťují přenos sil, které byly řešeny v kapitole 2.2 do skříně přídavné převodovky. Z bodu zatížení kuželíkových ložisek jsou napojeny elementy (CONSTRAINT) na síť vnitřní strany vnějšího kroužku ložiska spojují tak uzel v bodu zatížení kde je zadána silová okrajová podmínka.



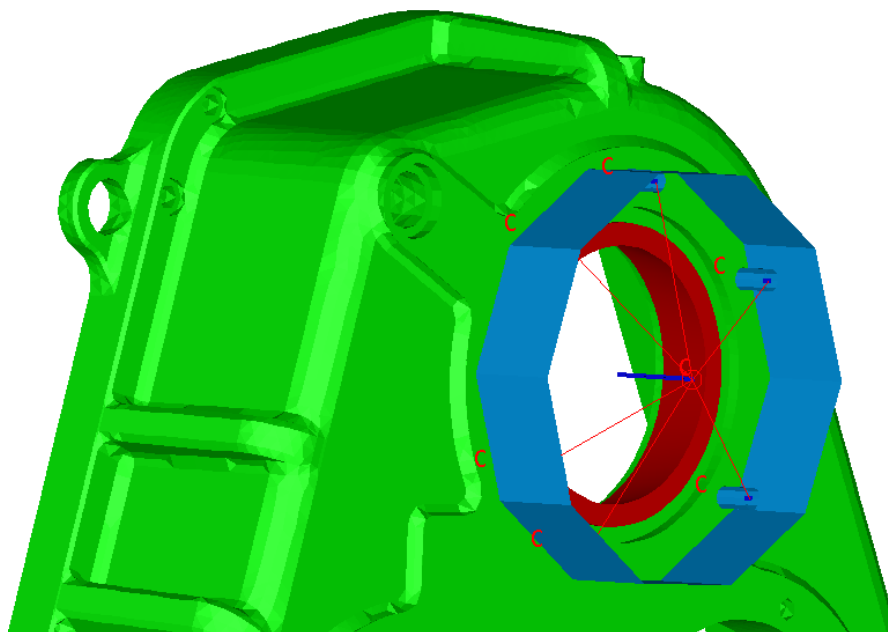
Obr. 27 Zavedení sil do skříně

Zavedení sil do skříně, kterými je namáháno ložisko, je korektní pokud budeme uvažovat kontakt mezi vnějším kroužkem ložiska a skříní přídavné převodovky. Na obrázku 27, je tento kontakt znázorněn zelenou barvou. V případě uložení předlohových hřídelů je v zadní polovině skříně ještě kontakt čelních ploch vnějších kroužků ložisek s nálitky skříně.

3.3.5 NÁHRADA VÍK LOŽISEK

Protože víka nejsou se skříní sesazena pomocí osazení nebo kolíků, významně tak nepřispívají k celkové tuhosti skříně. Z toho důvodu je provedeno zjednodušení, kdy jsou víka nahrazeny prutovým prvkem (BEAM). Tomuto prvku jsou přiřazeny vlastnosti, které se velmi podobají reálným víkům. Takové zjednodušení je velmi výhodné z hlediska zkrácení výpočtového času. Pokud by byly víka do výpočtového modelu uvažovány jako objemové modely s přesnou geometrií. Znamenalo by to vytvoření objemové konečnoprvkové sítě, ale především zadání mnoha kontaktů, kdy by v kontaktu byla stěna víka se stěnou skříně a vnitřní stěna víka s vnější stěnou vnějšího kroužku ložiska. Toto řešení by značně prodloužilo výpočtový čas a nepřineslo významné zkvalitnění výsledků výpočtu.

Samotné nahrazení vík je řešeno propojením prutového prvku (BEAM) pomocí elementů (CONSTRAINT) na hraniční uzly sítě vnějšího kroužku ložiska viz obrázek 29. Druhý konec prutového prvku, který nahrazuje víko je propojen opět elementy (CONSTRAINT) s prutovými prvky, které nahrazují šrouby, jimiž je víko připevněno ke skříně.



Obr. 29 Náhrada vík ložisek

3.3.6 ZADÁNÍ KONTAKTU

V mnoha úlohách je možno najít případ, kdy část hranice jednoho tělesa vstupuje do kontaktu s jinou částí svojí hranice nebo dochází ke kontaktu s jiným nebo jinými tělesy. Takovýto případ se nazývá kontaktní úloha (kontaktní problém). Kontaktní problém je velmi nelineární problém, protože před kontaktem na hranici neexistuje žádná kinematická podmínka (pouze silová a ta je často nulová), ale během kontaktu zde existuje kinematická vazba, která zabrání penetraci (pronikání) kontaktních hranic (ploch) skrze sebe.[10]

Rozdělit kontaktní problém můžeme z několika hledisek. Z pohledu studia kontaktu se nejčastěji kontakt dělí na dvě základní skupiny:

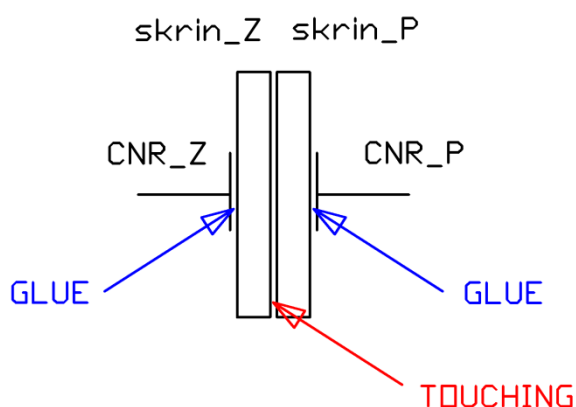
- kontakt bez tření,
- kontakt s třením.

Jestliže vstoupí do kontaktu dvě kontaktní plochy, v případě **kontaktu bez tření**, se přenáší mezi styčnými plochami pouze normálové složky síly. Kontaktní povrchy se mohou vzájemně oddělit, ale nemohou penetrovat. Smyková složka sil je nulová. Praktickým příkladem využití tohoto typu kontaktu je např. kontakt mezi dobře mazanými povrchy. **Kontakt se třením** naopak zahrnuje i přítomnost smykových složek napětí. Jiný typ dělení kontaktu je dle typu kontaktních těles.

- deformovatelné a deformovatelné těleso,
- deformovatelné a tuhé těleso. [11]



Kontakt je zadán mezi přírubami centrálních nosných rour a skříní přídavné převodovky formou lepení (GLUE). Samotné poloviny skříně jsou zkontaktovány pomocí dotyku (TOUCHING), kdy je zadána hodnota součinitele smykového tření 0,1. Takové nastavení je úplné pro zátěžný stav 2 (analýzu ohybu a krutu). Jedná se tak o kontakt dvou deformovatelných těles se třením. Při výpočtu je řešení kontaktu uvažováno jako počáteční kontakt (INITIAL CONTACT), z toho vyplývá, že v čase nula a nultém kroku dostaneme výsledek vzájemného kontaktu těles, bez zatížení od předpětí a dalších sil včetně gravitační síly. Aby nevzniklo v počátečním kontaktu napětí dané například přesahem modelů respektive vůlí mezi modely je zapnuta funkce (PROJECT STRESS-FREE).



Obr. 30 Schéma zadání kontaktu

V případě prvního zátěžného stavu se opakuje stejné zadání kontaktu jako na obrázku 30 s tou změnou, že zavedení sil do skříně je provedeno kontaktně. Vnější kroužky ložisek jsou v kontaktu s příslušnou polovinou skříně. Je zadán kontakt (TOUCHING) se součinitelem smykového tření 0,1, podrobně rozepsané kontaktní dvojice jsou na obrázku 31.

CONTACT TABLE PROPERTIES			SECOND												
FIRST	BODY NAME	BODY TYPE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	CNR_P	deformable												G	
2	CNR_Z	deformable													G
3	1.lozisko_Z	deformable													T
4	2.lozisko_Z	deformable													T
5	3.lozisko_P	deformable													T
6	2.lozisko_P	deformable													T
7	4.lozisko_Z	deformable													T
8	4.lozisko_P	deformable													T
9	3.lozisko_Z	deformable													T
10	1.lozisko_P	deformable													T
11	skrin_P	deformable	G				T	T		T	T		T	T	T
12	skrin_Z	deformable		G	T	T				T	T		T	T	T

Obr. 31 Zadání kontaktu 1. zátěžný stav

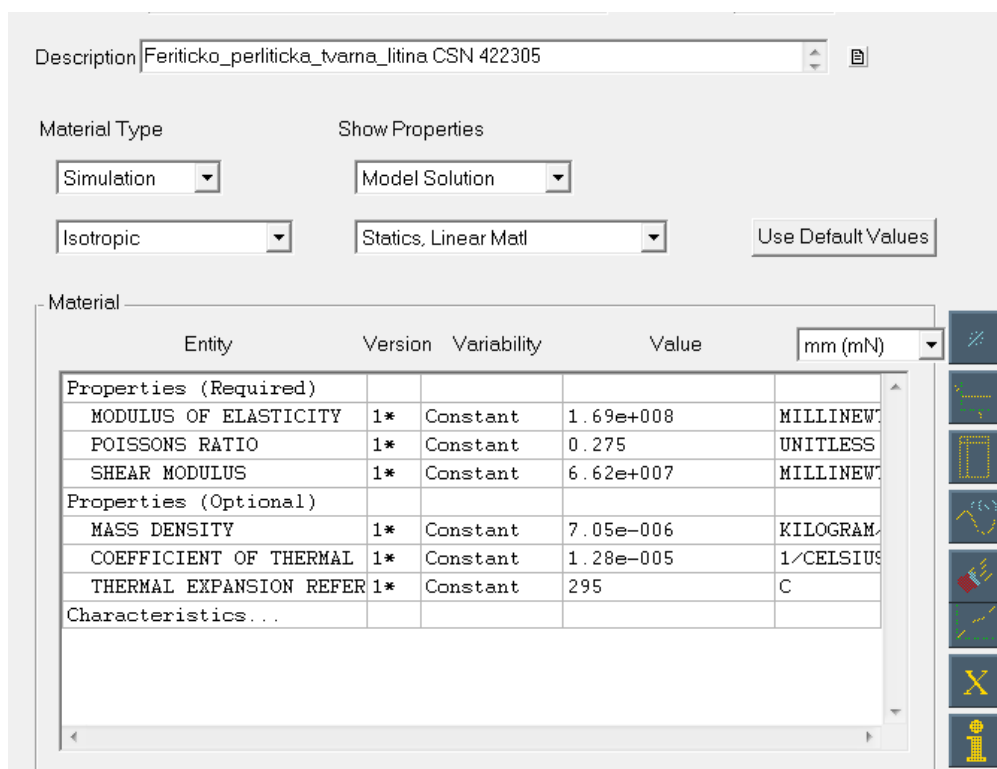


3.3.7 MATERIÁLY

MATERIÁL SKŘIŇĚ

Skříň je vyrobena z feriticko-perlitické tvárné litiny s kuličkovým grafitem dle normy ČSN 42 2305. Hodnoty použité pro vytvoření materiálových vlastností v prostředí NX I-deas jsou převzaty právě z výše uvedené normy. Hodnota modulu pružnosti ve smyku (SHEAR MODULUS) je vypočtena dle vztahu:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad [5]$$



Obr. 32 Feriticko-perlitická tvárná litina

Litina s kuličkovým (zrnitým) grafitem (podle staršího označení tvárná litina) obsahuje ve struktuře grafit vyloučený v podobě kuliček, dále matici se strukturou perlitickou, se směsí perlitu a feritu a se strukturou čistě feritickou.[7]

Vlastnosti odlitků z litin s kuličkovým grafitem závisí na množství, velikosti a druhu grafitu (dokonalý a částečně zrnitý) a od složení základní matrice (poměr mezi feritem a perlitem). Množství a velikost grafitu závisí u nelegovaných litin na množství uhlíku, křemíku a manganu, dále na rychlosti ochlazování (tloušťka stěny, materiál formy). V porovnání s litinami s lupínkovým grafitem má litina s kuličkovým grafitem větší pevnost, modul pružnosti, tvrdost (perlitické matrice), tažnost a nárazovou práci (feritická matrice) apod. Tyto litiny se legují převážně proto, abychom zlepšili konkrétní mechanické vlastnosti, zvýšila odolnost vůči oxidaci a aby byla spolehlivě dosažena požadovaná struktura v litém stavu, popř. po tepelném zpracování.[7]



Litiny pro běžné použití pro práci za nízkých teplot. Jsou to EN GJS500-7 (ČSN 42 2305), EN GJS600-3. Tyto litiny jsou vhodné na odlitky dynamicky namáhané, v automobilovém a strojařském průmyslu, jako jsou vačkové, klikové hřídele, dále součástky na převodové skříně, motorové vložky a ozubená kola.[7]

MATERIÁL CENTRÁLNÍ NOSNÉ ROURY

Centrální nosná roura je ocelový svařenec vyrobený z materiálu 11 523 dle ČSN 41 1523 nelegovaná konstrukční jemnozrná ocel vhodná ke svařování. Z této normy jsou převzaty hodnoty pro vytvoření materiálu v prostředí NX I-deas.

Description: OCEL_CSN411523_11523

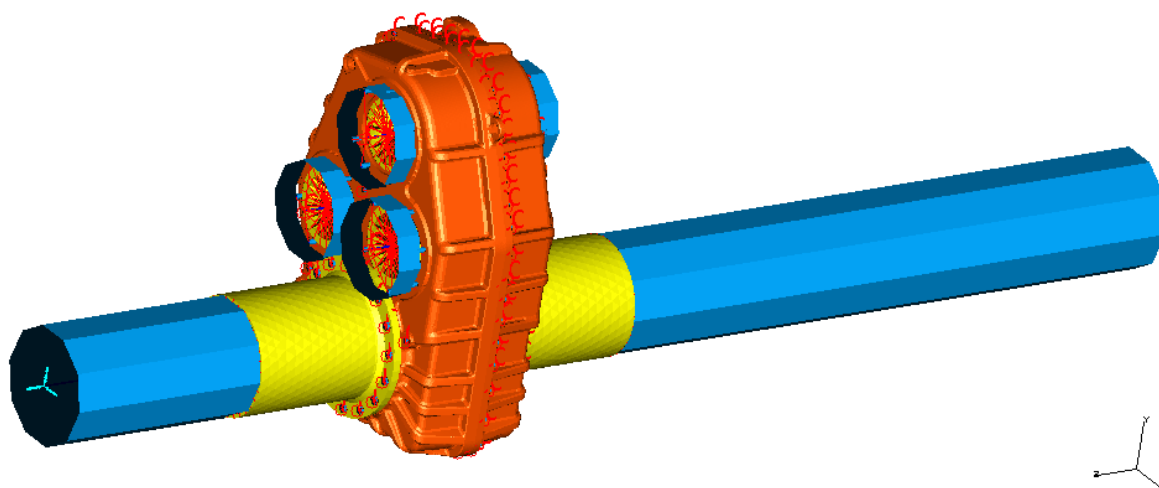
Material Type: Simulation
 Show Properties: Model Solution
 Isotropic: Isotropic
 Statics, Linear Mat: Statics, Linear Mat
 Use Default Values: Use Default Values

Entity	Version	Variability	Value	mm (mN)
Properties (Required)				
MODULUS OF ELASTICITY	1*	Constant	2.06e+008	MILLINEWTON
POISSONS RATIO	1*	Constant	0.29	UNITLESS
SHEAR MODULUS	1*	Constant	7.984e+007	MILLINEWTON
Properties (Optional)				
MASS DENSITY	1*	Constant	7.85e-006	KILOGRAM
COEFFICIENT OF THERMAL	1*	Constant	1.17e-005	1/CELSIUS
THERMAL EXPANSION REFER	1*	Constant	295	C
Characteristics...				

Obr. 33 konstrukční ocel 11 523

Materiál 11 523 (1.0553) má zaručenou tavnou svařitelnost (max. 0,20% C). Použití na mostní a jiné svařované konstrukce, na výrobu ohýbaných profilů a trubek, na svařované trubkové konstrukce a součásti strojů. Tlakové nádoby a potrubí. [3]

Na obrázku 34 je vidět použití feriticko-perlitické tvárné litiny na obou polovinách skříně (oranžová barva). Na centrální nosné rouře použití nelegované konstrukční oceli (žlutá barva). Ocelové jsou i vnější kroužky ložisek, které jsou použity ve výpočtovém modelu pouze z důvodu zavedení sil do skříně. Modrou barvou jsou vykresleny prutové prvky (BEAM), které mají odpovídající materiálové vlastnosti a průřezové charakteristiky. V případě centrální nosné roury je materiál konstrukční ocel 11 523 u více ložisek je materiál feriticko-perlitická tvárná litina.



Obr. 34 Rozložení materiálů

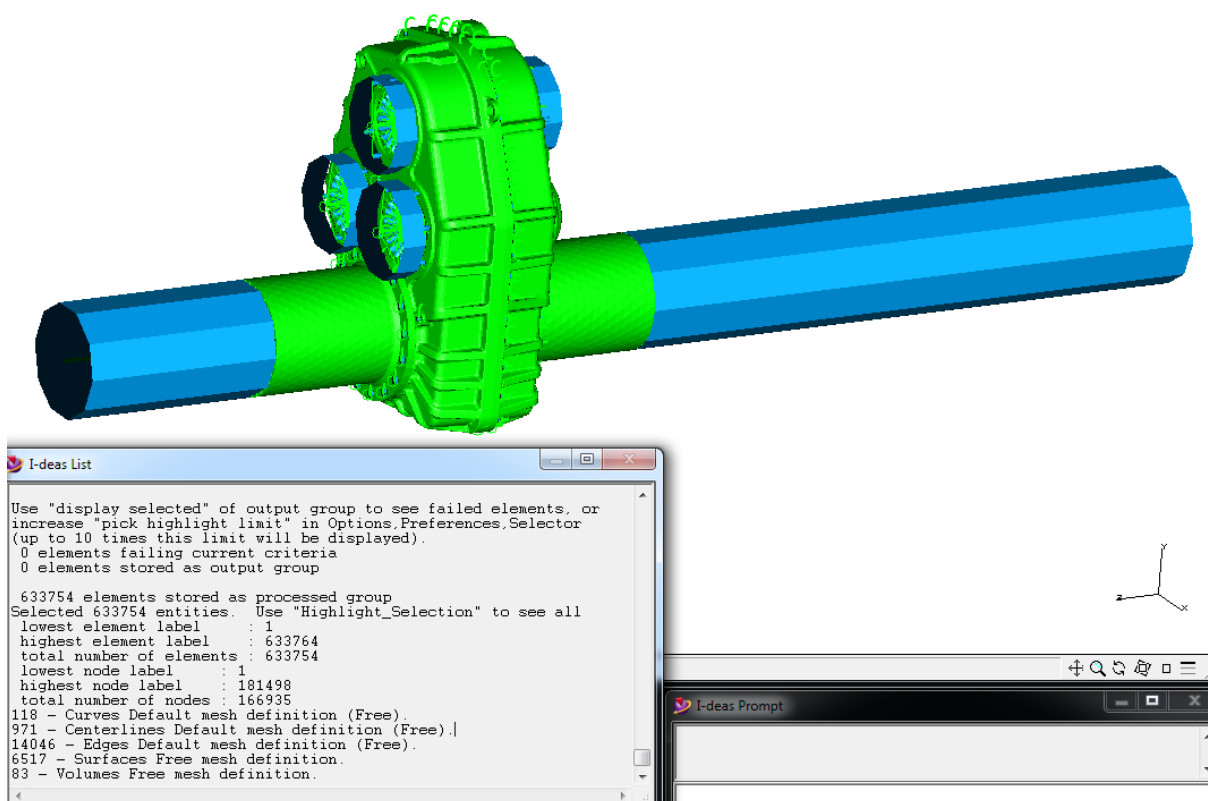
3.3.8 KVALITA FEM MODELU

Kvalita výsledků výpočtu konečnoprvkového modelu závisí především na kvalitě a konzistentnosti vytvořené konečnoprvkové sítě na správné volbě typu úlohy, na volbě typu elementů, velikosti elementů, na míře zjednodušení a na okrajových podmínkách ty musí být předepsány tak, aby zamezily pohybu tělesa ve všech jeho složkách s ohledem na typ úlohy.

Izoparametrická formulace umožňuje využívat různě deformované tvary základních typů prvků. Je však nutno počítat s tím, že u příliš deformovaného tvaru dostáváme špatně podmíněné prvkové matice, což může vést k lokálním chybám zejména ve složkách napětí. Ideálním tvarem je z tohoto hlediska v prostoru krychle, v rovině pak čtverec, případně rovnostranný trojúhelník. Při automatickém generování volných sítí je přiblížení prvků k ideálnímu tvaru hodnoceno prostřednictvím velikostí vnitřních úhlů, které svírají strany, resp. stěny prvků. V žádném případě by velikosti těchto úhlů neměly překročit 180° , případně klesnout pod 0° (záporná plocha prvku). V komerčních systémech bývají ovšem tyto hranice nastaveny přísněji a uživatel dostává obvykle varovná hlášení již u prvků, jejichž vnitřní úhly vybočují z intervalu $45\text{--}135^\circ$. Podle souvislostí (místo výskytu deformovaných prvků, kapacitní možnosti výpočtu) je pak možno navrženou síť buď přepracovat, nebo použít s výhradami, zejména s opatrným přístupem k hodnocení napětí v inkriminovaných oblastech.[1]

Zpřesnění výsledků na základě změny sítě během výpočtu lze dosáhnout automatickým přesítováním (AUTOMATIC REMESHING) například v místech výskytu koncentrace napětí, avšak tato metoda značně prodlouží výpočtový čas a je použitelná pouze pro lineární statické úlohy s rozšířením o úlohy kontaktní.

Na kvalitu sítě byl kladen důraz už při její tvorbě. Ve vytvořené síti se nevyskytují distorzní prvky pro limitní hodnotu < 0.7 . Síť je vytvořena volným síťováním (FREE MESHING) s ohledem na zachování stejné výchozí hodnoty velikosti elementů na jednotlivých dílech. Na FEM modelu skříně jsou použity čtyřuzlové čtyřstěny výrazněji menších rozměrů než na centrální nosné rouře a vnějších kroužcích ložisek a to zejména z důvodu tvarové složitosti a zpřesnění výpočtu.



Obr. 35 kvalita sítě a počet prvků

Na obrázku 35 je pro výpočtový model nastaveno kritérium kvality distorze na <0.7 a limitní hodnota Jacobian < 0.5 . Elementy, které nevyhovují tomuto kritériu, by byly zbarveny červenou barvou, elementy které splňují toto kritérium, jsou zbarveny zelenou barvou. Prutové prvky jsou zbarveny modrou barvou, nepodléhají této kontrole kvality. Jak je vidět z popisu, výpočtový model je tvořen 633754 elementy a 166935 uzly.

3.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Základním kritériem rozdělení okrajových podmínek je, zda je po jejich diskretizaci předepsána uzlová hodnota, která je hledána jako řešení, nebo uzlová hodnota zobecněného zatížení. V mechanice poddajných těles se podle tohoto klíče dělí okrajové podmínky na kinematické a silové. V naprosté většině případů aplikace MKP na mechanické systémy vychází formulace z takzvané deformační varianty, ve které se jako řešení po diskretizaci hledají posuvy.

SILOVÉ ÚČINKY

- **Distribuované**
 - Objemové - silové účinky spojitě rozloženy v objemu
 - Plošné - silové účinky spojitě rozloženy po povrchu
 - Liniové - silové účinky jsou spojitě rozloženy podél křivky
- **Soustředěné**

Síly resp. (silové dvojice) jsou aplikovány přímo v uzlech. MKP diskretizace převádí všechny silové účinky na ekvivalentní zobecněné uzlové síly. Tato transformace je jednoznačná a podstatou ekvivalence je rovnost potenciálů



distribuovaných a ekvivalentních uzlových sil. Úloha najít k daným uzlovým silám síly distribuované má řešení, ale to není jednoznačné. Nicméně každou soustavu uzlových sil v MKP lze interpretovat jako nějaké distribuované zatížení, ke kterému je ona soustava ekvivalentní. Proto o uzlových silách v MKP nemluvíme jako o singulárních. [4]

Vazbové a silové okrajové podmínky jsou zadávány do uzlů. Při popisu modelu budeme rozlišovat vazby, síly a kontakt jako okrajové podmínky. Kontakt je popsán v kapitole 3.3.6.

V prvním zátěžném stavu je úloha uložena jako prostý nosník na dvou podporách. V přední části je centrální nosná roura uložena vazbou, která zamezuje posuvy ve všech osách a rotaci v ose Z, osa Z má kladnou hodnotu ve směru jízdy vozidla. Na zadním konci je centrální nosná roura uložena ve vazbě, která omezuje posuvy v ose X, Y a rotaci v ose Z. Zatížení silami od ozubení odpovídá hodnotám z kapitoly 2.2. Tyto hodnoty jsou zadány do uzlů, které jsou napojeny na vnější kroužek ložiska a tyto kroužky ložisek přenášejí síly do skříně přídatného převodu kontaktem se stěnou skříně. Celý model je zatížen gravitační silou působící v záporném směru osy Y.

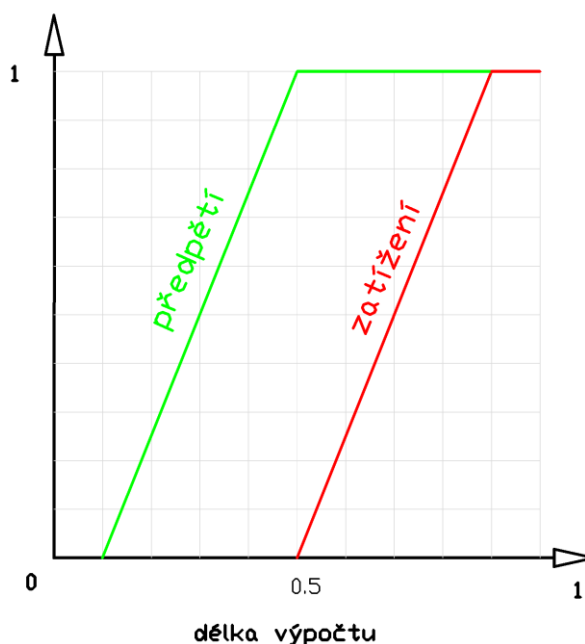
Druhý zátěžný stav se geometricky liší zkrácením centrální nosné roury, vynecháním vnějších kroužků ložisek a způsobem uložení. Centrální nosná roura je uložena na přední části vetknutím, kdy jsou omezeny ve všech osách posuvy i rotace. Příslušné hodnoty jsou zadány do uzlu na zadním konci centrální nosné roury v případě zatížení krutem, je to kroučící moment kolem osy Z. V případě ohybu jsou to příslušné síly a silová dvojice. Celý model je také zatížen gravitační silou.

Úloha je řešena jako statická to znamená, že síla nebo silová dvojice působící na těleso je neměnná. Neměnná musí být jak velikost síly tak i místo a směr působení. Statické zatížení může vyvolat jednoosý tah, tlak, ohyb, krut, smyk nebo jejich kombinaci avšak toto zatížení se nesmí jakkoli měnit.



4 DEFORMAČNĚ NAPJATOSTNÍ ANALÝZA

Samotný výpočet je proveden v softwaru MSC MARC. Výpočet je rozdělen do několika kroků, předpětí a samotné zatížení je předepsáno křivkami v čase. Každý zátěžný stav je rozdělen do dvou částí. V první části je v krocích spočítáno předpětí ve šroubech. V čase nula tělesa mezi sebou vytvoří kontakt, v čase 0,1 je zaváděno působení předpětí na šrouby, které dosáhne maximální hodnoty v čase 0,5. Od hodnoty času 0,5 působí plná síla předpětí až do konce výpočtu konstantně. V čase 0,5 se zároveň začínají zavádět síly zatížení včetně gravitační síly. V čase 0,9 jsou ve výpočtu zavedeny všechny síly na jejich maximálních hodnotách. Tento postup simuluje skutečný stav zatěžování, kdy je skříň převodovky sestavena, šrouby utaženy s příslušným předpětím a až poté je zatěžována.



Obr. 36 Graf zavedení sil do výpočtu

V hodnocení výsledků je posuzována statická pevnost. Je to posouzení redukovaného napětí vůči smluvní mezi kluzu materiálu. V textu je dále zmiňováno pouze slovo napětí, myšleno je redukované napětí dle teorie HMM.

Pro materiál skříň feriticko-perlitickou tvárnou litinu s kuličkovým grafitem dle normy ČSN 42 2305 je:

- mez pevnosti $R_m = 500 \text{ MPa}$
- mez kluzu $R_{p0,2} = 320 \text{ MPa}$

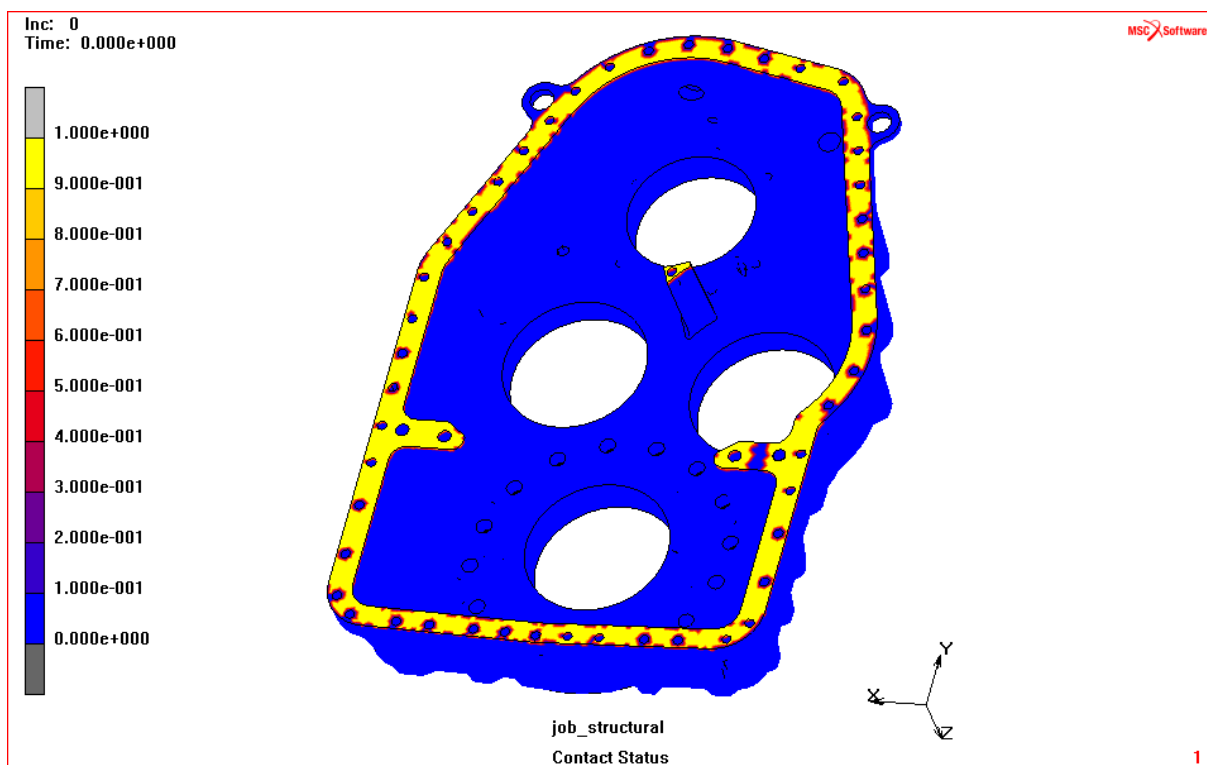
Hodnocení namáhání centrální nosné roury je vyhodnoceno vůči mezi kluzu materiálu. Tyto výsledky jsou uvedeny pro každý zátěžný stav v příloze C.

Pro materiál centrální nosné roury jemnozrnnou konstrukční ocel 11 523 dle normy ČSN 41 1523 je:

- mez pevnosti $R_m = 630 \text{ MPa}$
- mez kluzu $R_{m0,2} = 295 \text{ MPa}$



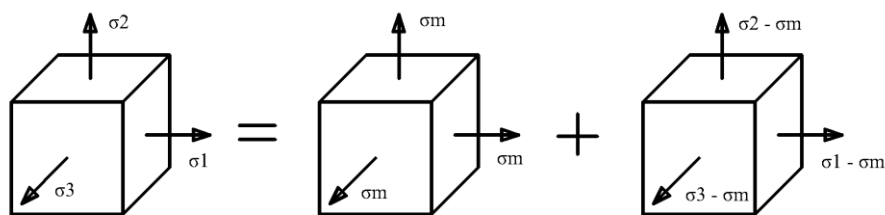
Další část výsledků, je kontakt status obou polovin skříně, hodnotě nula odpovídá stav, kdy se části modelu, které mají být v kontaktu, se fyzicky nedotýkají. Hodnotě jedna odpovídá plný kontakt, části se dotýkají celou elementární plochou. Na obrázku 37 je výsledek kontaktu obou polovin skříně v nezatiženém stavu. Tento výsledek představuje maximální možnou míru kontaktních ploch. S tímto stavem budou porovnány statusy kontaktních ploch v plném zatížení pro každý zátěžný stav. Rozdíl kontaktu v nezatiženém stavu a kontaktu v plně zatíženém stavu představuje plochy, na kterých dojde ke ztrátě kontaktu. Pro posouzení kontaktu je zobrazena vždy pouze přední polovina skříně.



Obr. 37 Počáteční kontakt skříně

Výstupem deformační analýzy je změna tvaru vlivem zatížení vzhledem k výchozímu stavu. Změna tvaru je udávána velikostí posunutí v příslušných směrech os souřadného systému, jednotkou posunutí je mm.

Výstupem napjatostní analýzy je redukované napětí σ_{red} , často nazývané von Misesovo napětí. Vychází z teorie měrné energie napjatosti, která říká, že plastická deformace v libovolném místě tělesa nastane, když měrná energie napjatosti změny tvaru je rovna nebo větší, než je měrná energie napjatosti změny tvaru v okamžiku vzniku prvních plastických deformací. Plastické deformace souvisejí s úhlovým přetvořením elementárního prvku zatěžovaného tělesa. Elementární prvek s trojosým nebo také prostorovým stavem napjatosti vymezeným hlavními napětími $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, se vyznačuje objemovými a tvarovými změnami. Tento element můžeme rozepsat na element, který podléhá pouze objemovým změnám a element, který podléhá pouze tvarovým změnám bez objemových změn.



Obr. 38 Elementární prvek s trojovým stavem napjatosti

V současné době lze mezní stav pružnosti popsat obecněji (cyklická zatěžování, anizotropie apod.), ovšem za cenu zvýšení složitosti popisu. To znamená zvýšenou složitost jednak experimentálního určování odpovídajících materiálových charakteristik, jednak výpočtového popisu. V základní pružnosti pevnosti se můžeme omezit jen na nejjednodušší popis. Podle výše uvedených bodů znamená tento postup:

- Na základě posouzení a zhodnocení výsledků materiálových zkoušek, tedy hodnot $R_{p0.2}$, určíme pro materiál výpočtovou mez kluzu σ_k . Je to jediná materiálová charakteristika pro nejjednodušší popis mezního stavu pružnosti.
- Zformulujeme mezní podmínku – budeme jí říkat podmínka plasticity pro napjatost, která je základem určování R_e . [2]
- Na základě různých tvůrčích přístupů zformulujeme podmínku plasticity ve tvaru:

$\sigma_{red} < R_{p0.2}$ materiál je ve stavu pružném

$\sigma_{red} = R_{p0.2}$ při zatěžování byl právě dosažen mezní stav pružnosti

$\sigma_{red} \geq R_{p0.2}$ v průběhu zatěžování byl mezní stav pružnosti již překročen

kde vztah pro redukované napětí (napjatost určená hlavními napětími) je:

$$\sigma_{red} = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2) + (\sigma_2 - \sigma_3) + (\sigma_3 - \sigma_1)}{2} \right]^{1/2} \quad [2]$$

Podle podmínky plasticity HMMH mezní stav pružnosti při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturním stavu z nezatíženého stavu nastane, když oktaedrické napětí dosáhne mezní hodnoty τ_{ok} , která je materiálovou charakteristikou. [2]

Porovnáním redukovaného napětí se smluvní mezí kluzu materiálu dostaneme koeficient bezpečnosti navrhované součásti dle rovnice:

$$k_k = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{red}} \quad [2]$$

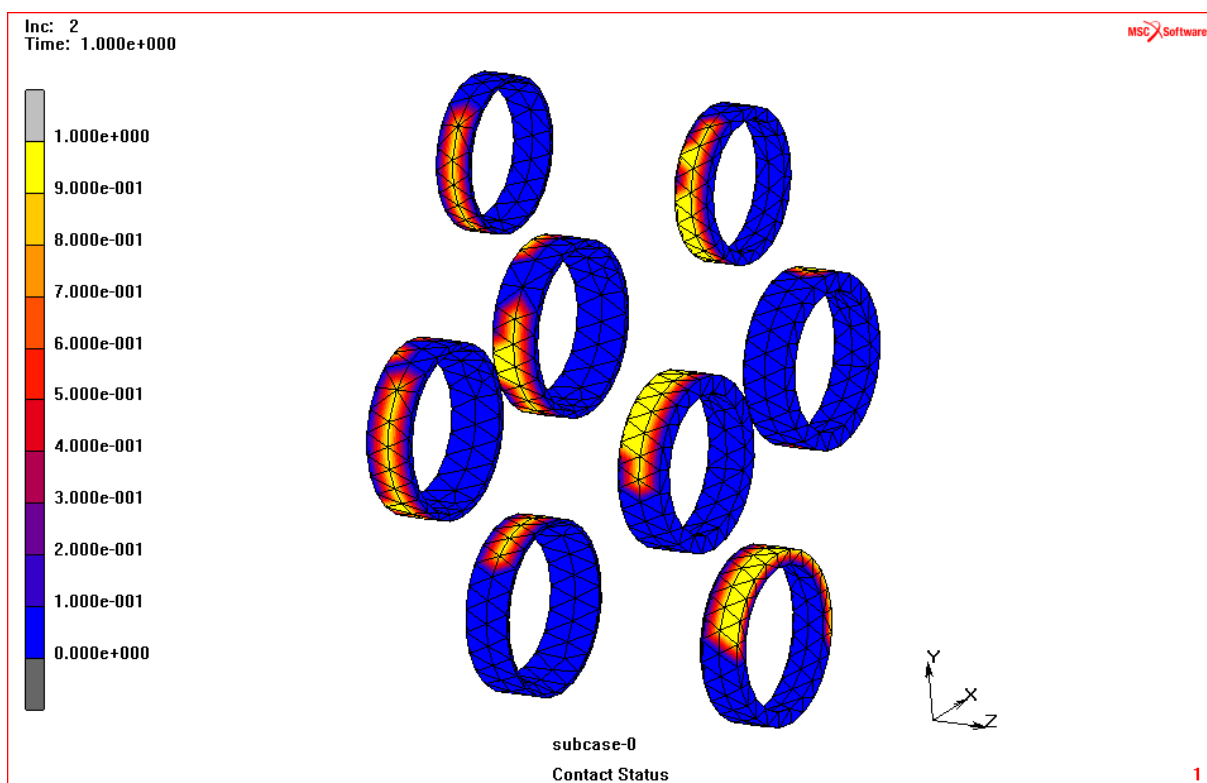
Z výše uvedených vztahů je zřejmé, že součást vyhovuje, jestliže v každém bodě platí, že bezpečnosti k_k jsou dostatečně velké a vždy $k_k > 1$. Přitom dostatečná velikost je dána komplexním posouzením řešeného případu a zkušenostmi. Vzhledem k tomu, že mezní stav tvárného porušení následuje až za mezním stavem pružnosti, je jistá rezerva v plastické oblasti. Proto bývá bezpečnost $k_k = 1,5 \div 3$.



V jednotlivých bodech tělesa jsou bezpečnosti různé. Bod tělesa, v němž je bezpečnost minimální, označuje jako nebezpečný bod. Nebezpečné body mohou být izolované nebo mohou tvořit geometrické útvary. [2]

4.1 PRVNÍ ZÁTĚŽNÝ STAV

Tento zátěžný stav řeší namáhání skříně silami od obvodové, radiální a axiální síly v místě dotyku páru ozubených kol, které působí na obě poloviny skříně reakcemi v ložiscích. Způsob zavedení sil do skříně byl popsán v kapitole 3.3.4 a zadání kontaktu v kapitole 3.3.6. Výsledky na obrázku 40 znázorňují kontaktní plochy vnějších kroužků ložisek. Prostřednictvím těchto ploch se přenáší zatížení do skříně přidavné převodovky. Výsledky vyplývají ze směrů zatížení, které jsou popsány v kapitole 2. Směr jízdy vozidla je v kladném směru osy z, vnější kroužky ložisek v pravé části obrázku jsou umístěny v přední polovině skříně a vnější kroužky v levé části obrázku v zadní polovině skříně. Spodní kroužky jsou součástí výstupní hřídele a kroužky v horní části obrázku jsou součástí vstupní hřídele.

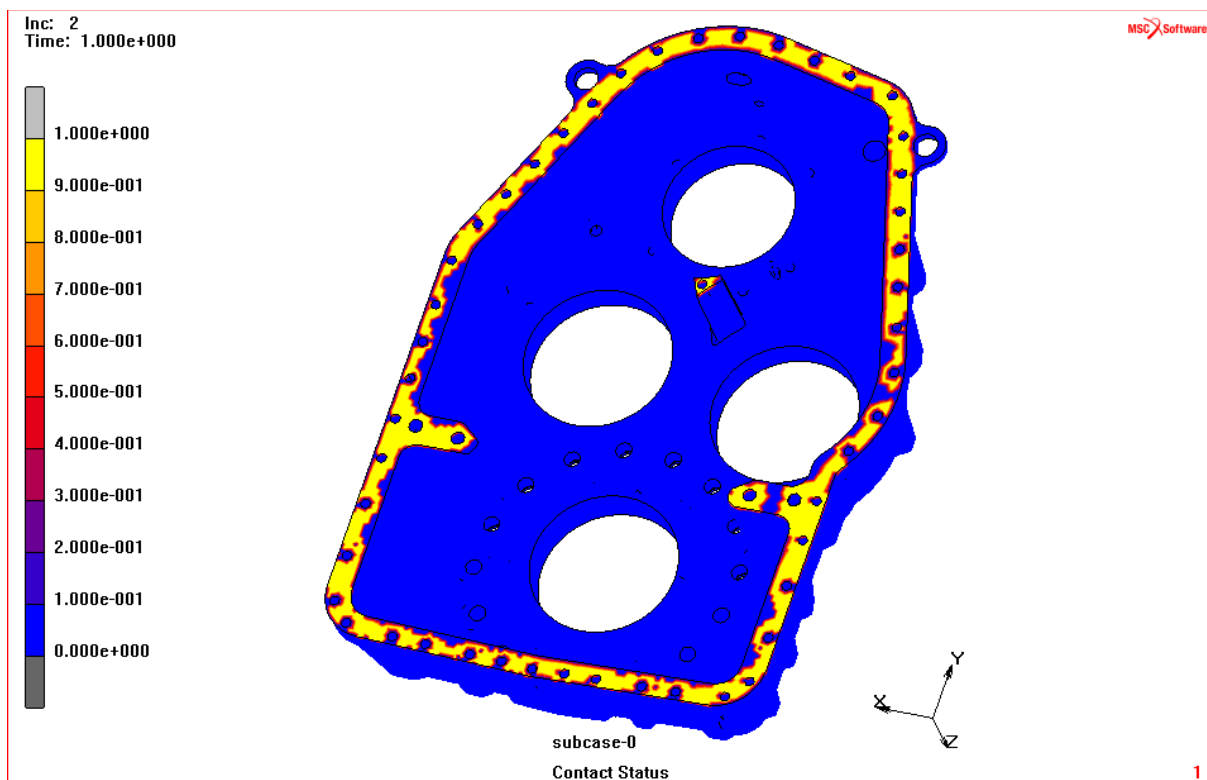


Obr. 40 Kontakt vnějších kroužků se skříní přidavného převodu



4.1.1 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ KONTAKTU

Výsledky kontaktu v dělicí rovině skříně přídavného převodu jsou takové, že v oblasti předlohové hřídele 1 a předlohové hřídele 2 dojde ke ztrátě části kontaktu, avšak není to ztráta po celé šířce dosedací plochy. Z tohoto výsledku vyplývá, že nedojde k odpoutání jedné poloviny skříně přídavného převodu vůči druhé polovině skříně po celé šířce dosedací plochy.

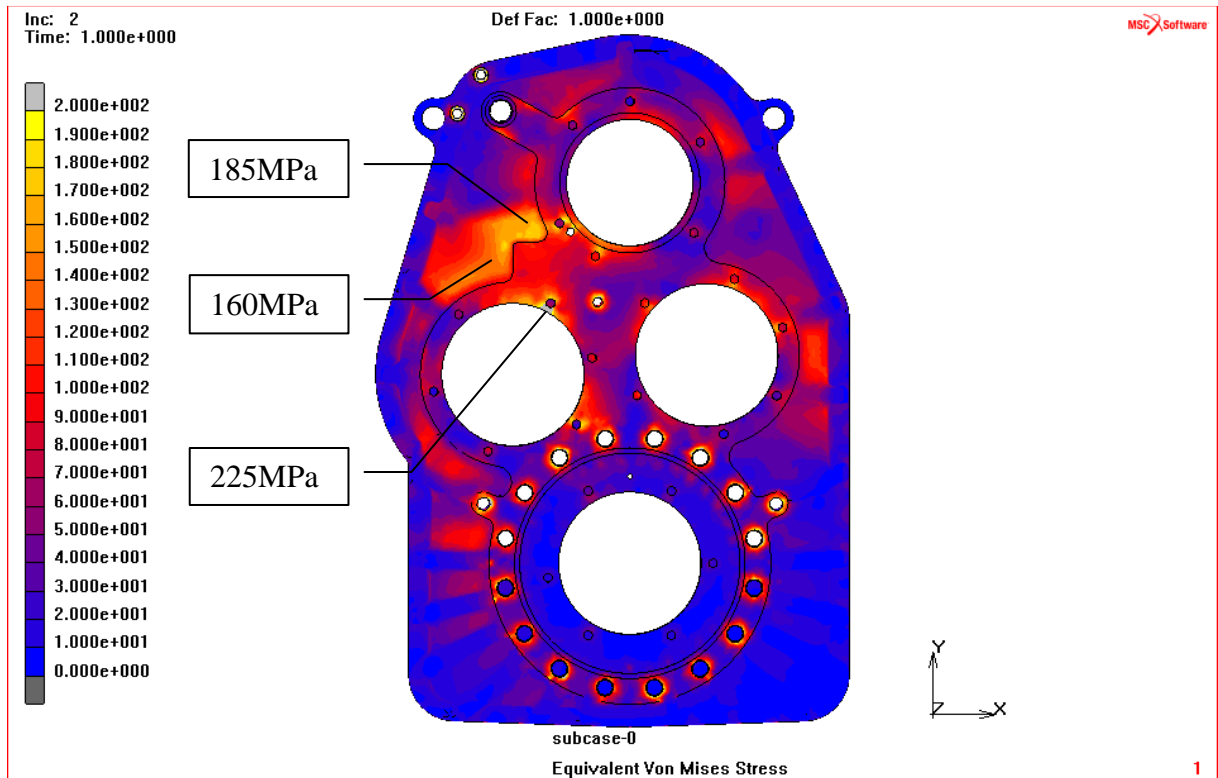


Obr. 41 Kontakt status při zatížení silami od ozubení

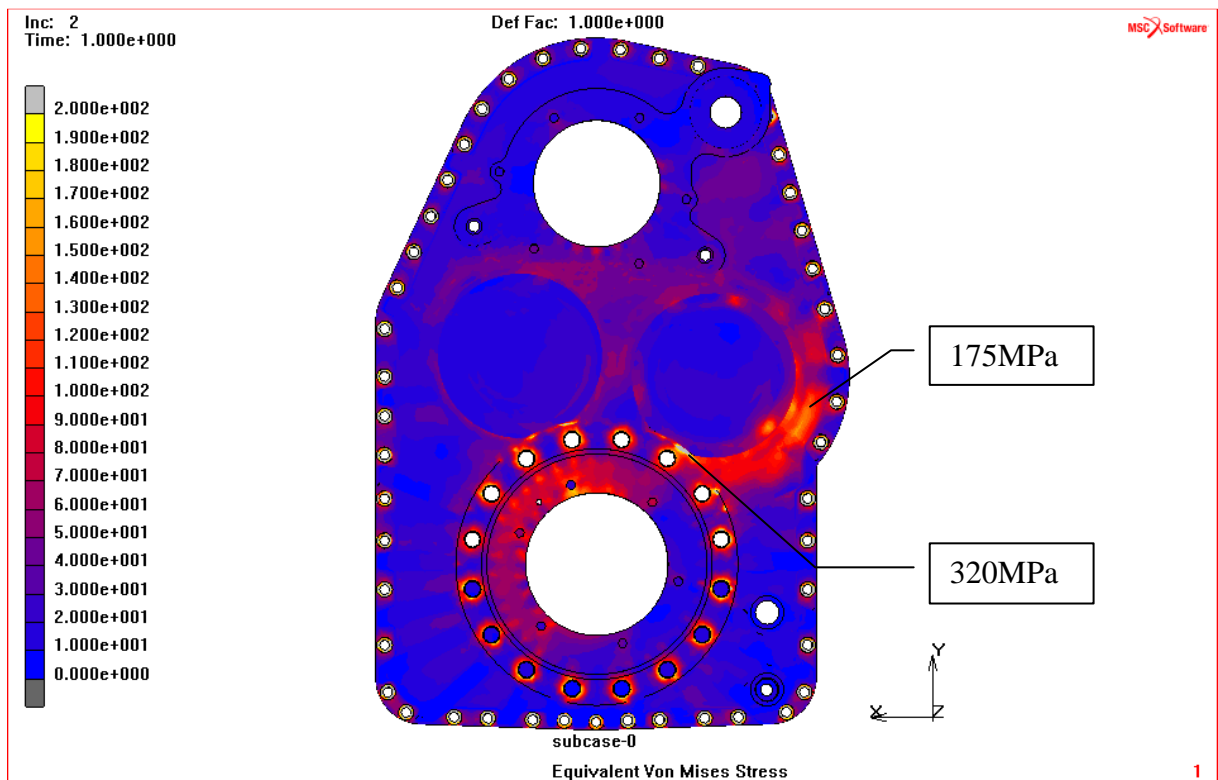
4.1.2 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ - STATICKÁ PEVNOST

Výsledky prvního zátěžného stavu dokládají, že hodnoty napětí nepřekročí mez pevnosti. V místech, kde působí největší síly od zatížení, se pohybují hodnoty napětí v rozsahu **140-225 MPa**. Porovnáním tohoto redukovaného napětí vůči mezi kluzu dostaneme koeficient bezpečnosti $k = 1.42$. V těchto místech nevzniknou plastické deformace. Ovšem je potřeba brát v úvahu, že v určitých částech modelu vznikají špičky napětí, které překračují mez kluzu. Tyto místa jsou potenciálně nebezpečná z důvodu tvorby plastických deformací a možného následného porušení. Jedna oblast je zobrazena na obrázku 44, jedná se o patu žebra, které spojuje obě poloviny skříně. Tato špička napětí je ovlivněna geometrií a ostrým přechodem tvaru žebra. V této oblasti se vyskytuje napětí o velikosti **310 MPa**. Další nebezpečné místo je mezi nálitkem pro ložisko a přírubou. Toto místo je tvarově složité a špička napětí v tomto místě dosahuje hodnoty **320 MPa**. Tato napěťová špička je částečně ovlivněna kvalitou a velikostí použitých prvků sítě ve výpočtovém modelu.

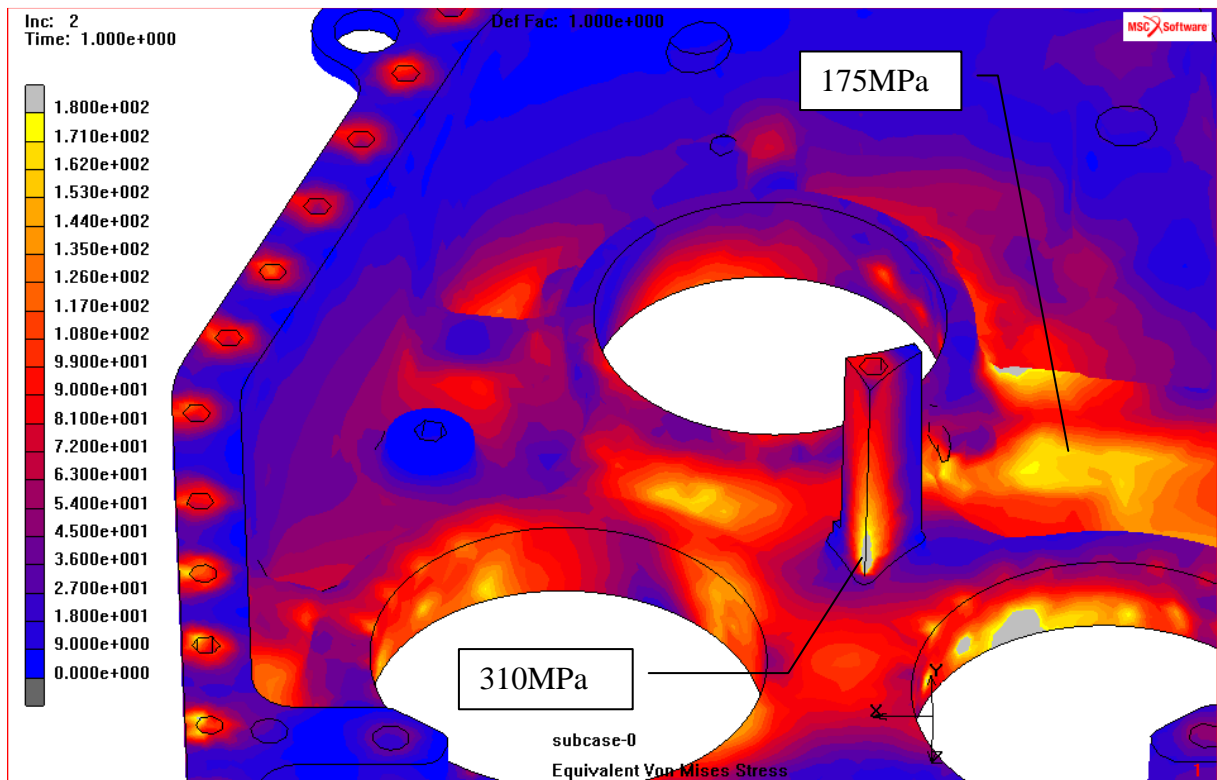
V blízkém okolí děr pro šrouby vznikají také špičky napětí, tyto hodnoty napětí jsou ovlivněny způsobem nahrazení šroubů, v reálném případě budou tyto hodnoty napětí nižší. Napětí, které se vyskytuje na vnějších kroužcích ložisek, je pro naše výsledky nezajímavé, a proto nebude uváděno. Vnější kroužky sloužily pouze pro zavedení sil do skříně. Výsledky na centrální nosné rouře jsou součástí přílohy C, zde jsou hodnoty napětí v rozmezí **95-130 MPa**.



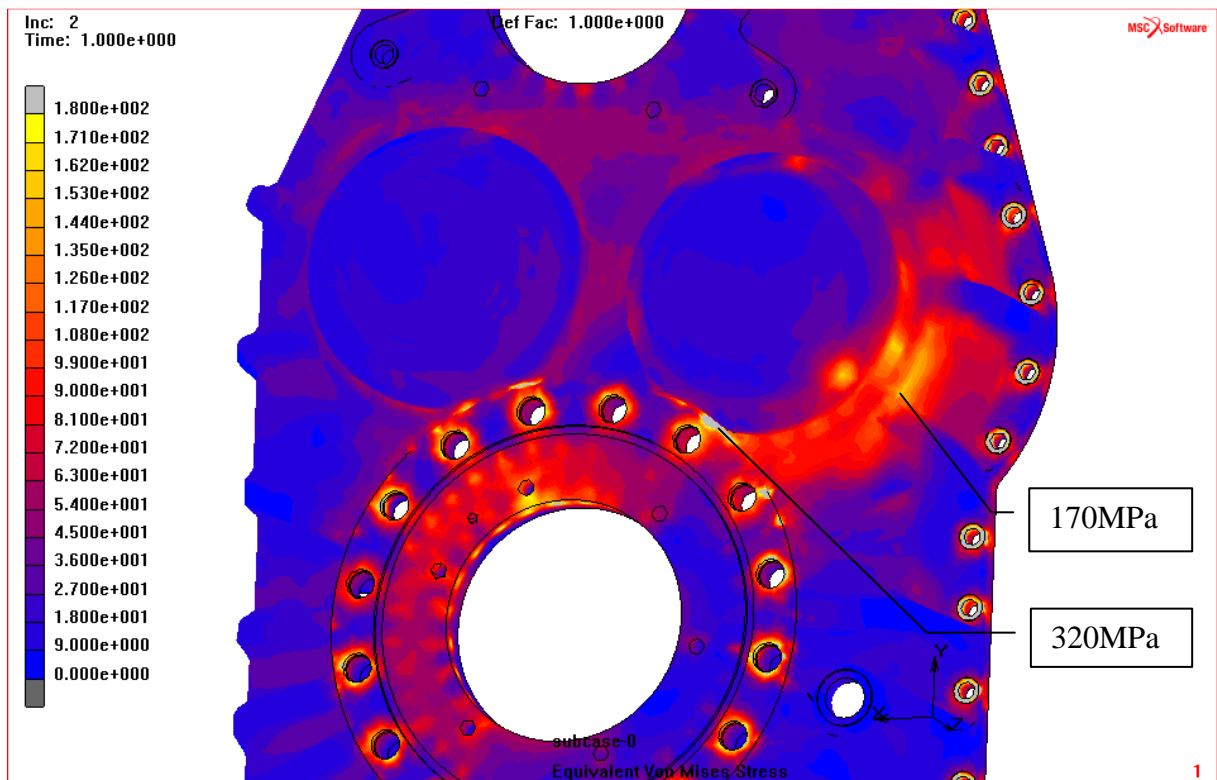
Obr. 42 Napětí-HMH; přední polovina skříně; max. napětí 225 MPa; stupnice 0-200 MPa; faktor deformace 1



Obr. 43 Napětí-HMH; zadní polovina skříně; max. napětí 320 MPa; stupnice 0-200 MPa; faktor deformace 1



Obr. 44 Napětí-HMH; přední polovina skříňě-detail; max. napětí 310 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1

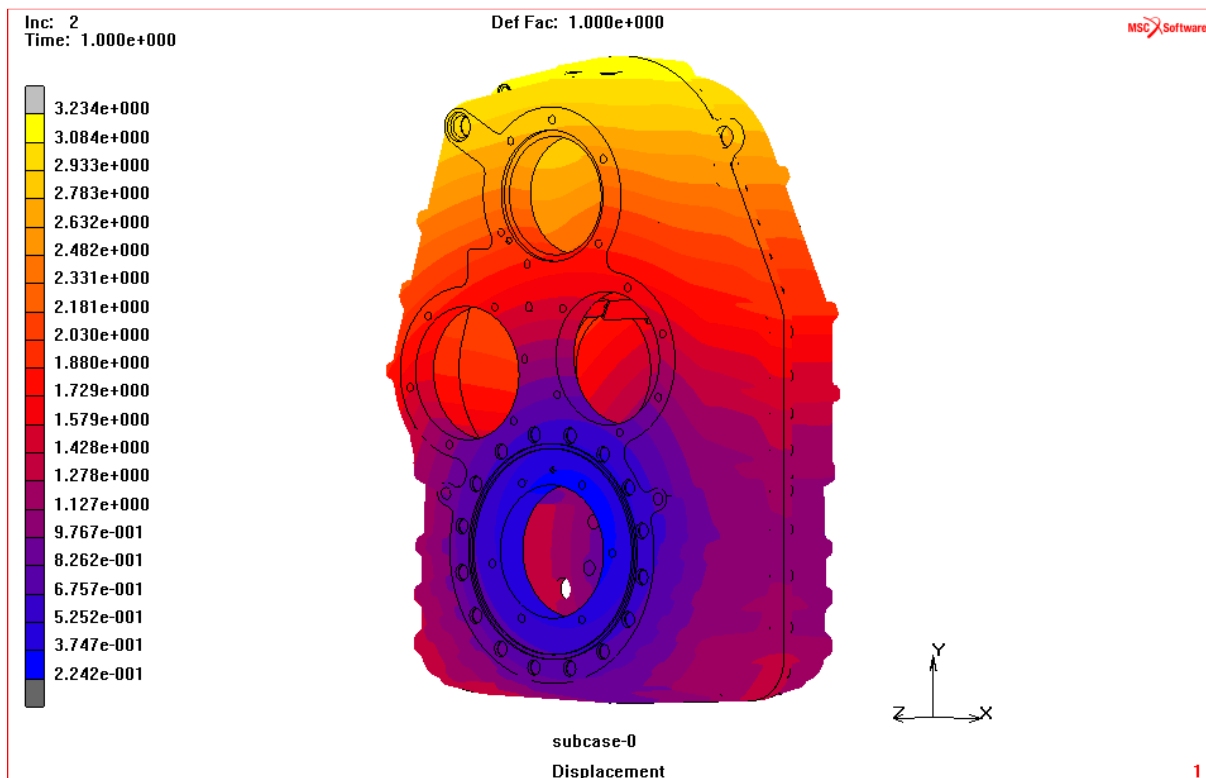


Obr. 45 Napětí-HMH; zadní polovina skříňě-detail; max. napětí 320 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1



4.1.3 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ – VELIKOST DEFORMACE

Na obrázku 46 je zobrazen výsledek deformací ve všech třech osách (displacement). Největší hodnota deformace je v horní části skříně. Tato deformace je dána způsobem deformování sestavy po plném zatížení. Nejmenší hodnoty deformací jsou v okolí dosedací plochy příruby centrální nosné roury. Průběh deformací je zřejmý z přílohy D, kde jsou popsány deformace pro každý směr se zobrazenou padesáti násobnou deformací vůči nedeformovanému stavu.



Obr. 46 Velikost deformace skříně; stupnice 0,22-3,23 mm; faktor deformace 1

Porovnáním deformací v místech, kde došlo k částečné ztrátě kontaktu, můžeme určit vzdálenost vzájemného odpoutání obou polovin skříně. Tato velikost oddálení je měřena na vnitřní hraně dosedací plochy.

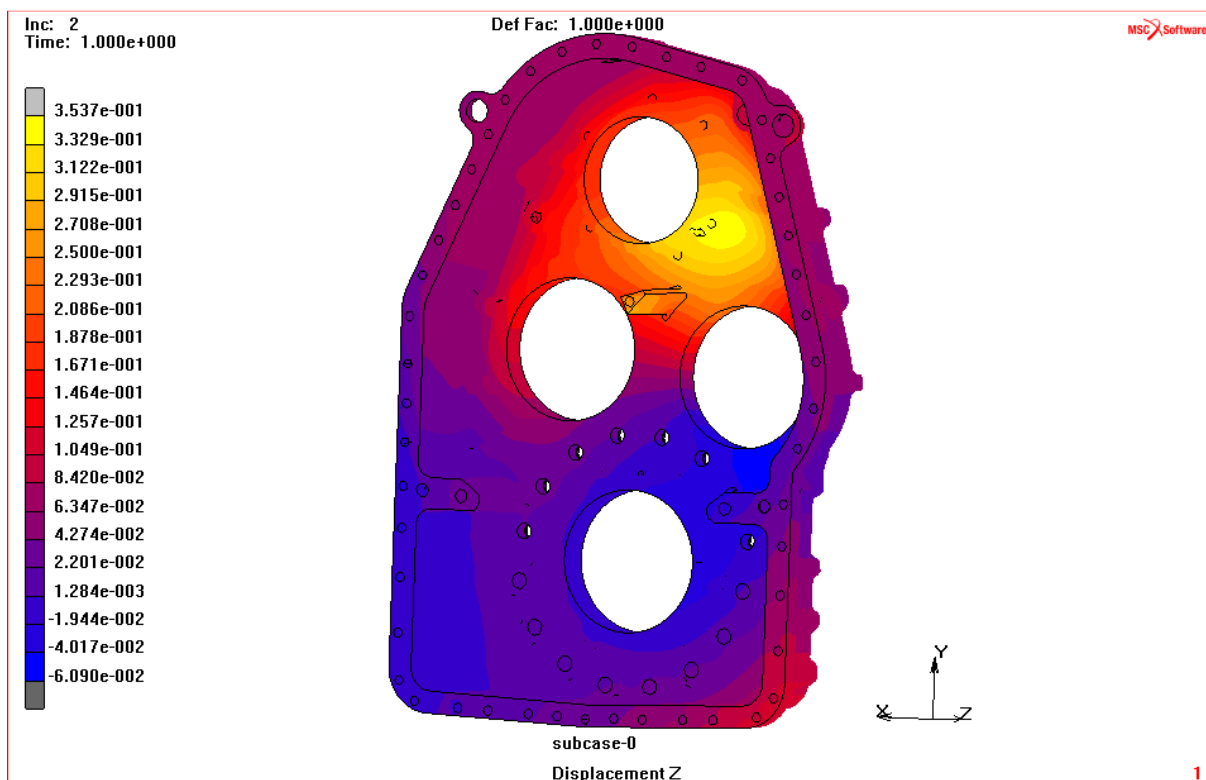
V nezátíženém stavu tzn. v čase 0 při zavádění sil do skříně je velikost deformace **0mm**. V tomto případě se obě poloviny dotýkají ideálně a velikost oddálení obou polovin skříně je 0 mm. Toto platí pro všechny tři zátěžné stavy. Po plném zatížení v čase 1 jsou hodnoty deformací respektive posunutí uvedeny pro každou stranu skříně zvlášť. Rozdělení na pravou a levou stranu vychází z obrázku 41 kdy na levé straně je vidět větší ztráta kontaktu.

V případě pravé části je velikost posunutí jedné dosedací plochy vůči druhé ve směru z o **0,005mm**. V úvahu je brána vnitřní hrana dosedací plochy příslušné poloviny skříně.

V případě levé části je velikost posunutí jedné dosedací plochy vůči druhé ve směru z o **0,002mm**. V úvahu je brána vnitřní hrana dosedací plochy příslušné poloviny skříně.



V oblasti uložení vstupní hřídele je velikost deformace ve směru z (směr jízdy vozidla) na přední polovině skříně **0,35mm**. Na zadní polovině skříně je maximální velikost deformace opět v místě uložení vstupní hřídele **0,24mm**. Deformace jsou způsobeny reakcemi v ložiscích. Na přední polovinu skříně působí axiální síla, která se opírá do víka ložiska to je spojeno se skříní pomocí šesti šroubů M12. Největší deformace je v místě šroubu a mazacího kanálku na přední polovině skříně.



Obr. 47 Velikost deformace přední poloviny skříně; stupnice -0,06-0,35 mm; faktor deformace 1

Shrnutí výsledků hodnot deformačně napjatostní analýzy pro první zátěžný stav – zatížení silami od ozubení, je provedeno v tabulce 1. V tabulce nejsou uvedeny špičky napětí.

Tab. 1 Výsledky první zátěžný stav

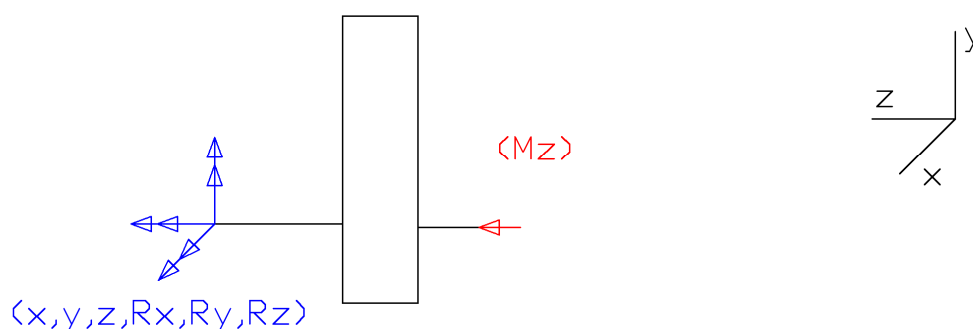
	SKRIN_P	SKRIN_Z	CNR_P	CNR_Z
MAX. napětí dle HMM [MPa]	225	175	115	70
MAX. deformace [mm]	3,13	3,13	0,86	0,95
MAX. deformace x [mm]	-3,22	-3,22	0,73	0,70
MAX. deformace y [mm]	-1,71	-1,71	-0,92	-0,65
MAX. deformace z [mm]	0,35	0,24	-0,04	-0,03

Maximální napětí se nachází v místech působení vnějších kroužků ložisek. U přední poloviny skříně je to uložení vstupní hřídele. U zadní poloviny skříně to jsou 2. předlohová a výstupní hřídel. Výsledky jsou součástí přílohy F.



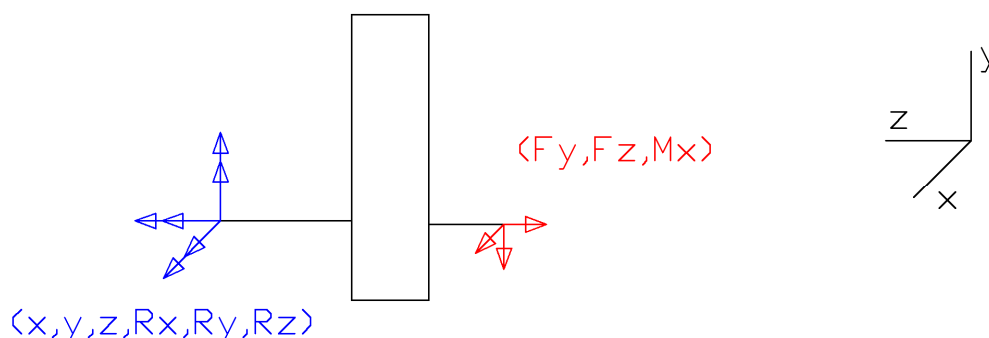
4.2 DRUHÝ ZÁTĚŽNÝ STAV

V druhém zátěžném stavu je řešeno zatížení skříně od nosné struktury. Hodnoty zatížení jsou poskytnuty společností TATRA a.s. a jsou aplikovány na připravený výpočtový model. V tomto stavu se už na zatížení skříně nepodílí síly v ozubení, proto je model upraven tak, že jsou odstraněny vnější kroužky ložisek a zkrácena centrální nosná roura, na kterou jsou přímo zadány okrajové podmínky. Délka nosné roury je 300mm. Toto zadání je schematicky naznačeno na obrázku 48, pro zatížení krutem je zadána hodnota kroutícího momentu okolo osy z. Kroutící moment má hodnotu $M_z = 75000\text{Nm}$.



Obr. 48 Schéma zatížení krutem

Zatížení silami od nosné struktury, které vyvolává ohybové zatížení, je schematicky uvedeno na obrázku 49. V tomto stavu je zadán kroutící moment okolo osy x a síly působící v záporném směru y a z. Hodnoty sil jsou $F_y = -34378\text{N}$, $F_z = -203000\text{N}$. Hodnota kroutícího momentu je $M_x = 55729\text{Nm}$.

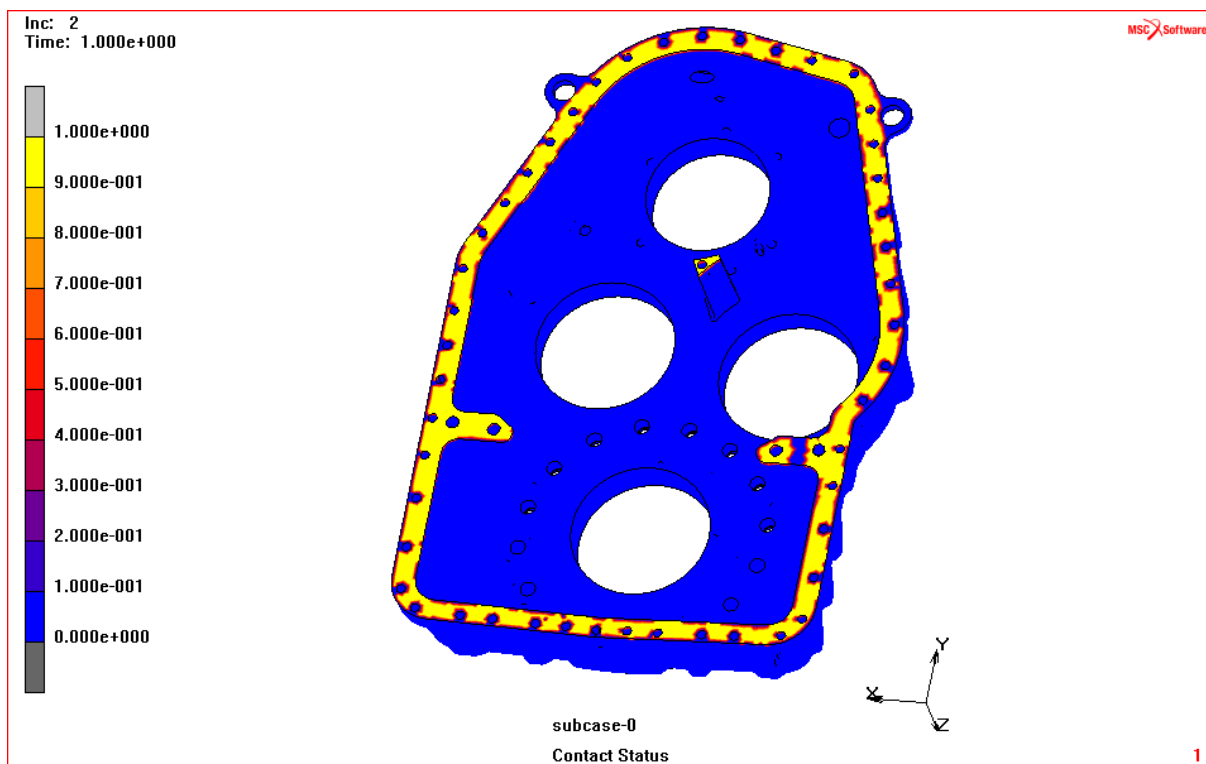


Obr. 49 Schéma zatížení ohybem



4.2.1 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ KONTAKTU - ZATÍŽENÍ KRUTEM

Výsledky kontaktu při zatížení krutem jsou nejpříznivější z pohledu ztráty kontaktních ploch. V tomto stavu je kontakt prakticky stejný jako v nezatíženém stavu. Nedochází k vzájemnému odpoutání polovin skříně, obě poloviny skříně přídatného převodu se dotýkají téměř v celé šířce dosedací plochy.



Obr. 50 Kontakt status při zatížení krutem

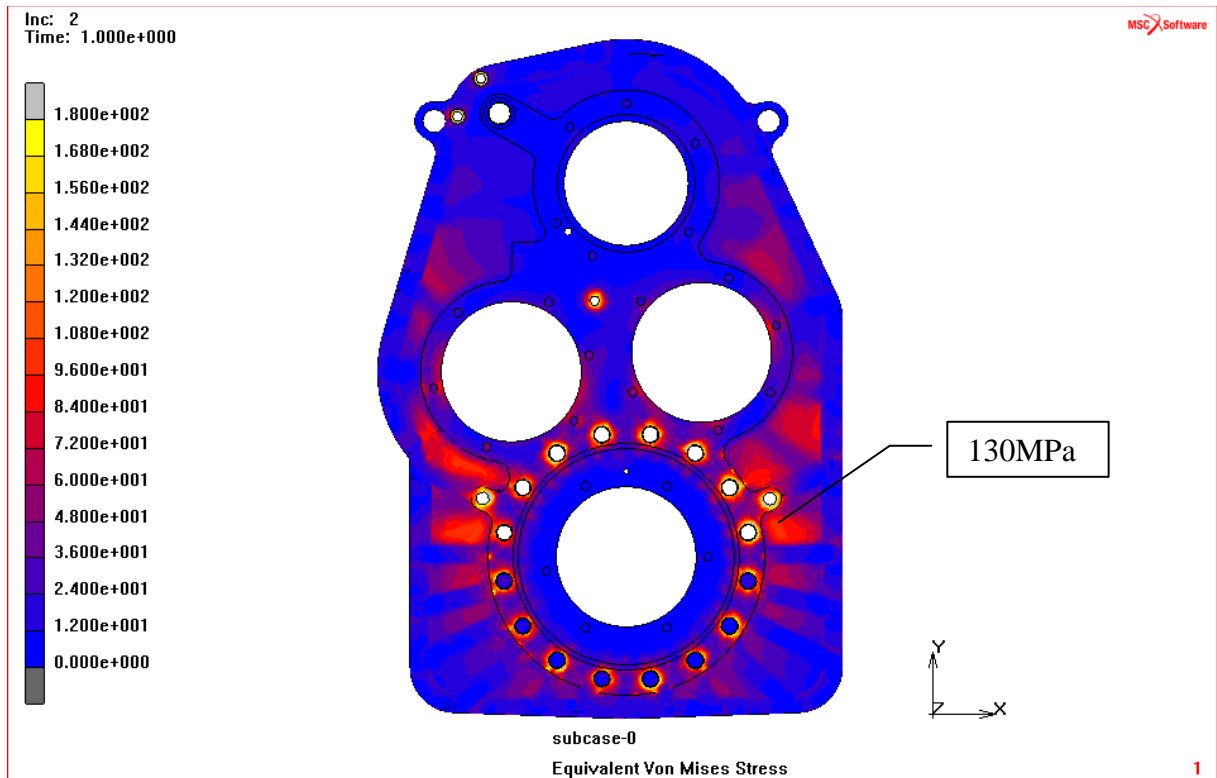
4.2.2 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ – STATICKÁ PEVNOST – ZATÍŽENÍ KRUTEM

V případě zatížení krutem jsou špičky redukovaného napětí v oblastech žeber, přes které jsou prošroubovány obě poloviny skříně. V těchto místech je redukované napětí **185MPa** splňuje tak bezpečně podmínku pro vznik plastické deformace. Porovnáním tohoto redukovaného napětí vůči mezi kluzu dostaneme koeficient bezpečnosti **k = 1,73**.

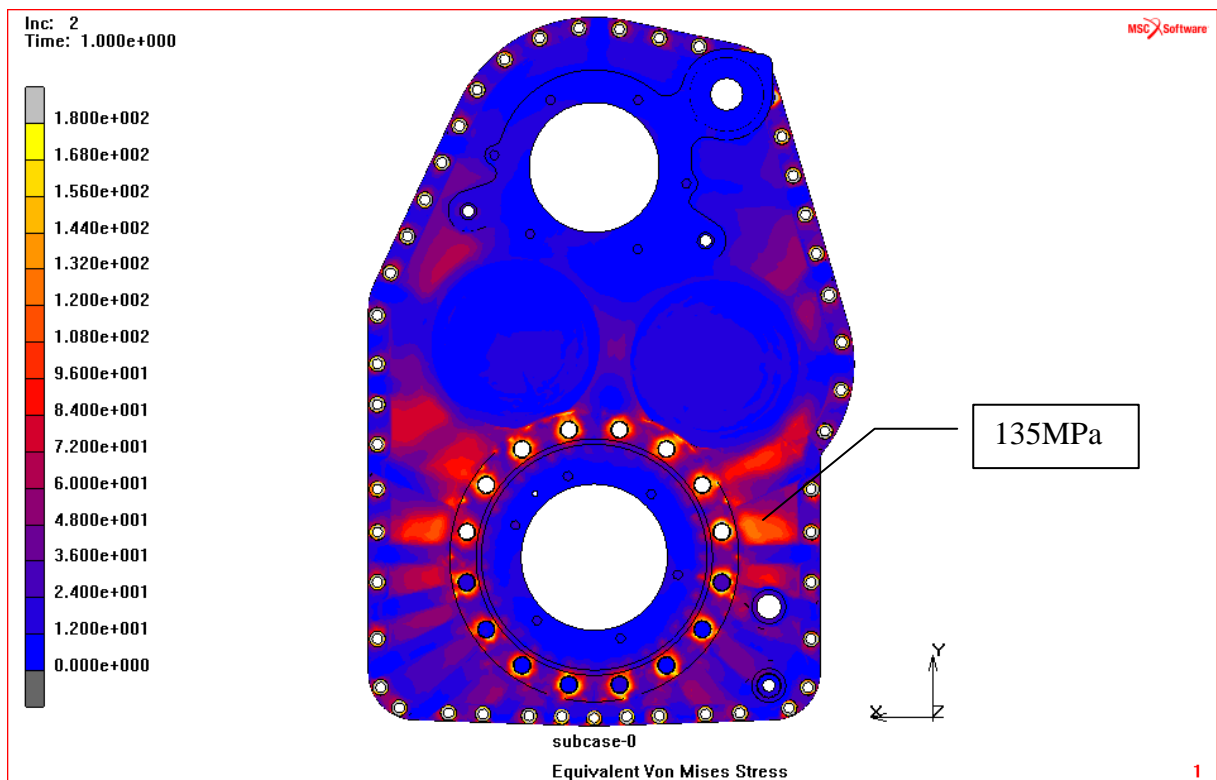
Další místa, která jsou při tomto zátěžném stavu namáhána, se nacházejí na obou polovinách skříně okolo vrchní poloviny příruby pro centrální nosnou rouru. V této oblasti je napětí v rozsahu **100-135 MPa**. Místa jsou vhodně vyztužena žebry a tím je dosaženo hodnot napětí, které jsou plně v souladu s materiálovými vlastnostmi tak, že nebude docházet k vznikům plastické deformace. Koeficient bezpečnosti pro tuto oblast je **k = 2,91**.

Z pohledu zatížení krutem se největší napětí nachází na centrální nosné rouře kde rozloženo napětí o hodnotě **170MPa**. Splňuje tak podmínku vzniku plastických deformací dle HMM. Tyto výsledky jsou součástí přílohy C.

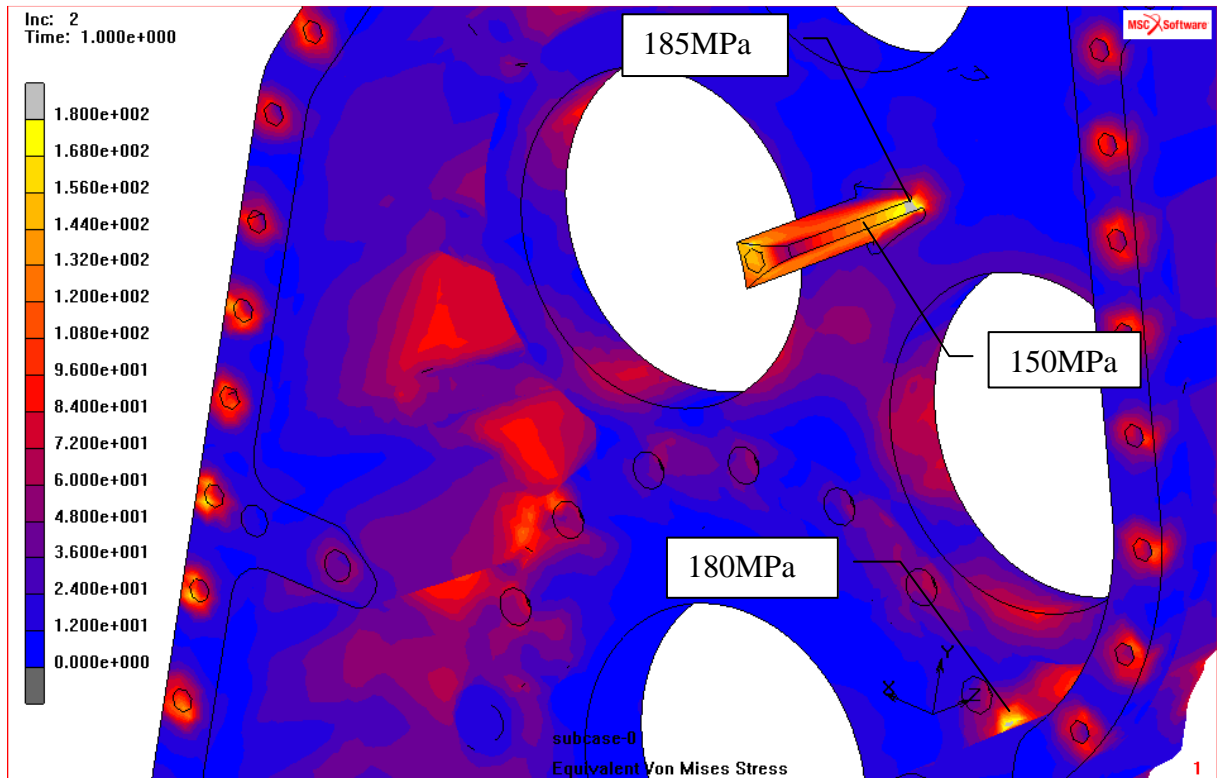
V těsné blízkosti šroubů respektive na hranách děr pro šrouby jsou špičky napětí, které jsou ovlivněny postupem při přípravě výpočtového modelu. V těchto oblastech při reálném zatížení tyto napěťové špičky nebudou.



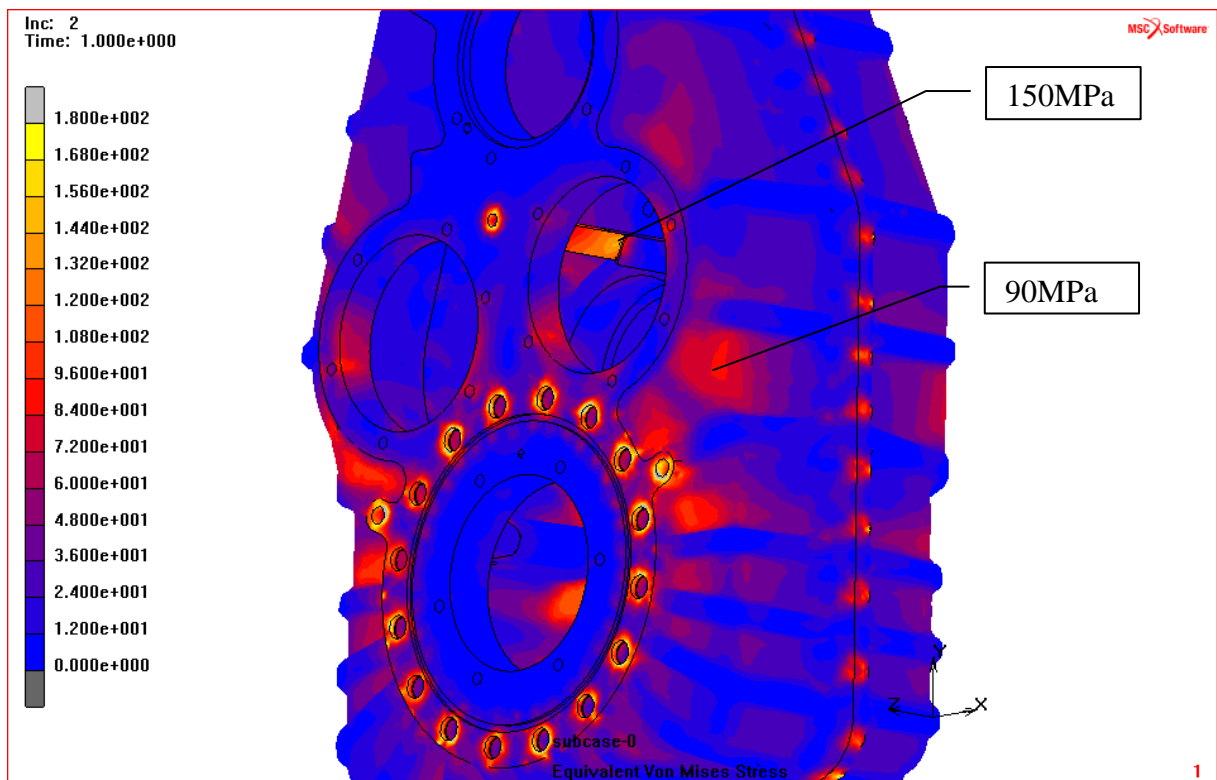
Obr. 51 Napětí-HMH; přední polovina skříně; max. napětí 130 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1



Obr. 52 Napětí-HMH; zadní polovina skříně; max. napětí 135 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1



Obr. 53 Napětí-HMH; detail přední poloviny skříňe; max. napětí 185 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1

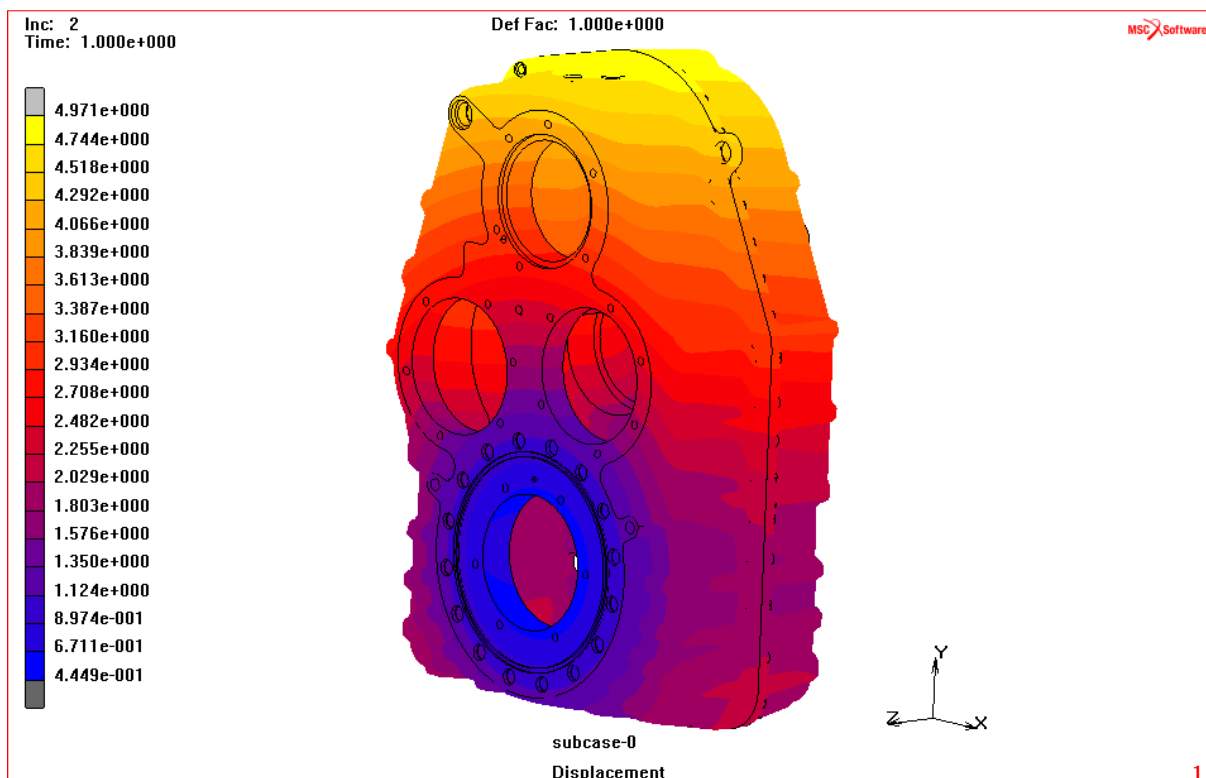


Obr. 54 Napětí-HMH; detail přední poloviny skříňe; max. napětí 150 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1



4.2.3 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ – VELIKOST DEFORMACE - ZATÍŽENÍ KRUTEM

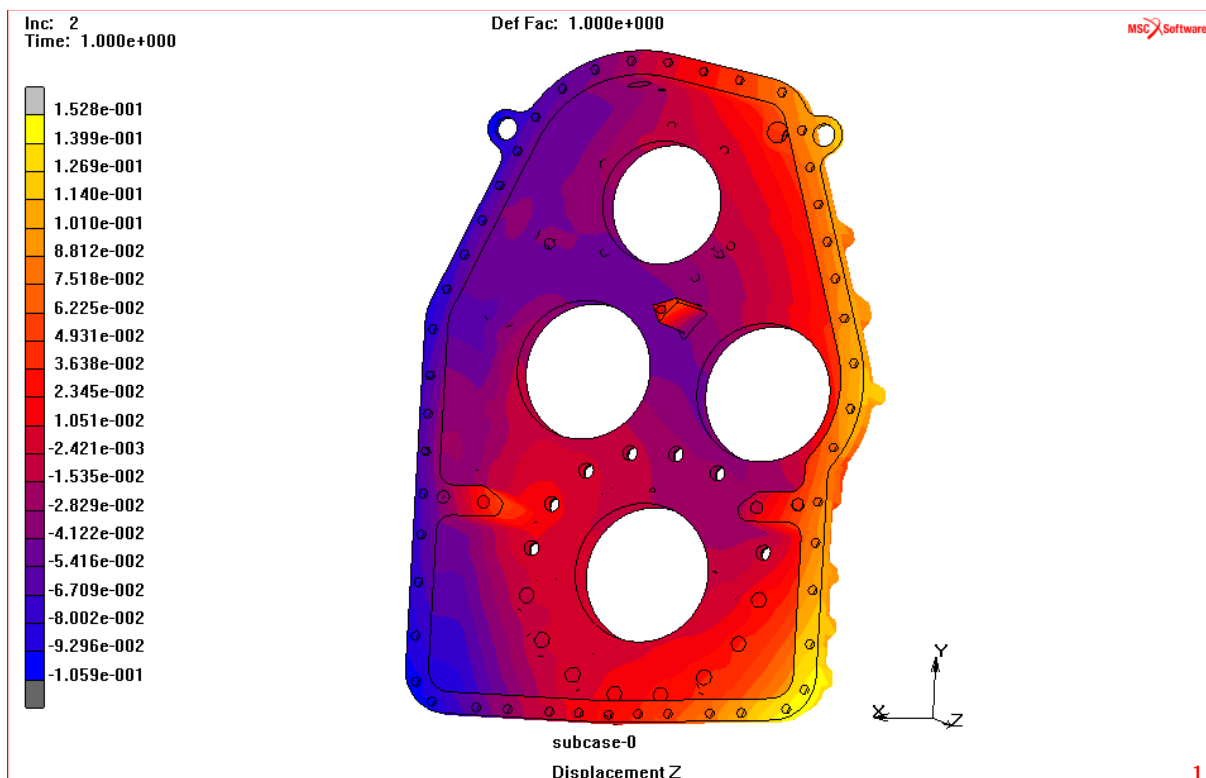
Hodnota maximální deformace pro stav zatížení skříně přídavného převodu od nosné struktury krutem je v horní části skříně o velikosti **4,97mm**. Tato hodnota představuje natočení celé sestavy (skříně a centrální nosné roury) a vyplývá ze způsobu zatížení respektive zadání okrajových podmínek, kdy je ponechána na jedné straně (na straně přední poloviny skříně) centrální nosná roura až ke skříní nápravy. Nejmenší deformace jsou v oblasti uložení výstupní hřídele. Průběh deformací v každém směru os souřadného systému je součástí přílohy D. V příloze je faktor deformace nastaven na hodnotu 50 a zároveň zobrazen i nedeformovaný stav.



Obr. 55 Velikost deformace skříně; stupnice 0,44-4,97 mm; faktor deformace 1

Z pohledu ztráty kontaktních ploch v dělicí rovině nedojde prakticky k žádné ztrátě kontaktu. Z toho důvodu není řešeno vzájemní oddálení obou polovin skříně.

Deformace přední poloviny skříně ve směru z (směr z je totožný se směrem jízdy vozidla) je znázorněna na obrázku 56. Maximální hodnota deformace pravého dolního rohu skříně je **0,145mm** a hodnota deformace levého dolního rohu skříně je **-0,11mm**. I při takových hodnotách deformace ovšem nedojde ke ztrátě kontaktu. Vzhledem k předpokladu, že v místech, kde vychází největší deformace ve směru z, bude olejová náplň. Nebude pro tento zátěžný stav představovat riziko netěsnosti převodové skříně.



Obr. 56 Velikost deformace přední poloviny skříně; stupnice -0,10-1,52mm; faktor deformace 1

Shrnutí výsledků hodnot deformačně napjatostní analýzy pro druhý zátěžný stav – zatížení silami od nosné struktury vozidla – zatížení krutem, je provedeno v tabulce 2. V tabulce nejsou uvedeny špičky napětí.

Tab. 2 Výsledky druhý zátěžný stav – zatížení krutem

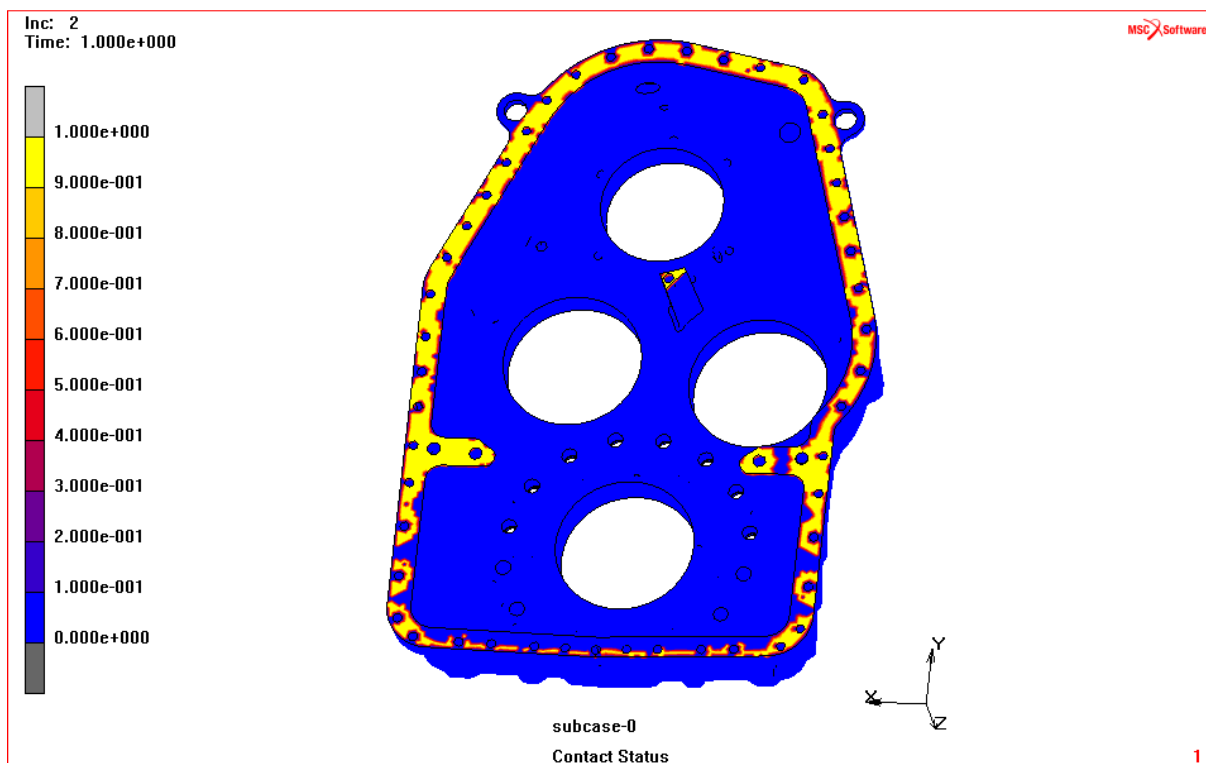
	SKRIN_P	SKRIN_Z	CNR_P	CNR_Z
MAX. napětí dle HMM [MPa]	185	135	170	170
MAX. deformace [mm]	4,8	4,8	1,15	1,50
MAX. deformace x [mm]	-4,9	-4,9	0,65	0,7
MAX. deformace y [mm]	-2,41	-2,41	1,65	1,07
MAX. deformace z [mm]	0,19	0,17	0,05	0,11

V případě zatížení od nosné struktury – krutem nedojde k překročení meze kluzu. Sestava skříně přídavné převodovky a centrálních nosných rour je navržena správně s ohledem na statickou pevnost. Zatížení krutem nezpůsobuje ztrátu kontaktu, z toho hlediska naprosto vyhovuje. Doporučení se vztahuje na výrobu respektive dokončovací úpravy na žeburu, přes které jsou obě poloviny prošroubovány, zde by měl být kladen důraz na kvalitu finálního obrobení tak aby nevznikaly ostré přechody a vruby.



4.2.4 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ KONTAKTU - ZATÍŽENÍ OHYBEM

Zatížení skříně přídavného převodu ohybem způsobí ztrátu kontaktních ploch ve spodní polovině skříně konkrétně na spodní hraně a to v takové míře, že na dosedací ploše po plném zatížení zůstává přibližně třetina kontaktní plochy oproti nezatíženému stavu. V určitých místech jde lokálně o plnou ztrátu kontaktu, v těchto místech bude dále zjišťována velikost deformace. Místa kde dojde k úplné lokální ztrátě kontaktu, jsou nad hladinou oleje, ovšem spodní hrana kde dochází také k velké ztrátě kontaktu je pod hladinou a mohla by tak způsobovat netěsnost přídavné převodovky. Tato oblast je dále řešena s ohledem na velikost deformací v oblasti spodní hrany.



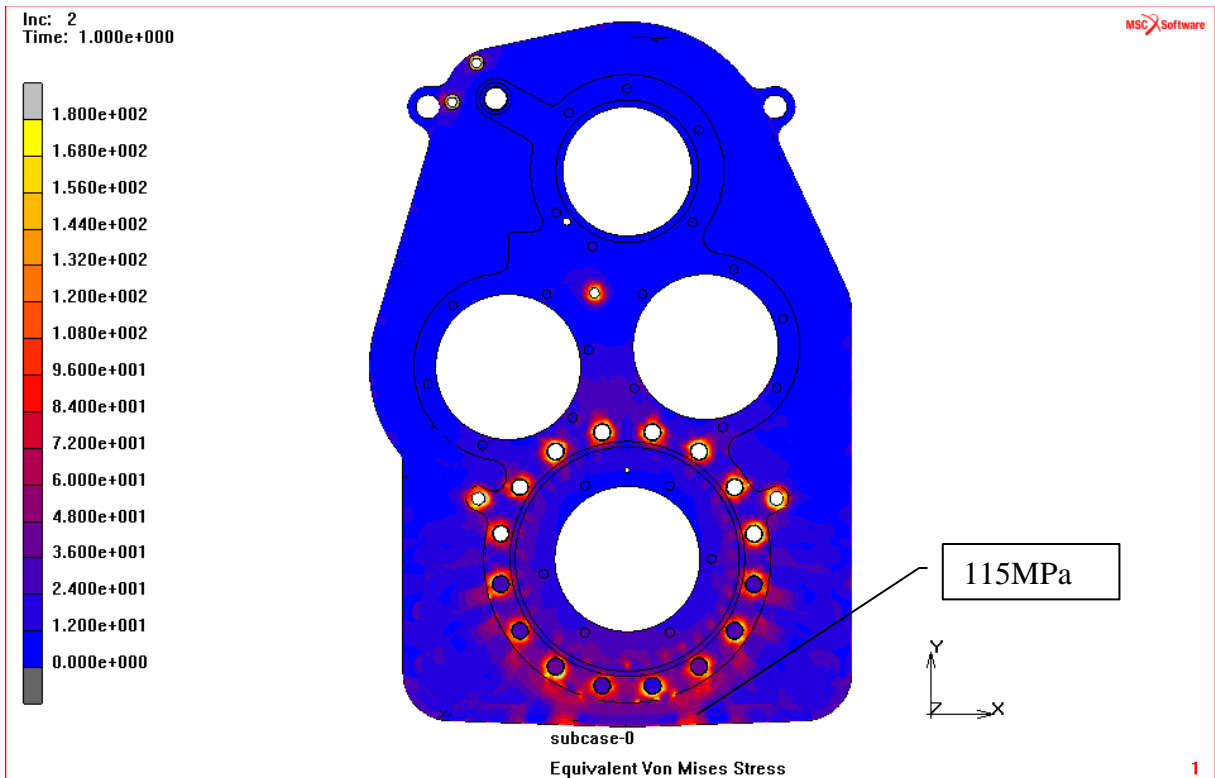
Obr. 57 Kontakt status při zatížení ohybem

4.2.5 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ – STATICKÁ PEVNOST – ZATÍŽENÍ OHYBEM

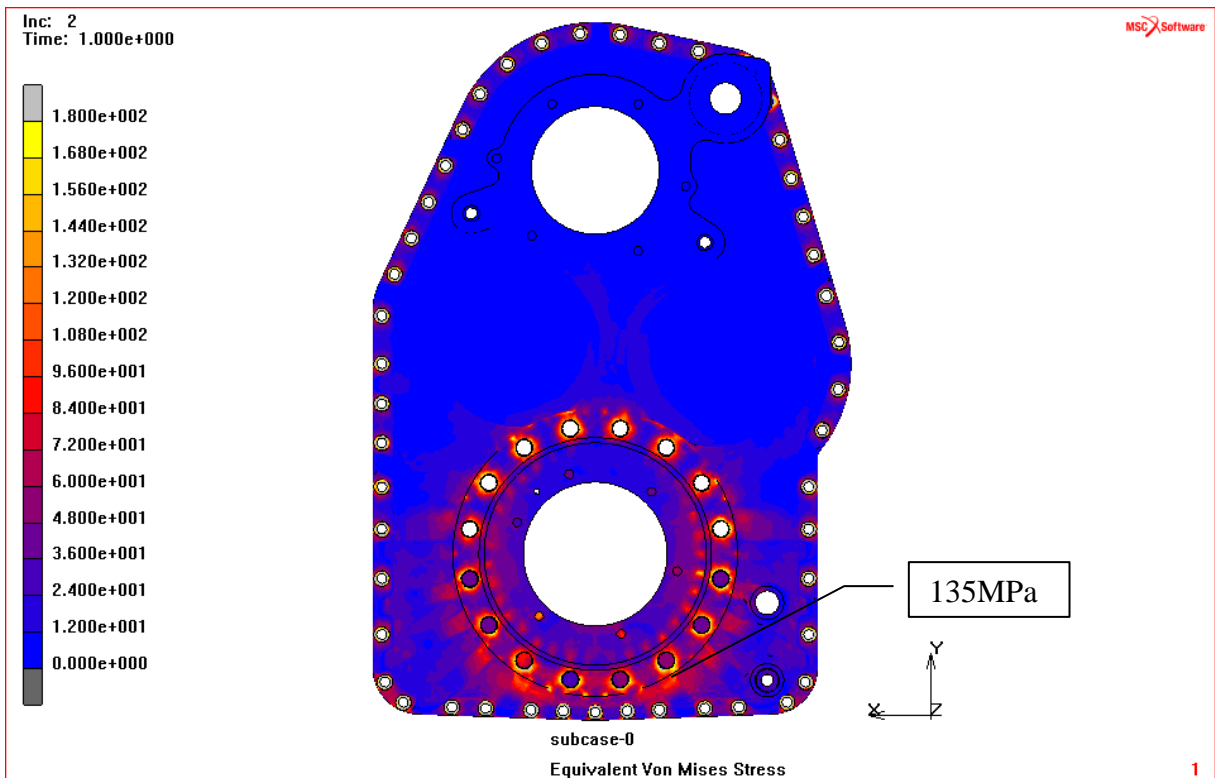
Zatížení ohybem namáhá především spodní část skříně přídavného převodu. Špičky napětí jsou v okolí šroubových spojů, kde je redukované napětí **165MPa**. Při tomto napětí nevzniknou v materiálu plastické deformace, je tak splněna podmínka plasticity dle HMM.

Další místo, kde je lokálně vyšší hodnota napětí, je žebro spojující obě poloviny skříně. Především žebro, které je součástí přední poloviny skříně, zde je redukované napětí **170MPa**. Z pohledu statické pevnosti a porovnání vzhledem smluvní mezi kluzu tato část vyhovuje.

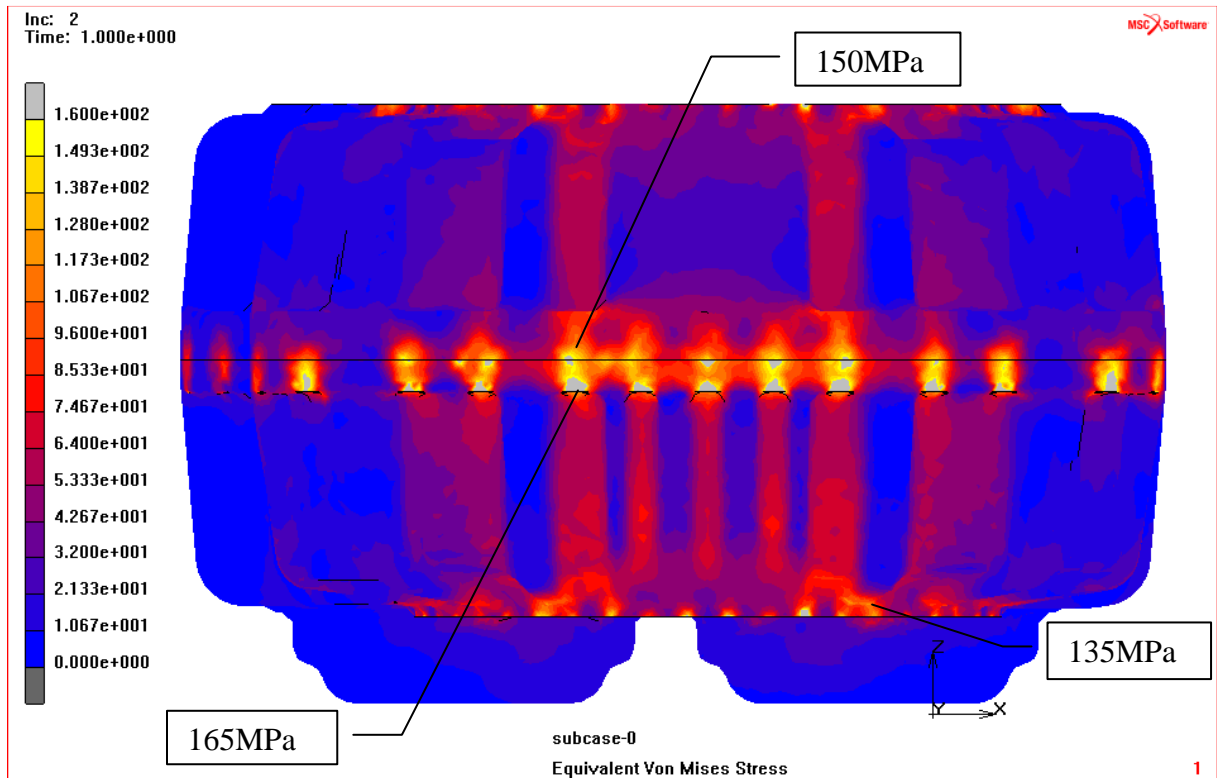
V příloze C je výsledek hodnot rozložení napětí na centrální nosné rouře špičky napětí v blízkém okolí příruby mají velikost **210 MPa**. Z hlediska podmínky HMM je toto napětí v pořádku a součinitel bezpečnosti **k = 1,52**.



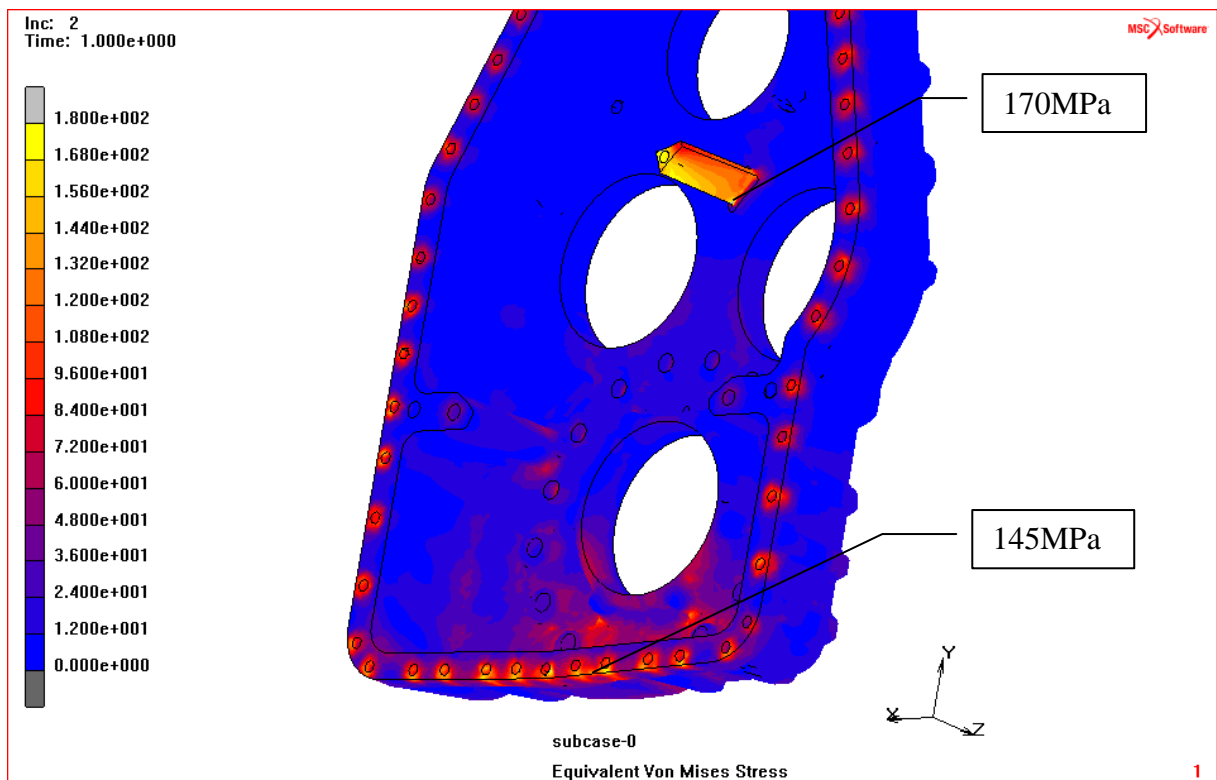
Obr. 58 Napětí-HMH; přední polovina skříně; max. napětí 180 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1



Obr. 59 Napětí-HMH; zadní polovina skříně; max. napětí 135 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1



Obr. 60 Napětí-HMH; spodní pohled na skříň; max. napětí 165 MPa; stupnice 0-160 MPa; faktor deformace 1

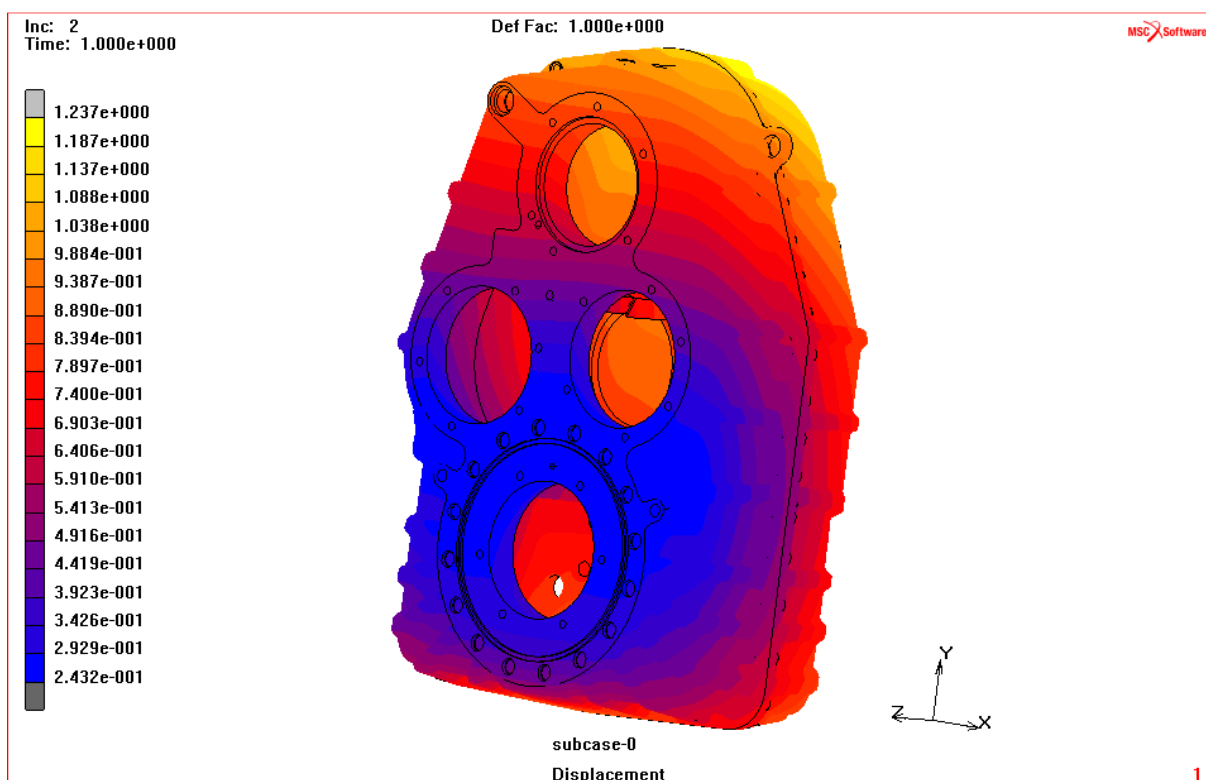


Obr. 61 Napětí-HMH; přední polovina skříňe - žebro; max. napětí 170 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace 1



4.2.6 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ – VELIKOST DEFORMACE – ZATÍŽENÍ OHYBEM

Při zatížení od nosné struktury vozidla ohybem dochází k největší deformaci proti výchozímu nezdeformovanému stavu v horní oblasti skříně na zadní polovině. V této oblasti je deformace **1,20 mm**. Nejmenší deformace je na přední polovině skříně v oblasti uložení výstupního hřídele. Hodnota deformace v této oblasti je **0,28 mm**. Výsledky deformací v každém směru jsou součástí přílohy D. V této příloze je zobrazena deformace padesátinásobně, vůči počátečnímu nezdeformovanému stavu.

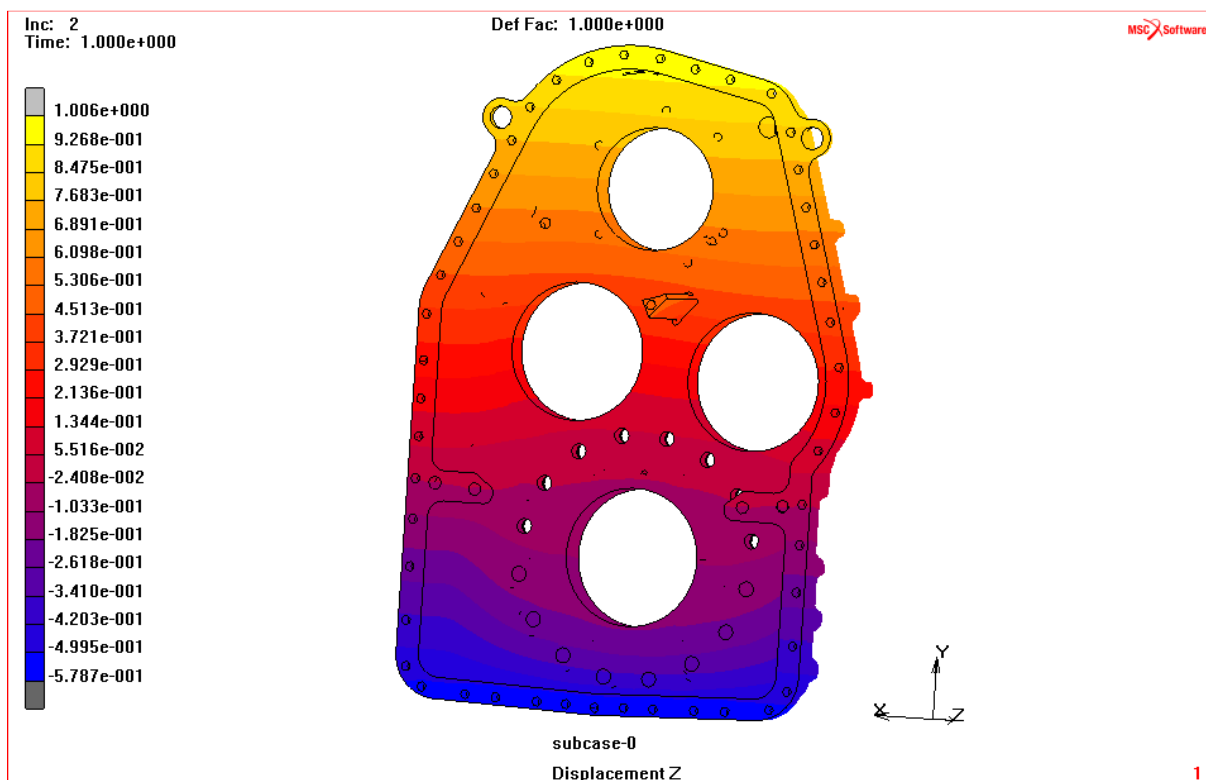


Obr. 62 Velikost deformace skříně; stupnice 0,24-1,24 mm; faktor deformace 1

Z výsledků kontakt statusu je zřejmé, že při zatížení ohybem dojde k největší ztrátě kontaktu ve spodní části skříně. V této oblasti nejsou největší hodnoty deformací ve směru z (shodný se směrem jízdy vozidla), ale je rozdílný průběh deformace přední a zadní poloviny skříně viz příloha E. Z tohoto důvodu jsou dále zjištěny hodnoty vzájemného posunutí vnitřních hran přední a zadní poloviny skříně vůči sobě.

Hodnota deformace ve směru z přední poloviny skříně v oblasti spodní vnitřní hrany má velikost **-0,5mm**.

Z výsledků jsou odečteny hodnoty deformací pro hranu přední poloviny skříně a zadní polovinu skříně. Pokud vezmeme v úvahu velikost deformace na vnitřní hraně zadní poloviny skříně a odečteme velikost deformace přední poloviny skříně, dostaneme hodnotu posunutí hran o **0,036mm**. Tato hodnota odpovídá velikosti odpoutání přední poloviny skříně vůči zadní polovině skříně přídavné převodovky, ale pouze na vnitřní hraně v oblasti s největší deformací. Průběh deformace na vnitřní hraně dané poloviny skříně je graficky proveden v příloze E.



Obr. 63 Velikost deformace přední polovina skříně; stupnice $-0,57-1,00\text{mm}$; faktor deformace 1

Shrnutí výsledků hodnot deformačně napjatostní analýzy pro druhý zátěžný stav – zatížení silami od nosné struktury vozidla – zatížení ohybem, je provedeno v tabulce 3 v tabulce nejsou uvedeny špičky napětí.

Tab. 3 Výsledky druhý zátěžný stav – zatížení ohybem

	SKRIN_P	SKRIN_Z	CNR_P	CNR_Z
MAX. napětí dle HMH [MPa]	170	135	205	210
MAX. deformace [mm]	1,07	1,22	0,27	2,00
MAX. deformace x [mm]	0,05	0,05	-0,04	-0,05
MAX. deformace y [mm]	0,75	0,87	0,15	1,97
MAX. deformace z [mm]	0,96	0,96	-0,16	-0,84

V tomto zátěžném stavu nedojde k plastickým deformacím. Z hlediska pevnostní analýzy je skříň přídavného převodu navržena správně. Opatrnost by měla být brána v úvahu při výrobě žebra na přední polovině skříně. V této oblasti by měla být co nejmenší koncentrace vrubů a ostrých přechodů. Toto místo bude k takovým zásahům náchylné. Jiné konstrukční řešení je obtížné vzhledem k velmi omezenému prostoru uvnitř převodovky.

Výsledky deformace vnitřní spodní hrany ukazují rozdílný průběh deformování a kontakt status poměrně velkou ztrátu kontaktu. V této oblasti byla řešena velikost oddálení obou polovin skříně. Toto řešení by mohlo v budoucnu představovat problémy s těsností převodovky právě v oblasti spodní hrany v dělicí rovině.



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provést výpočet sil v ozubení, respektive provést výpočet sil působících v ložiscích na základě poskytnuté geometrie, vstupního točivého momentu, informací o ložiscích a ozubených kolech. Dalším úkolem bylo provést deformačně napjatostní analýzu skříňě přídatného převodu za podmínky, že úloha bude řešena jako kontaktní. Pro dva zátěžné stavy, zatížením silami od ozubení a zatížením silami od nosné struktury.

V první části diplomové práce je proveden stručný přehled používaných podvozků a převodovek nákladních a speciálních vozidel TATRA. Popsány jsou technická řešení a výhody oproti konkurenci.

V druhé části je proveden numerický výpočet sil v ozubení. Uvažována jsou korigovaná čelní ozubená kola s šikmými zuby. Výsledky sil v ozubení jsou použity k výpočtu reakcí v ložiscích na příslušných hřídelích. Hřídele jsou uloženy v kuželíkových ložiscích, ve středu zatížení působí reakce od sil v ozubení. Výpočet reakcí je proveden tak, že hřídel je řešena jako nosník na dvou podporách. Výsledky reakcí v podporách jsou hodnoty zatížení ložisek. Tyto hodnoty jsou použity do prvního zátěžného stavu jako okrajové podmínky.

V třetí části diplomové práce je proveden popis přípravy výpočtového modelu. Geometrie a informace o materiálech byly poskytnuty společností TATRA a.s.. Byly odstraněny díly, které se nepodílejí na tuhosti skříňě přídatné převodovky a dále provedeny zjednodušení, které vedly ke snížení výpočtového času a hardwarovým nárokům. U takto tvarově a rozměrově složitých součástí s nutností zadávání více kontaktů neúměrně narůstá výpočtový čas a hardwarové nároky. Proto je nutné zvolit kompromis mezi požadovanou přesností výsledků a hardwarovou náročností výpočtu respektive výpočtovým časem.

Poslední část diplomové práce se zabývá zhodnocením výsledků. Výsledky jsou hodnoceny především pro přední a zadní polovinu skříňě. Výsledky na centrální nosné rouře jsou součástí přílohy. Výpočet byl proveden jako statická úloha. Úloha byla řešena jako kontaktní, proto jsou komentovány i výsledky kontaktu pro všechny zátěžné stavy. Z tohoto pohledu takto navržená skříň přídatného převodu vyhovuje, v žádné části dosedací plochy skříňě nedošlo k plné ztrátě kontaktu. V místech, kde docházelo k částečné ztrátě kontaktu, byla řešena velikost deformace a následné odpoutání obou polovin skříňě vůči sobě.

Nezbytnou součástí výsledků je rozložení redukováného napětí ve skříňi přídatného převodu. Toto napětí je posuzováno vůči smluvní mezi kluzu příslušného materiálu. Ani v jednom případě toto napětí nepřesáhne smluvní mez kluzu s výjimkou špičky napětí v prvním zátěžném stavu v oblasti nálitku pro ložisko, zkoumaná oblast a tím i výsledky napjatostní analýzy jsou ovlivněny kvalitou sítě v této oblasti. Špičky napětí také vznikaly v těsném okolí šroubů, z důvodu zjednodušení šroubového spoje v reálném případě budou tyto hodnoty nižší. Z pohledu posouzení statického výpočtu vůči smluvní mezi kluzu je skříň přídatné převodovky navržena správně. V takto navržené skříňi nebudou vznikat plastické deformace.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PETRUŠKA, J. *MKP v inženýrských výpočtech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, studijní text, Dostupné z WWW: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>>
- [2] JANÍČEK, L., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., BURŠA, J. *Mechanika těles pružnost pevnost I*. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., První vydání, Brno, 2004. ISBN 80-80-214-2592-X.
- [3] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., PROKEŠ, F. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Druhé vydání, Brno, 2007. ISBN 978-80-7204-534-1.
- [4] ŠPANIEL, M., HORÁK, Z. *Úvod do metody konečných prvků*. České vysoké učení technické, První vydání, Praha, 2011. ISBN 978-80-01-04665-4.
- [5] JANÍČEK, L., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., BURŠA, J. *Mechanika těles pružnost a pevnost II*. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Druhé vydání, Brno, 2006. ISBN 80-214-3260-8.



INTERNET

- [6] *Tatra a.s., Centrální nosná roura* [online]. 2013 [cit. 2013-01-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>>
- [7] *Tatra a.s., Nápravy* [online]. 2013 [cit. 2013-01-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>>
- [8] *Tatra a.s., Odrpužení* [online]. 2013 [cit. 2013-01-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>>
- [9] *Tatra a.s., Převodovky TATRA* [online]. 2013 [cit. 2013-01-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>>
- [10] *Struktura a vlastnosti grafitických litin.pdf* [online]. 2013 [cit. 2013-01-21]. Dostupné z WWW:<<http://ime.fme.vutbr.cz/files/Studijni%20opory/savgl/chapter11.php>>
- [11] *Metoda konečných a hraničních prvků.pdf* [online]. 2013 [cit. 2013-01-21]. Dostupné z WWW:<http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecnych_prvku_a_hranicnich_prvku.pdf>
- [12] *Konstruování strojů, Předepjaté šroubové spoje* [online]. 2013 [cit. 2013-01-27]. Dostupné z WWW:<<http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska6.pdf>>
- [13] *Předepjaté šroubové spoje zatížené staticky* [online]. 2013 [cit. 2013-01-27]. Dostupné z WWW:< <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/cv6/Vr06.pdf> >



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_s	[mm ²]	Výpočtový průřez šroubu
CNR_P	[-]	Přední centrální nosná roura
CNR_Z	[-]	Zadní centrální nosná roura
d	[mm]	Průměr šroubu
d_{39}	[mm]	Průměr valivé kružnice ozubeného kola 39z
d_{42}	[mm]	Průměr valivé kružnice ozubeného kola 42z
d_{46}	[mm]	Průměr valivé kružnice ozubeného kola 46z
d_{53}	[mm]	Průměr valivé kružnice ozubeného kola 53z
d_{62}	[mm]	Průměr valivé kružnice ozubeného kola 62z
E	[]	Modul pružnosti v tahu
F	[N]	Provozní síla
F_{aB}	[N]	Axiální síla v bodě B
F_{aE}	[N]	Axiální síla v bodě E
F_{aF}	[N]	Axiální síla v bodě F
F_{aI}	[N]	Axiální síla v bodě I
F_{aJ}	[N]	Axiální síla v bodě J
F_{aM}	[N]	Axiální síla v bodě M
FEM		Finite element method
F_i	[N]	Předepínací síla
F_{rB}	[N]	Radiální síla v bodě B
F_{rE}	[N]	Radiální síla v bodě E
F_{rF}	[N]	Radiální síla v bodě F
F_{rI}	[N]	Radiální síla v bodě I
F_{rJ}	[N]	Radiální síla v bodě J
F_{rM}	[N]	Radiální síla v bodě M
F_{tB}	[N]	Obvodová síla v bodě B
F_{tE}	[N]	Obvodová síla v bodě E
F_{tF}	[N]	Obvodová síla v bodě F
F_{tI}	[N]	Obvodová síla v bodě I
F_{tJ}	[N]	Obvodová síla v bodě J
F_{tM}	[N]	Obvodová síla v bodě M
G	[]	Modul pružnosti ve smyku



HMH	[-]	Podmínka plasticity
K_1	[-]	Součinitel utahovacího momentu
K_k	[-]	Bezpečnost navrhované součásti
L_1	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložisek
L_2	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložisek
L_3	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
L_{31}	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
L_4	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
L_{41}	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
L_5	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
L_6	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
L_7	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
L_8	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
L_9	[mm]	Vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska
M_{k1}	[Nmm]	Vstupní točivý moment
M_{k2}	[Nmm]	Točivý moment na předlohovém hřídeli 1
M_{k3}	[Nmm]	Točivý moment na předlohovém hřídeli 2
M_{k4}	[Nmm]	Točivý moment na výstupní hřídeli
MKP		Metoda konečných prvků
M_u	[Nm]	Utahovací moment šroubu
R_{Ay}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu A v ose y
R_{Az}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu A v ose z
R_{Cx}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu C v ose x
R_{Cy}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu C v ose y
R_{Cz}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu C v ose z
R_{Dx}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu D v ose x
R_{Dy}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu D v ose y
R_{Dz}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu D v ose z
R_e	[MPa]	Smluvní mez kluzu
R_{Gy}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu G v ose y
R_{Gz}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu G v ose z
R_{Hx}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu H v ose x
R_{Hy}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu H v ose y



R_{Hz}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu H v ose z
R_{Ky}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu K v ose y
R_{Kz}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu K v ose z
R_{Lx}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu L v ose x
R_{Ly}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu L v ose y
R_{Lz}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu L v ose z
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{m0,2}$	[MPa]	Mez kluzu - ocel
R_{Ny}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu N v ose y
R_{Nz}	[N]	Složka reakce síly působící v bodu N v ose z
$R_{p0,2}$	[MPa]	Mez kluzu - litina
SKRIN_P	[-]	Přední polovina skříně
SKRIN_Z	[-]	Zadní polovina skříně
α_{nB}	[°]	Úhel záběru v normální rovině v místě B
α_{nA}	[°]	Úhel záběru v normální rovině v místě A
α_{nI}	[°]	Úhel záběru v normální rovině v místě I
α_{nJ}	[°]	Úhel záběru v normální rovině v místě J
α_{nM}	[°]	Úhel záběru v normální rovině v místě M
α_{tB}	[°]	Úhel záběru v čelní rovině v místě B
α_{tA}	[°]	Úhel záběru v čelní rovině v místě A
α_{tI}	[°]	Úhel záběru v čelní rovině v místě I
α_{tJ}	[°]	Úhel záběru v čelní rovině v místě J
α_{tM}	[°]	Úhel záběru v čelní rovině v místě M
β_B	[°]	Úhel sklonu zubů v bodě B
β_E	[°]	Úhel sklonu zubů v bodě B
β_I	[°]	Úhel sklonu zubů v bodě I
β_J	[°]	Úhel sklonu zubů v bodě J
β_M	[°]	Úhel sklonu zubů v bodě M
γ	[°]	Natočení vůči počátečnímu souřadnému systému
δ	[mm]	Prodloužení šroubu
δ_p	[mm]	Stlačení spojovaných součástí
δ_s	[mm]	Prodloužení šroubu při montáži
ΔF_p	[N]	Část provozní síly F přenášená spojovanými součástmi



ΔF_s	[N]	Část provozní síly F přenášená šroubem
κ	[°]	Natočení vůči počátečnímu souřadnému systému
μ	[]	Poissonova konstanta
ξ	[°]	Natočení vůči počátečnímu souřadnému systému
σ_1	[MPa]	Hlavní napětí
σ_2	[MPa]	Hlavní napětí
σ_3	[MPa]	Hlavní napětí
σ_i	[MPa]	Normálové napětí ve šroubu
σ_k	[MPa]	Výpočtová mez kluzu
σ_m	[MPa]	Střední (hydrostatické) napětí
ΣM_{x1}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose x na vstupní hřídeli
ΣM_{x2}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose x na předlokové hřídeli 1
ΣM_{x3}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose x na předlokové hřídeli 2
ΣM_{x4}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose x na výstupní hřídeli
ΣM_{y1}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose y na vstupní hřídeli
ΣM_{y2}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose y na předlokové hřídeli 1
ΣM_{y3}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose y na předlokové hřídeli 2
ΣM_{y4}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose y na výstupní hřídeli
ΣM_{z1}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose z na vstupní hřídeli
ΣM_{z2}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose z na předlokové hřídeli 1
ΣM_{z3}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose z na předlokové hřídeli 2
ΣM_{z4}	[Nmm]	Momentová rovnováha v ose z na výstupní hřídeli
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
τ_{ok}	[MPa]	Oktaedrické napětí



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A - Tabulky

TABULKA_HODNOT_REAKCI P1/01

Příloha B - Výstupy z prostředí NEXIS

VSTUPNI_HRIDEL P2/01
PREDLOHOVA_HRIDEL_1 P2/02
PREDLOHOVA_HRIDEL_2 P2/03
VYSTUPNI_HRIDEL P2/04

Příloha C – Výsledky; centrální nosná roura

Zatížení silami od ozubení P3/01
Zatížení - krut P3/02
Zatížení - ohyb P3/03

Příloha D – Výsledky deformací

1. Zátěžný stav – defomace ve směru x P4/01
1. Zátěžný stav – defomace ve směru y P4/02
1. Zátěžný stav – defomace ve směru z P4/03

2. Zátěžný stav – krut – defomace ve směru x P4/04
2. Zátěžný stav – krut – defomace ve směru y P4/05
2. Zátěžný stav – krut – defomace ve směru z P4/06

3. Zátěžný stav – ohyb – defomace ve směru x P4/07
3. Zátěžný stav – ohyb – defomace ve směru y P4/08
3. Zátěžný stav – ohyb – defomace ve směru z P4/09

Příloha E

Přední polovina skříně průběh deformace ve směru z P5/01
Zadní polovina skříně průběh deformace ve směru z P5/02

Příloha F

Detail napětí v oblasti působení vnějších kroužků ložisek P6/01



TABULKA_HODNOT_REAKCI

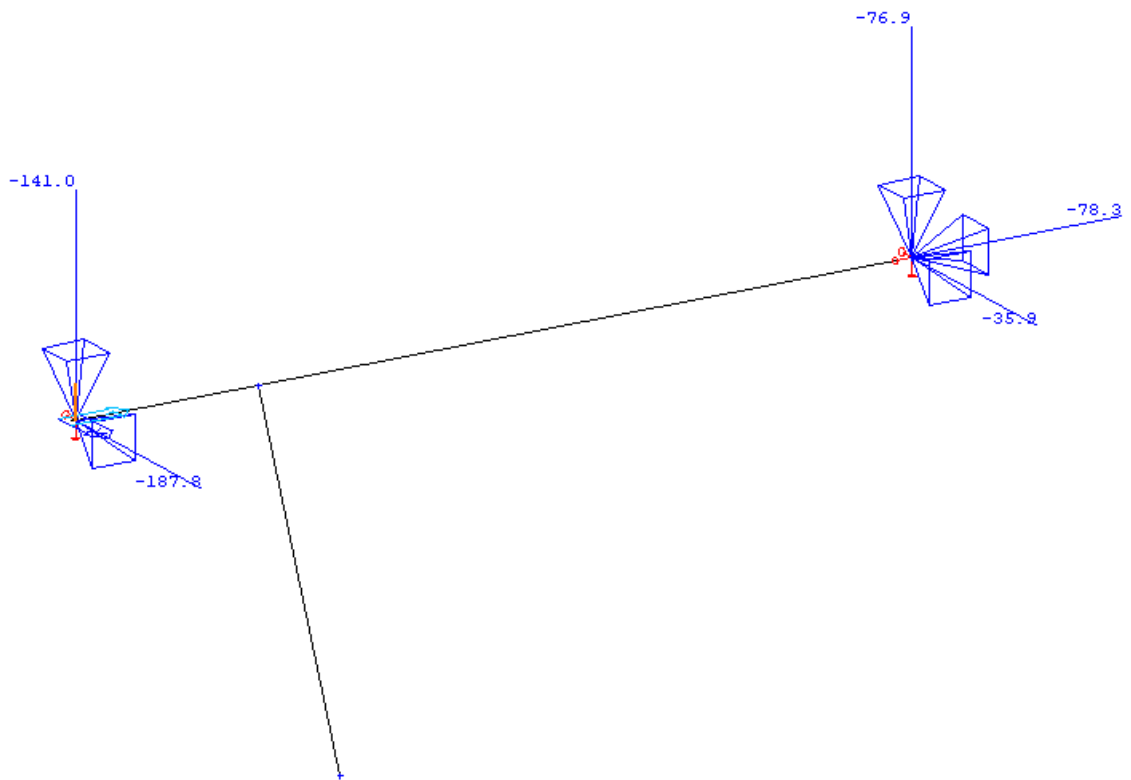
P01/01

VSTUPNI_HRIDEL		
RAy	141000	N
RAz	187800	N
RCx	78310	N
RCy	76890	N
RCz	35910	N
PREDLOHOVA_HRIDEL_1		
RDx	0	N
RDy	-20370	N
RDz	137400	N
RGy	63650	N
RGz	6419	N
PREDLOHOVA_HRIDEL_2		
RHx	6180	N
RHy	205300	N
RHz	30910	N
RKy	130800	N
RKz	123100	N
VYSTUPNI_HRIDEL		
RLx	71500	N
RLy	112600	N
RLz	26640	N
RNy	114800	N
RNZ	145400	N



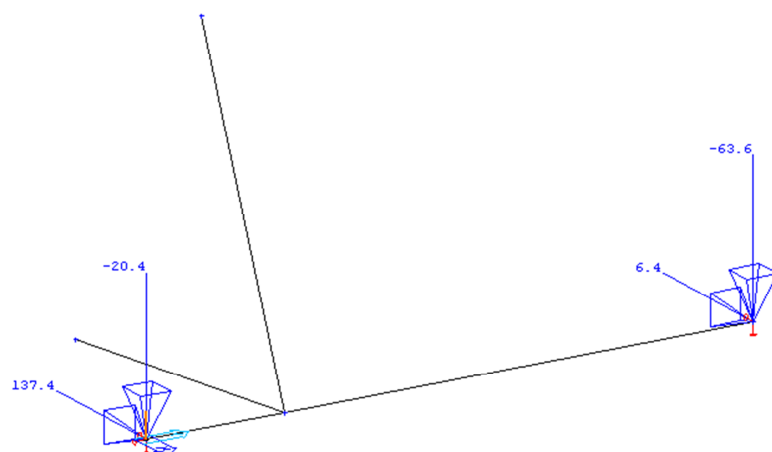
VSTUPNI_HRIDEL

P2/01



PREDLOHOVA_HRIDEL_1

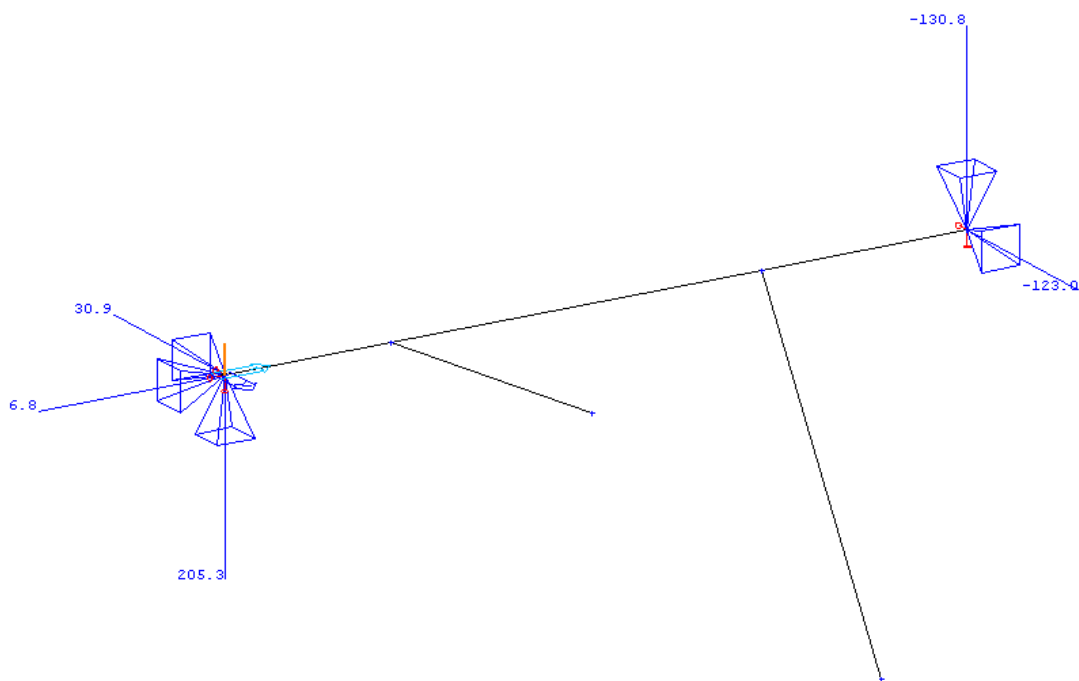
P2/02





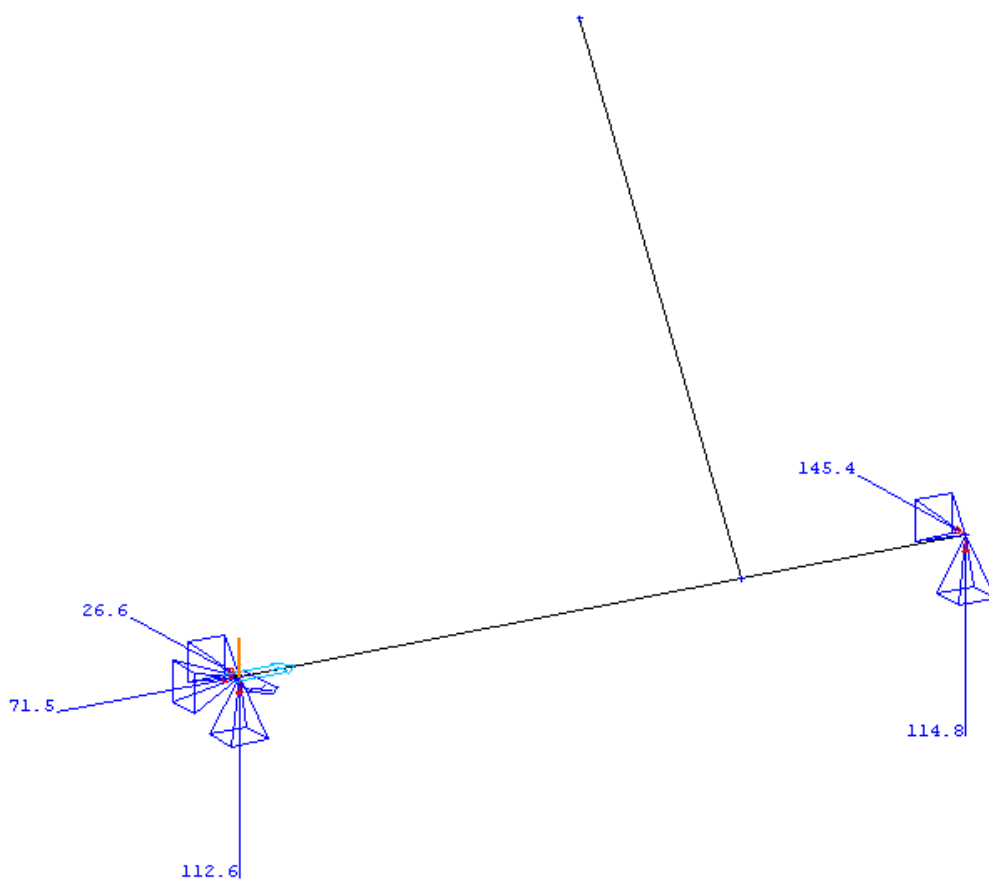
PREDLOHOVA_HRIDEL_2

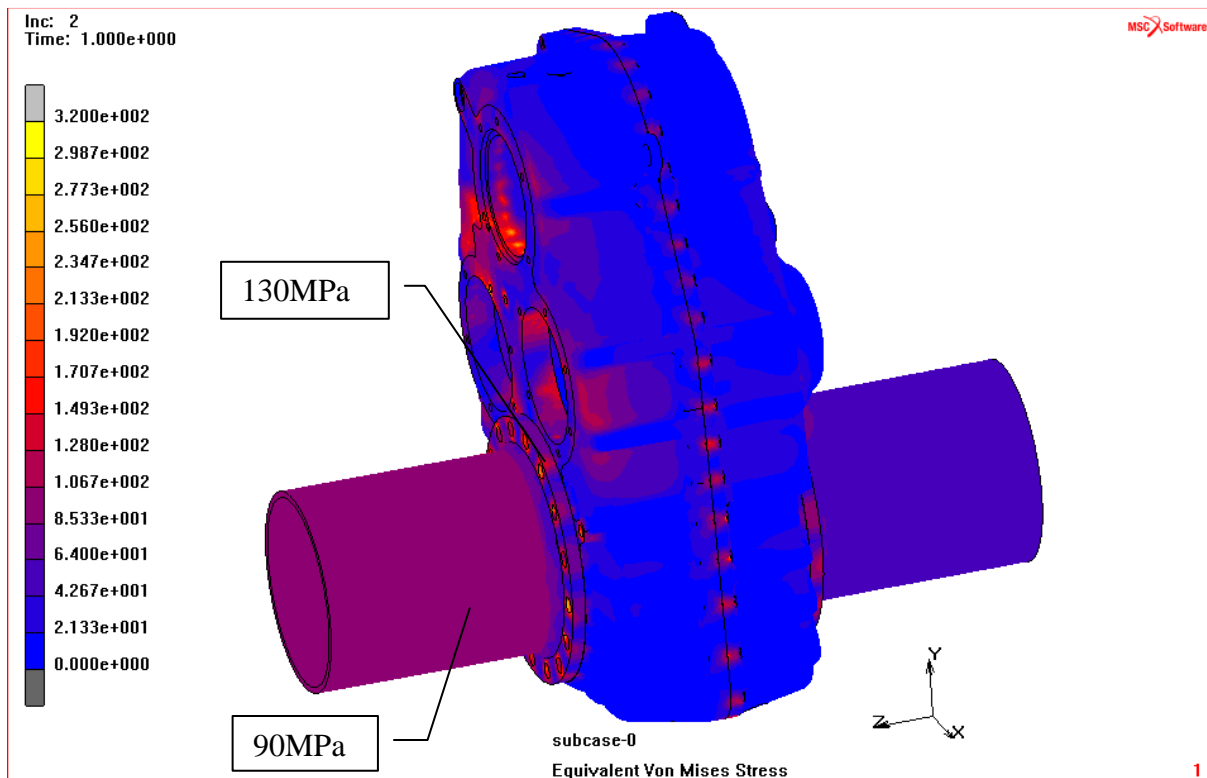
P2/03



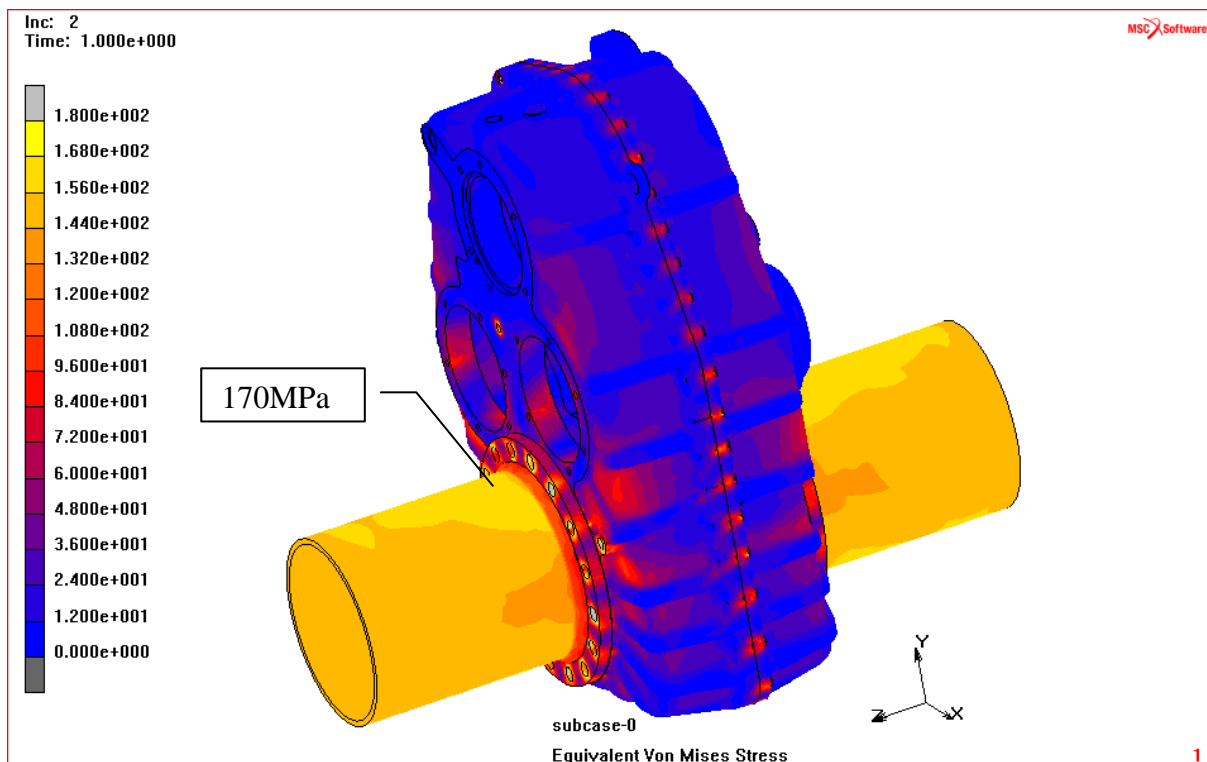
VYSTUPNI_HRIDEL

P2/04

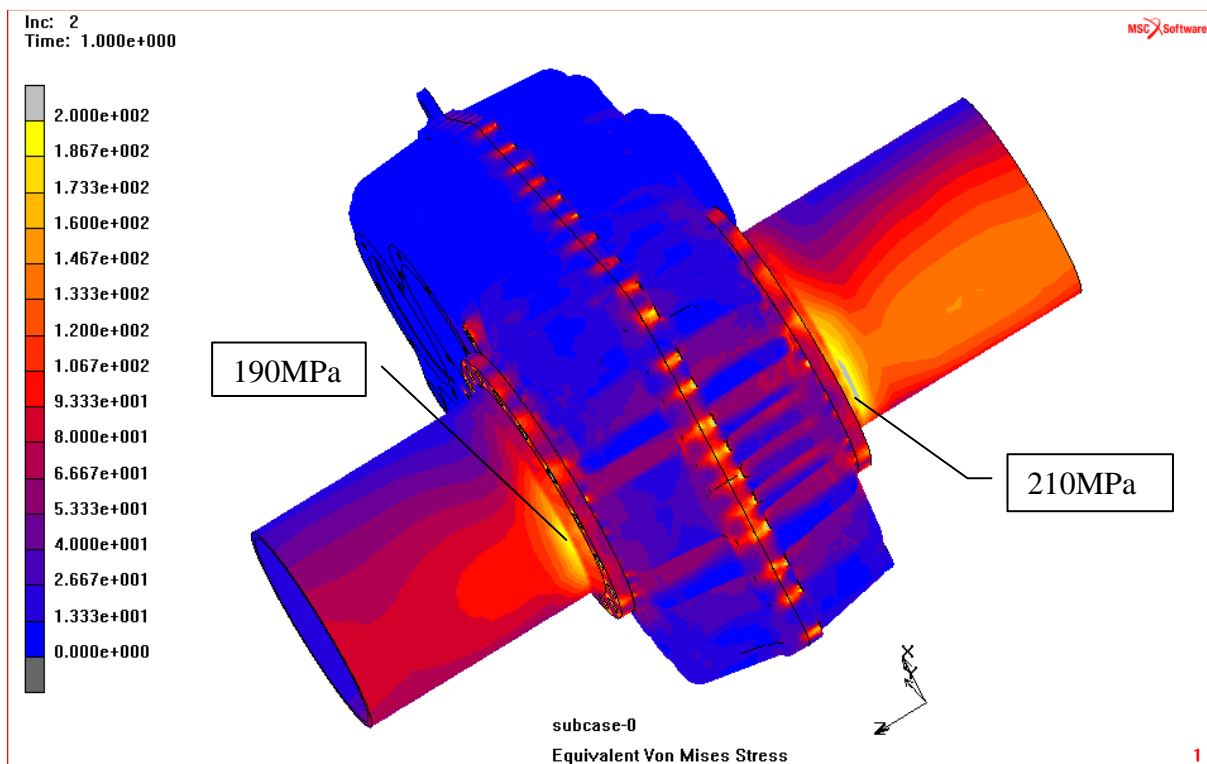




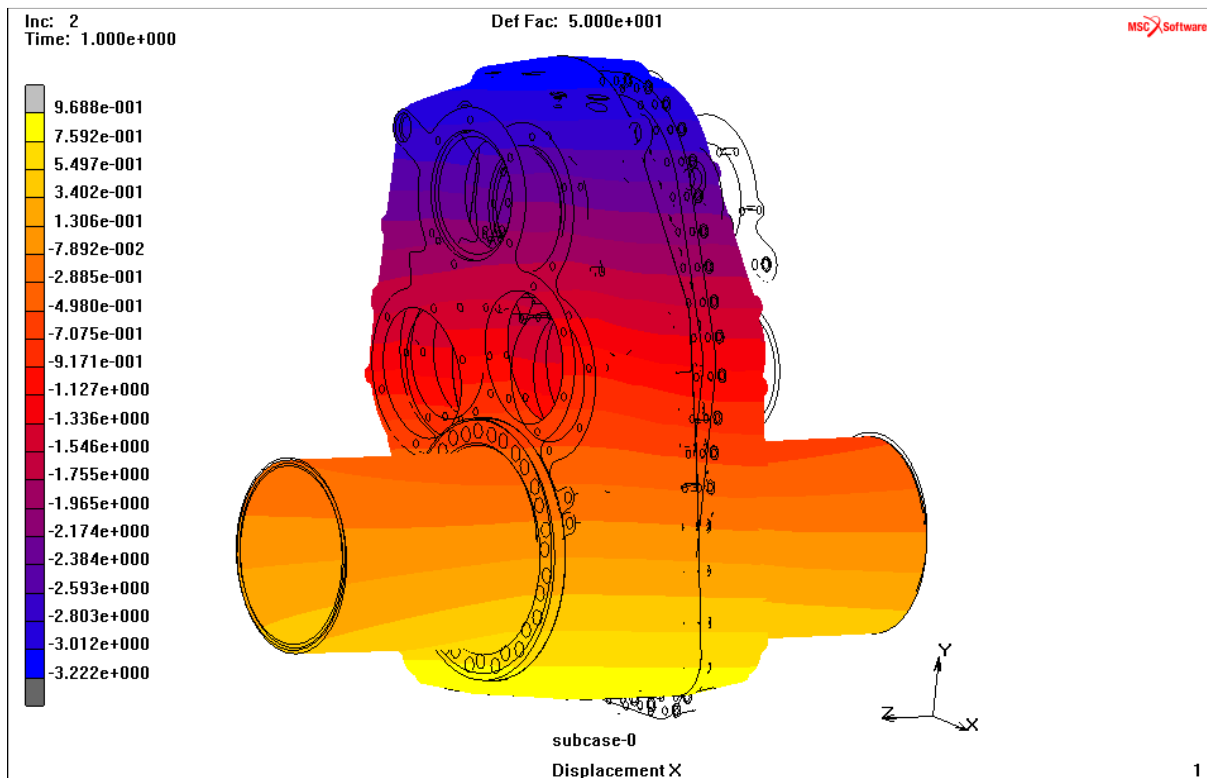
Příloha C; Napětí-HMH; centrální nosná roura; zatížení silami od ozubení; max. napětí 130MPa; stupnice 0-320 MPa; faktor deformace I; P3/01



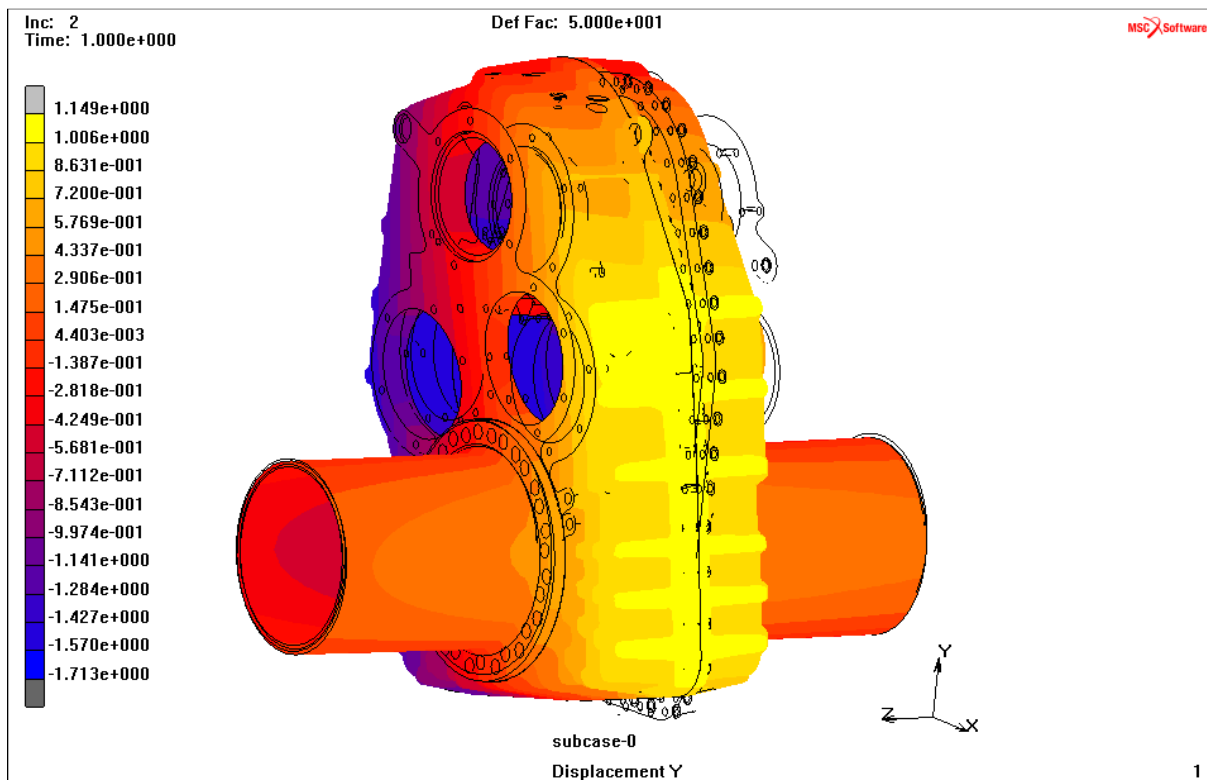
Příloha C; Napětí-HMH; centrální nosná roura; zatížení - krut; max. napětí 170 MPa; stupnice 0-180 MPa; faktor deformace I; P3/02



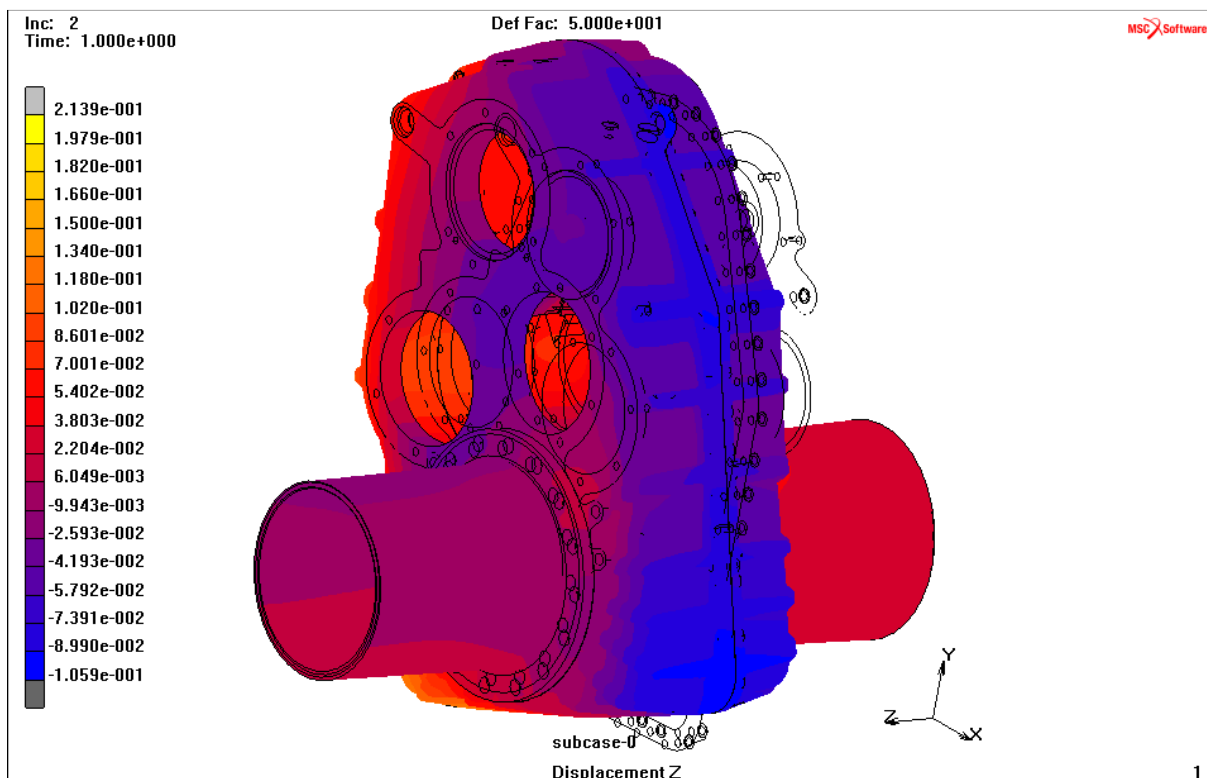
Příloha C; Napětí-HMH; centrální nosná roura; zatížení - ohyb; max. napětí 210 MPa; stupnice 0 - 200 MPa; faktor deformace 1; P3/03



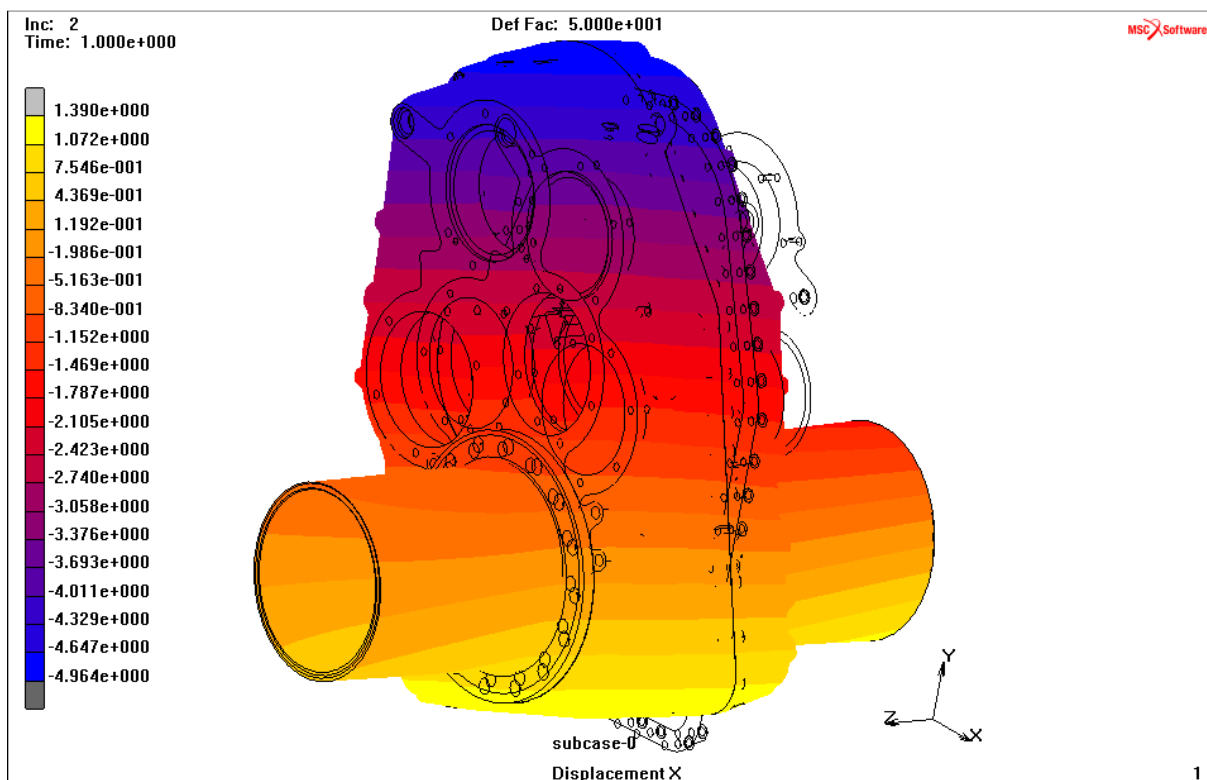
Příloha D; 1. Zátěžný stav – deformace ve směru x; stupnice -3,22 – 0,96 mm; faktor deformace 50; P4/01



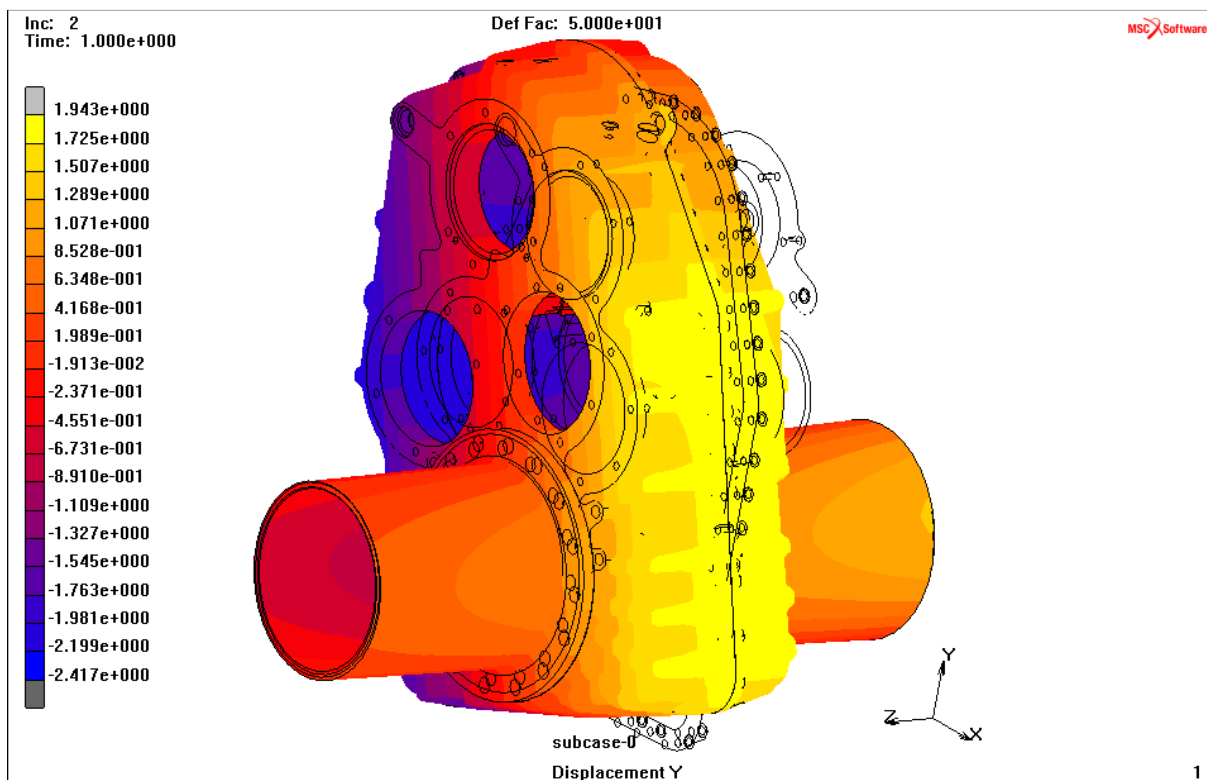
Příloha D; 1. Zátěžný stav – deformace ve směru y; stupnice -1,71 – 1,15 mm; faktor deformace 50; P4/02



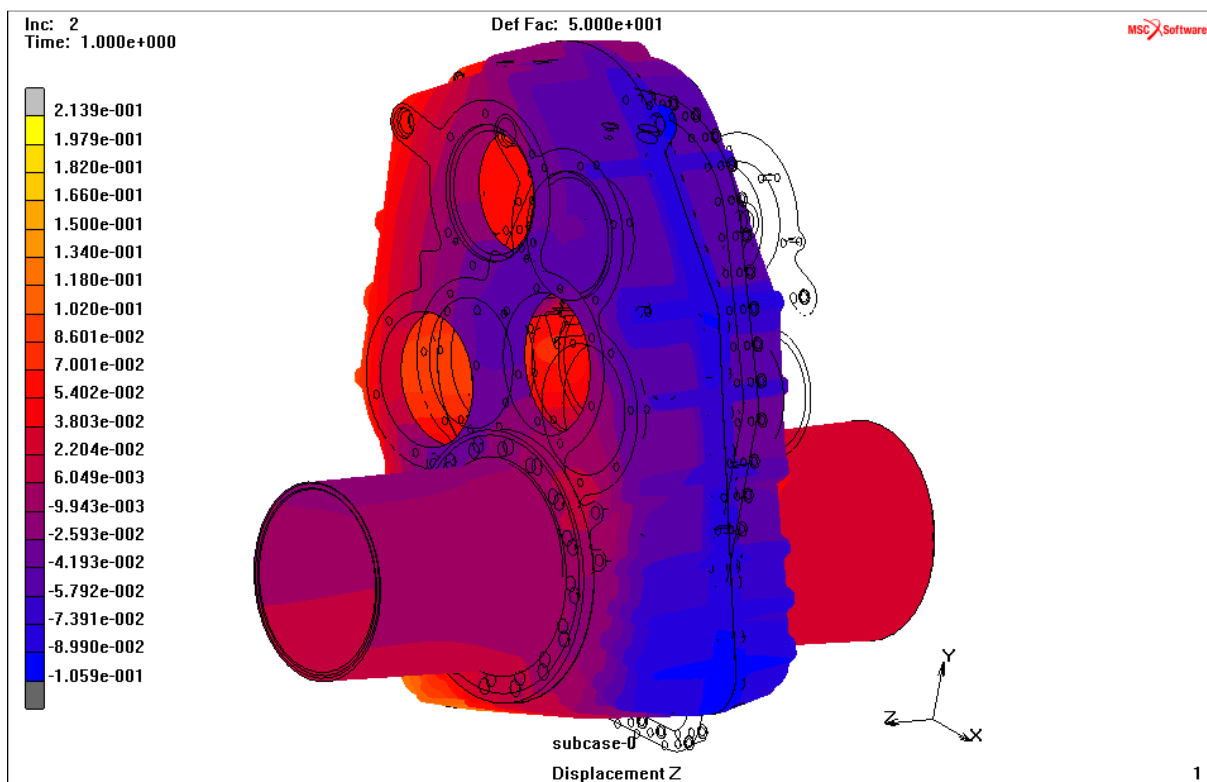
Příloha D; 1. Zátěžný stav – deformace ve směru z; stupnice -0,18 – 0,21 mm; faktor deformace 50; P4/03



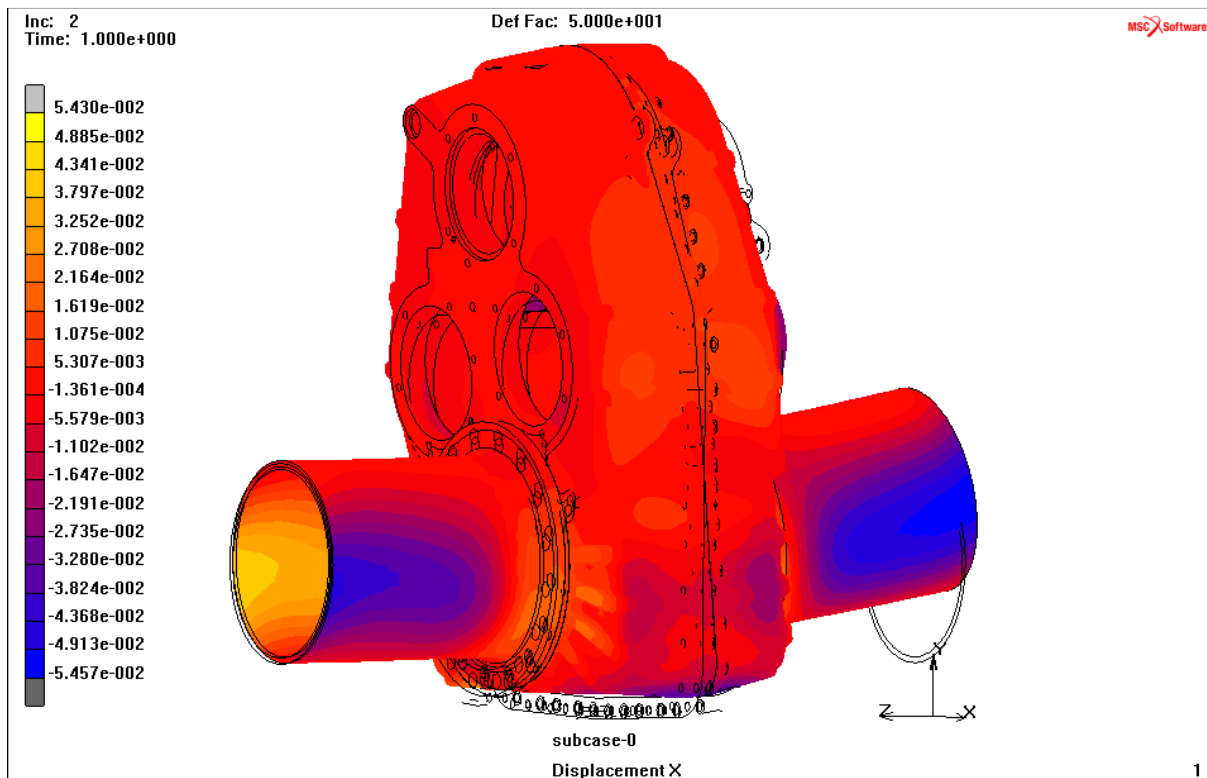
Příloha D; 2. Zátěžný stav – krut - deformace ve směru x; stupnice -4,96 – 1,39 mm; faktor deformace 50; P4/04



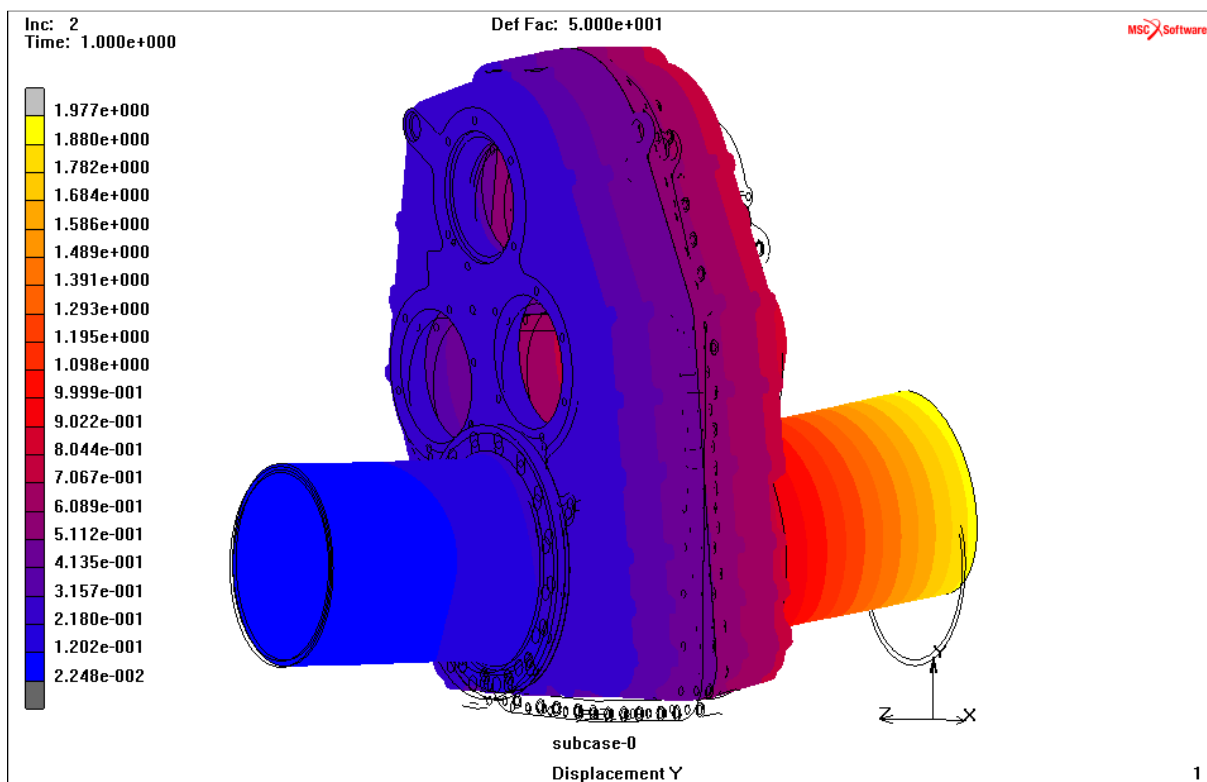
Příloha D; 2. Zátěžný stav – krut - deformace ve směru y; stupnice -2,41 – 1,94 mm; faktor deformace 50; P4/05



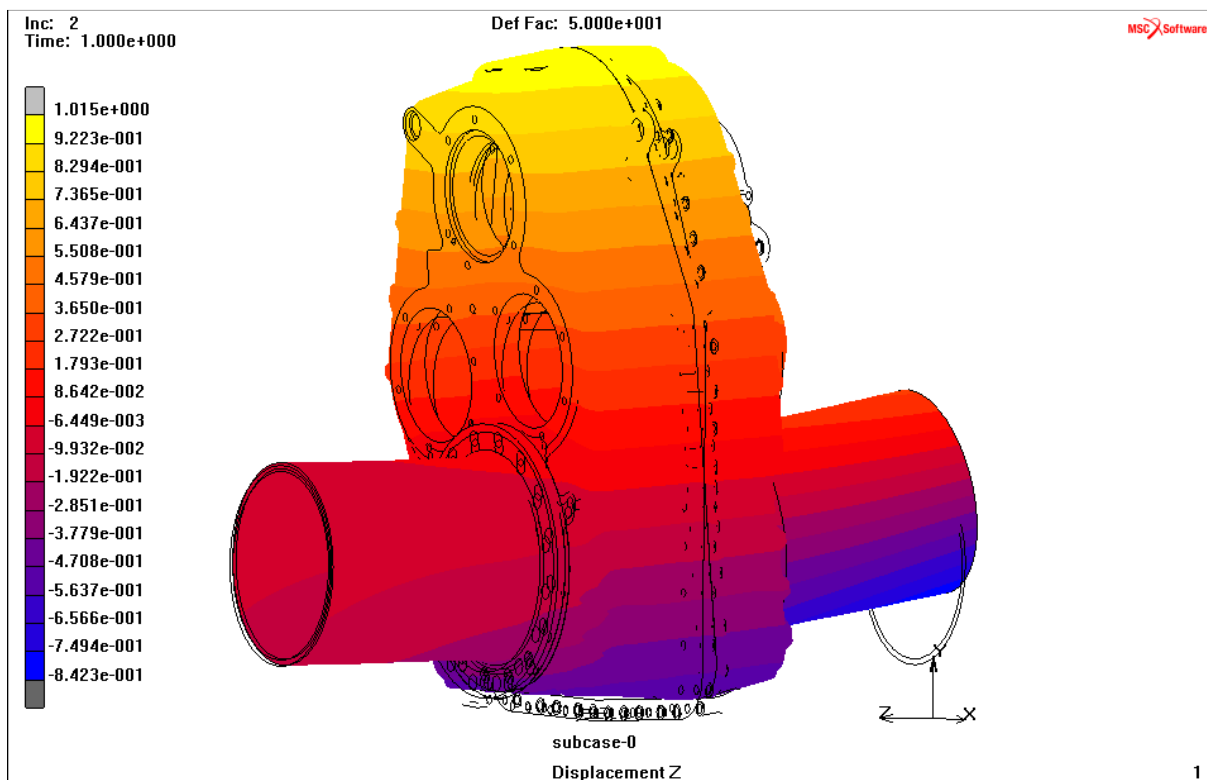
Příloha D; 2. Zátěžný stav – krut - deformace ve směru z; stupnice -0,10 – 0,21 mm; faktor deformace 50; P4/06



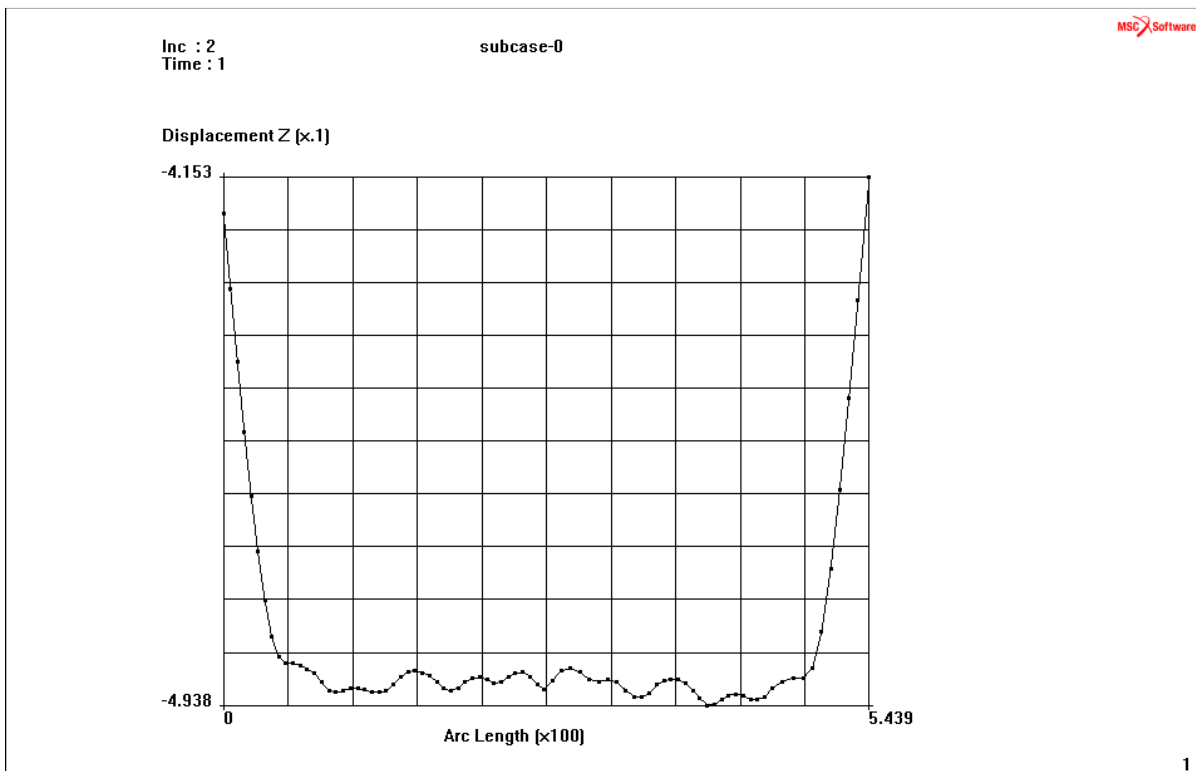
Příloha D; 2. Zátěžný stav – ohyb - deformace ve směru x; stupnice -0,05 – 0,05 mm; faktor deformace 50; P4/07



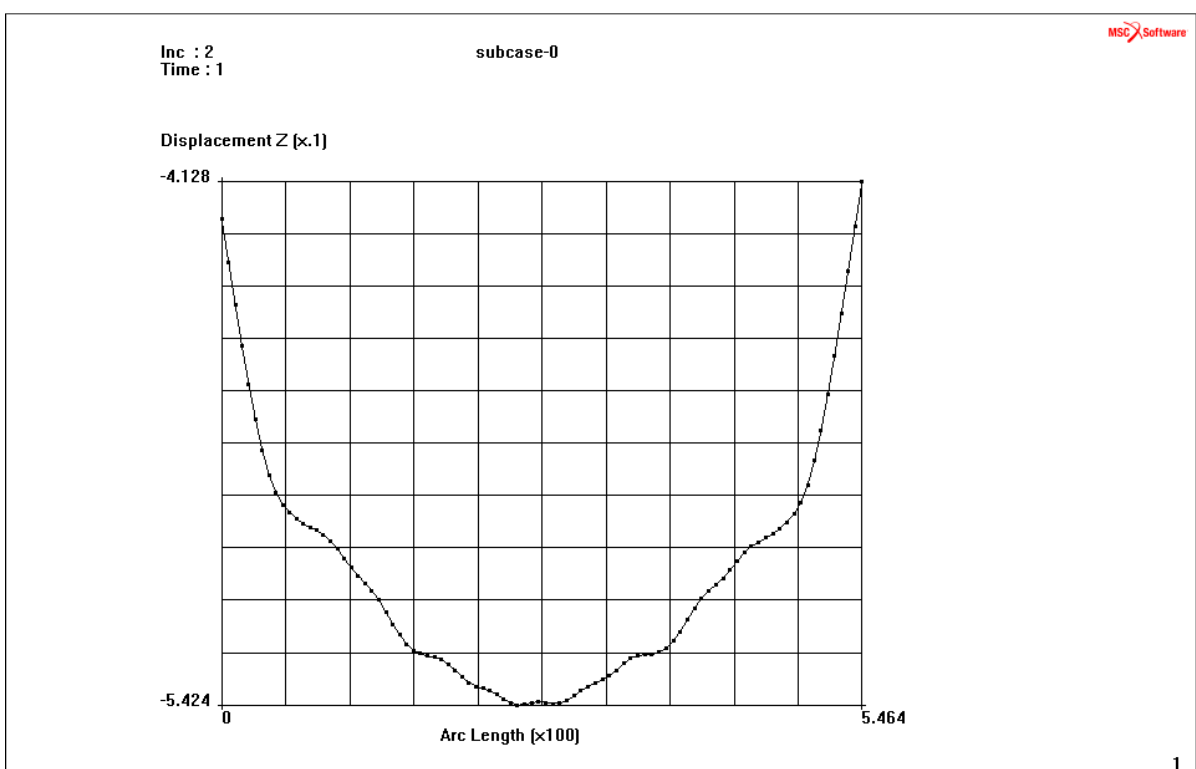
Příloha D; 2. Zátěžný stav – ohyb - deformace ve směru y; stupnice -0,02 – 1,97 mm; faktor deformace 50; P4/08



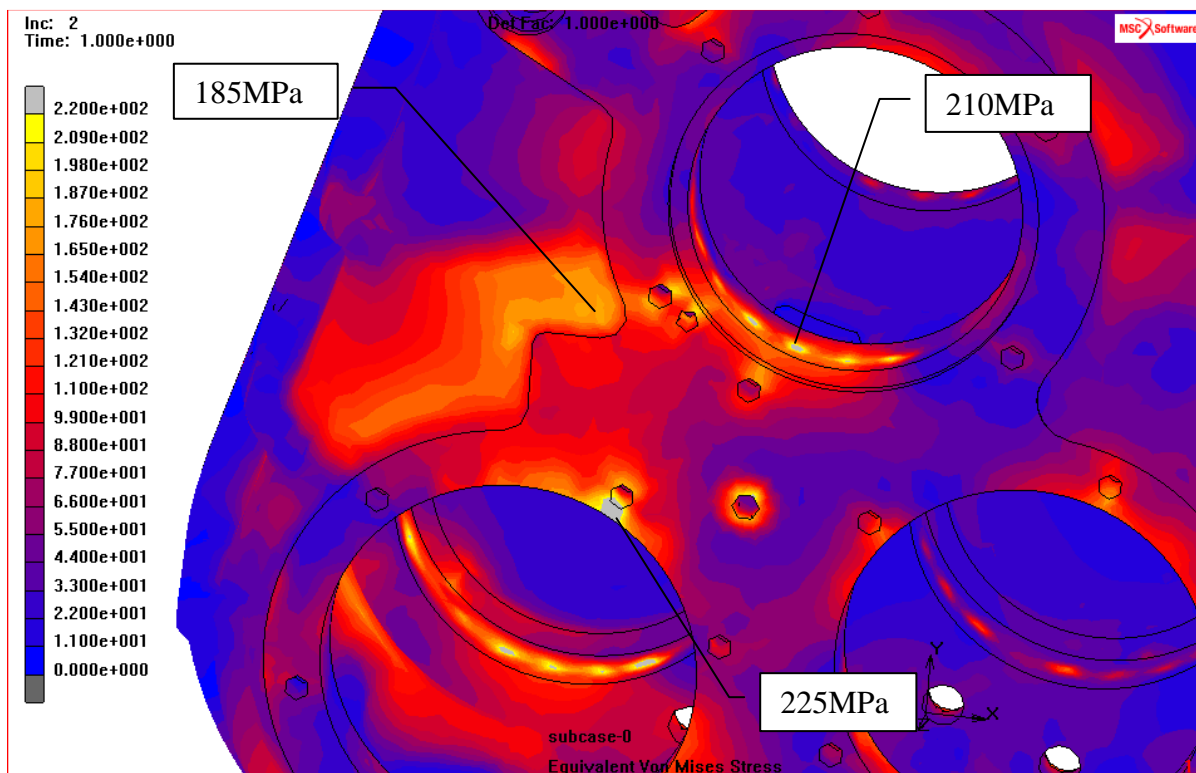
Příloha D; 2. Zátěžný stav – ohyb - deformace ve směru z; stupnice -0,84 – 1,01 mm; faktor deformace 50; P4/09



Příloha E; 2. Zátěžný stav – ohyb; Přední polovina skříně; průběh deformace ve směru z; P5/01



Příloha E; 2. Zátěžný stav – ohyb; Zadní polovina skříně; průběh deformace ve směru z; P5/0



*Příloha F; Napětí HMH; Detail napětí v oblasti působení vnějších kroužků ložisek;
max. napětí 225 MPa; stupnice 0 – 220 MPa; faktor deformace 1; P6/01*