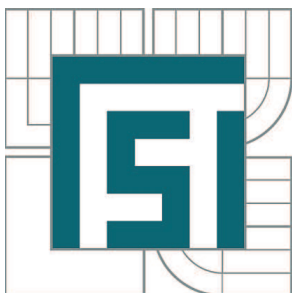


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POSOUZENÍ TĚLESA PŘEVODOVKY A RÁMU POHONU KOLESA KOMBINOVANÉHO SKLÁDKOVÉHO STROJE

ANALYSIS OF GEARBOX HOUSING AND DRIVE FRAME OF BUCKET-WHEEL
STACKER/RECLAIMER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LUBOMÍR KUHEJDA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lubomír Kuhejda

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

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

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

Posouzení tělesa převodovky a rámu pohonu kola kombinovaného skládkového stroje

v anglickém jazyce:

Analysis of gearbox housing and drive frame of bucket-wheel stacker/reclaimer

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte deformačně napjatostní analýzu tělesa převodovky a rámu pohonu kola kombinovaného skládkového stroje.

Kombinovaný skládkový stroj slouží k deponizaci a následné redeponizaci materiálu na skládce materiálu (například uhlí před elektrárnou).

Cíle diplomové práce:

Proveďte FEM analýzu tělesa převodovky a rámu pohonu se zahrnutím následujících zatížení:

- silové účinky od převodů a pohonu
- silové účinky od záchytu reakce

Seznam odborné literatury:

Šimůnek: Části strojů pro povrchovou těžbu - Kolesová rýpadla. Vítkovice, Ostrava 1985
Polák, J.;Pavliska, J.; Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava 2001; VŠB
Klimecký, O.; a kol.: Manipulace s materiálem. Ostrava 1988;VŠB

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 7.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá strukturální analýzou tělesa převodovky a rámu pohonu kola kombinovaného skládkového stroje. Téma je navrženo firmou Vítkovice Gearworks a.s. Cílem práce je stanovit velikosti sil v ozubení, reakce v ložiscích a provést deformačně napjatostní analýzu. Stěžejní část práce je zaměřena na vytvoření konečnoprvkového výpočetního modelu v softwaru NX I-Deas. Samotné řešení a vyhodnocení je provedeno v softwaru MSC Marc.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pohon, skříň převodovky, rám, ozubení, konečnoprvkový model, analýza.

ABSTRACT

This master's thesis deals with the structural analysis of the gearbox housing and drive frame of bucket-wheel stacker/reclaimer. Theme is designed by Vítkovice Gearworks a.s. Objective of the work is to determine the size of the forces in the gears, bearings and perform strain stress analysis. The main part of the work is focused on creating finite element model in software NX I-Deas. The solution and evaluation is performed in software MSC Marc.

KEYWORDS

Drive, gearbox housing, frame, gear, finite element model, analysis.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUHEJDA, L. *Posouzení tělesa převodovky a rámu pohonu kola kombinovaného skládkového stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 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. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2014

.....

Bc. Lubomír Kuhejda



PODĚKOVÁNÍ

Zde bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za cenné rady a odbornou pomoc při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat společnosti Vítkovice Gearworks a.s. za umožnění spolupráce a především panu Ing. Pavlu Pawlasovi za poskytnutí potřebných konzultací a podkladů. Díky patří také mému blízkému okolí za podporu při celém studiu.



OBSAH

| | |
|---|----|
| Úvod | 9 |
| 1 Pohon kola skládkového stroje | 11 |
| 1.1 Konstrukční provedení ozubených převodů | 12 |
| 1.2 Konstrukční provedení převodové skříně | 14 |
| 1.3 Komponenty pohonu | 15 |
| 1.3.1 Elektromotor | 15 |
| 1.3.2 Kotoučová brzda | 16 |
| 1.3.3 Hydraulická spojka | 16 |
| 2 Výpočet zátěžných sil | 17 |
| 2.1 Silové poměry v ozubení | 18 |
| 2.2 Výpočet reakčních sil v ložiskách | 24 |
| 2.2.1 Hřídel 1 – vstupní | 24 |
| 2.2.2 Hřídel 2 - předloha | 26 |
| 2.2.3 Hřídel 3 – předloha | 27 |
| 2.2.4 Hřídel 4 – předloha | 29 |
| 2.2.5 Hřídel 5 – vstupní | 31 |
| 3 Příprava výpočtového modelu pohonu kola | 33 |
| 3.1 Definice typu úlohy | 33 |
| 3.2 Příprava geometrie modelu | 34 |
| 3.3 Materiálový model | 35 |
| 3.4 Tvorba konečnoprvkové sítě | 37 |
| 3.4.1 Použité prvky | 39 |
| 3.4.2 Nahrazení některých konstrukčních prvků | 42 |
| 3.4.3 Kvalita FE modelu | 51 |
| 3.5 Aplikace okrajových podmínek | 53 |
| 3.5.1 Zadání geometrických a silových okrajových podmínek | 53 |
| 3.5.2 Zadání okrajové podmínky typu kontakt | 55 |
| 4 Deformačně napjatostní analýza | 57 |
| 4.1 Vyhodnocení kontaktu dělicí roviny | 58 |
| 4.2 Deformační analýza pohonu | 59 |
| 4.3 Napěťová analýza – statická pevnost | 61 |
| Závěr | 65 |
| Seznam použitých zkratk a symbolů | 68 |
| Seznam příloh | 72 |



ÚVOD

Vzhledem k rostoucí vysoké poptávce po energiích a problémům s dodávkami ropy a zemního plynu, je uhlí v celosvětovém měřítku na začátku nového hospodářského cyklu. Ani rozvoj jaderné energetiky a dalších způsobů získávání energie ho v uplynulých desetiletích nevytlačilo z pozice hlavní suroviny pro výrobu elektřiny. Klíčový význam uhlí v globální ekonomice je dán především jeho zásobami, které by dle odhadů při současné těžbě měly vydržet několik dalších stovek let. Nutnost nahradit ostatní fosilní paliva a nové technologie zpracování uhlí zvyšují poptávku po něm a zlepšují ekonomické výsledky těžebních společností. [18]

Převážná část vytěženého uhlí se spotřebovává spalováním v tepelných elektrárnách, pro jejichž provoz je nezbytné udržovat kontinuální přísun paliva, aby nedošlo k přerušení dodávky elektrické energie. Z tohoto důvodu, se v jejich blízkosti nacházejí velkokapacitní skládky materiálu, které slouží k vyrovnání rozdílů dodávek nebo spotřeby a k homogenizaci skládky. Často je obsluhují tzv. kombinované skládkové stroje (Obr. 1), jejichž základní technologická funkce spočívá v plynulém rozpojování, nabírání a přemísťování materiálu až k místu předání na navazující dopravní zařízení (často je to pásový transportér). Tímto strojem je také možné provádět ukládání materiálu. Kombinuje v sobě tedy dva typy stroje – naběrač (rypadlo) a zakladač. Při nakládání je materiál odebrán korečkou, skrz koleso vysypán na pásový transportér a dále rozváděn. Při zakládání putuje materiál přes smyčkový vůz zpět na výložníkový pás a při otevřené klapce u kola volně padá na skládku. [2],[3],[4]



Obr. 1 Kombinovaný skládkový stroj ZNKk 13x10-46 [20]

Předložená diplomová práce se zabývá pohonem kola, které je umístěno na špičce výložníku kombinovaného skládkového stroje ZNKk 13x10-46 (Z – zakladač, N – naběrač, K – kolesový, k – kolejový). Stroj pracuje na skládce uhlí tepelné elektrárny v Turecku.



Základní parametry stroje jsou uvedeny v *Příloze 1*. Téma bylo vytvořeno ve spolupráci se společností Vítkovice Gearworks a.s., která se v současné době zabývá především projekcí a výrobou převodovek kusové produkce a dále také výrobou ozubených kol.

Cílem je provést statickou strukturální analýzu tělesa převodové skříně včetně připojeného rámu motoru a brzdy metodou konečných prvků na FE modelu vytvořeném dle poskytnutých výrobních výkresů se zahrnutím následujícího zatížení:

- silové účinky od převodů a pohonu
- silové účinky od záchyty reakce

Z požadavků zadavatele je vyhodnocován pouze jeden zátěžný stav, a to provoz převodovky při jmenovitém momentu elektromotoru.

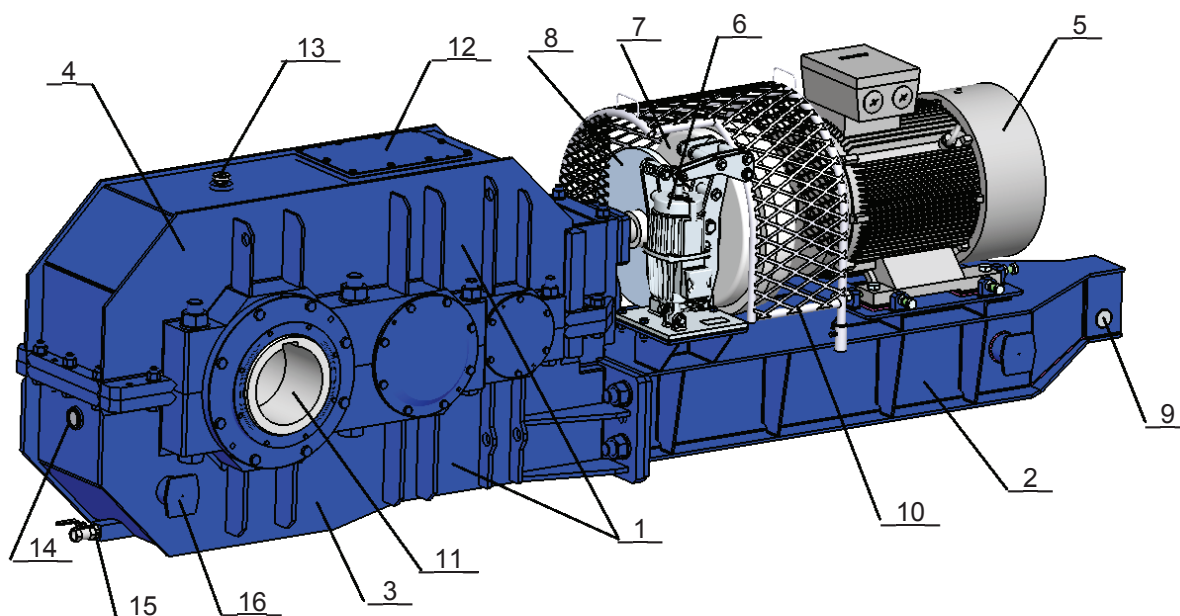
Celá práce je rozdělena do čtyř kapitol s následující strukturou. První kapitola svým obsahem přibližuje koncepci pohonu kola a popisuje konstrukční řešení jednotlivých částí, včetně důležitých parametrů. V druhé kapitole jsou numericky řešeny síly působící v ozubení a reakční síly v ložiscích. Stěžejní části práce jsou zbývající kapitoly, které se věnují přípravě výpočtového modelu v programovém prostředí NX I-deas (PRE-PROCESSING), výpočtu zátěžového stavu v prostředí MSC Marc (SOLUTION) a vyhodnocení výsledků provedeném opět v programu MSC Marc (POST-PROCESSING).



1 POHON KOLESA SKLÁDKOVÉHO STROJE

Převodové mechanismy přenáší mechanickou energii mezi relativně blízkými objekty, a to zpravidla za současné transformace mechanického výkonu P (přeměna jeho rychlostní a silové složky). Převážně se jedná o veličiny rotační, kdy změna úhlové rychlosti ω je v rámci součinu $P = M_k \cdot \omega$ automaticky provázená změnou točivého momentu M . Jejich úkolem je vytvořit potřebnou kinematickou a silovou vazbu mezi motorovou a pracovní částí. V našem případě jsou otáčky motoru podstatně vyšší než potřebné otáčky na hřídeli kola, kde je naopak žádaný vysoký točivý moment. Rychloběžné motory totiž vychází konstrukčně lehčí, v některých případech také výrobně levnější, než motory nízkootáčkové. Převodovka pak snižuje (redukuje) otáčky a úměrně k otáčkám násobí točivý moment. [7]

Pohon kola skládkového stroje obstarává elektromechanický reduktor sestavený z předlokové převodovky, rámu, elektromotoru, hydraulické spojky a kotoučové brzdy (Obr. 2). Rám slouží jako nosič motoru, spojky, brzdy a také jako páka reakčního krouticího momentu výstupního hřídele – zabránění otáčení pohonu vůči stroji obstarává pevné táhlo, přes které se vzniklé síly přenáší do ocelové konstrukce výložníku. Celý pohon o hmotnosti 4 320 kg je přes dutý hřídel jednostranně nasunut přímo na hřídeli kola umístěný na špičce výložníku skládkového stroje. Točivý moment se na hřídel kola přenáší pomocí těsného pera v dutém hřídeli. Maximální konstrukční rozměry pohonu jsou: délka – 3 940 mm, výška – 1 162 mm a šířka – 890 mm.



Obr. 2 Pohon kola skládkového stroje: 1 – převodovka, 2 – rám, 3 – dolní skříň, 4 – horní skříň, 5 – elektromotor, 6 – kotoučová brzda, 7 – hydraulická spojka, 8 – brzdový kotouč, 9 – čep, 10 – ochranná mříž, 11 – dutý hřídel, 12 – nahlížecí víko (nalévací otvor), 13 – odvodušovací šroub, 14 – olejoznak, 15 – výpustný ventil, 16 – závěs



1.1 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ

Literatura: [1],[5],[6]

Kuželočelní převod s konstantním převodovým poměrem $i_c = 201,717$ je realizován pomocí čtyř párů ozubených kol, které jsou nasazeny na hřídelích a ty uloženy ve valivých ložiscích do tělesa převodové skříně. Vstupní ($970 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$) a výstupní hřídel ($4,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$) jsou vůči sobě natočeny o úhel 90° , což umožňuje použití dutého výstupního hřídele. Aby bylo dosaženo tohoto uspořádání, je v převodovce zařazeno kuželové soukolí. Menší ozubená kola (pastorky) s malým počtem zubů jsou vytvořena kováním a konečným obrobením přímo s hřídeli, větší ozubená kola jsou rovněž kovaná. Pro menší série se hrubý výkovek zhotovuje pěstováním z tyčového materiálu nebo hospodárněji z vhodného polotovaru. Větší kola jsou opatřena otvory, které slouží k odlehčení nebo k upnutí při výrobě. Pro spojení ozubeného kola s hřídelem se používá těsného pera. Nevýhodou takového spojení je zeslabení obou částí drážkou pro pero a možnost axiálních posuvů. Zajištění proti osovému posunutí kola na hřídeli zabezpečuje soustava kroužků, nákrůžků na hřídelích a pojistných desek přišroubovaných na čelech hřídelí třemi šrouby rozmístěných na kružnici a vzájemně pootočených o úhel 120° (Obr. 4).

Při výrobě ozubených kol s velmi nízkými počty zubů dochází k takzvanému „podřezání“ paty zubu, což vede ke snížení ohybové únosnosti zubu a odstranění části evolventy, která by se mohla aktivně účastnit záběru (zkracuje dráhu záběru). Aby se zabránilo tomuto nežádoucímu jevu, všechna kola v převodovce jsou korigovaná. To znamená, že pól relativního pohybu nástroje neleží na roztečné ploše vyráběného kola, ale je posunut o jistou hodnotu – tím vznikne kolo korigované (značené jako kolo V). Radiální posunutí nástroje může být kladné (+V), jde-li o vysunutí nástroje z kola nebo záporné (-V), jde-li o zasunutí nástroje do kola. Hodnoty posunutí jednoho soukolí mohou být obecně různé. Korekcí se vylepší pevnostní a záběrové vlastnosti. Vliv posunutí je výrazný především u kol s malým počtem zubů a s rostoucím počtem zubů klesá. Proto se pastorky korigují kladně a velká kola záporně, aniž se tím podstatně zhorší pevnostní vlastnosti. U kuželového soukolí jsou posunutí vyrovnána (soukolí VN). To znamená, že vysunutí nástroje z pastorku se rovná zasunutí nástroje do kola.

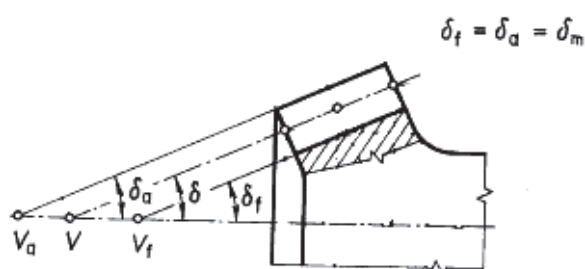
U velkých převodů s velkou šířkou ozubení, vzniká nebezpečí nerovnoměrného zatížení zubů po celé délce, přičení zubů a neklidný chod. To se řeší použitím tuhých nepoddajných hřídelí, dokonalým uložením a tuhým tělesem skříně.

Velmi důležitým kritériem pro soukolí je součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení po boku zubu. Významnou roli hraje zejména u širokých kol. Žádoucího snížení součinitele nerovnoměrnosti zatížení se také dosahuje pomocí kombinací kol s rozdílnou tvrdostí boků zubů. Vyšší tvrdost má obvykle pastorek. Měkčí kolo se po určité době přizpůsobí tvrdšímu a síla se rozloží po celé šířce zubu.

Převod se skládá ze tří soukolí se šikmými zuby a jedním soukolím kuželovým. Celkové uspořádání převodu je vidět na Obr. 7. U čelního soukolí se šikmými evolventními zuby (šroubovými) jsou zuby natočeny o úhel sklonu zubu β . To způsobuje vznik axiálních sil => nároky na uložení. Tento fakt lze odstranit použitím dvojnásobně šikmých kol, popřípadě



šípových. U vícestupňového převodu se vhodnou volbou úhlů sklonu a stoupání zubů dosahuje částečného vyrušení axiálních sil. Výhodou je pozvolný a plynulý vstup a výstup zubových dvojic do i ze záběru, větší součinitel trvání záběru, klidnější a tišší chod, menší dynamické účinky, větší pevnost při stejné šířce ozubení oproti přímému ozubení. Dvě spoluzabírající kola musí mít stejný úhel sklonu, základní rozteče, rovnoběžné osy, ale opačný smysl stoupání (pravý a levý). Mezi pravoúhlými hřídeli je kuželové soukolí se zakřivenými cyklopaloidními zuby, pro které je typická konstantní výška zubu po celé šířce (Obr. 3). Úhel sklonu zubu β_m se volí v rozmezí 30° až 40° . Vyrábí se na odvalovací frézce způsobem Klingelnberg. Výhodami tohoto ozubení v porovnání s přímým ozubením, je vyšší životnost, menší náchylnost na nepřesné uložení, větší životnost apod.



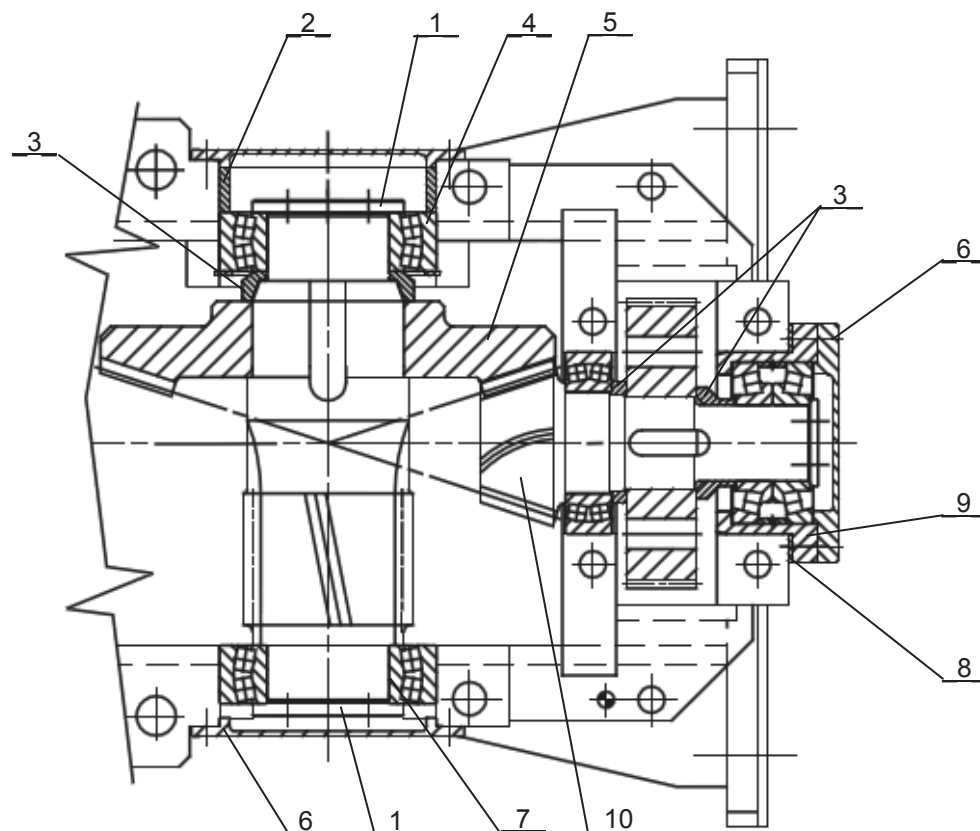
Obr. 3 Kuželový pastorek s cyklopaloidními zuby [6]

Typ použitého ložiska se odvíjí od druhu zatížení, počtu otáček a způsobu montáže. Jejich smyslem je přenášet síly vznikající v ozubení do skříně a umožnit hřídeli mít jeden stupeň volnosti – rotaci ve směru jejich osy. Vlivem tepelných deformací hřídelí je vždy jedno ložisko uloženo pevně a druhé musí mít možnost axiálního posuvu. Toho je dosaženo suvným uložením v tělese a v jednom případě použitím válečkového ložiska. V našem případě u všech soukolí vznikají osové síly. Snahou je aby axiální sílu přenášelo z páru ložisko, které je zatíženo menší radiální silou. Důvodem je možnost použít stejných ložisek při srovnatelných životnostech. Axiální zajištění ložisek, a tedy i hřídelí, obstarávají vložky, které se opírají o víčka. Při montáži a usazování ozubených kol se upravují vložky na přesné rozměry, a tím dojde k jejich seřízení. Kuželový pastorek je letmo uložen v radiálním soudečkovém ložisku a ve dvou kuželíkových ložiskách. Používání soudečkových ložisek je opodstatněno možností naklápění, čímž nedochází k přičení ložiska ve skříně vlivem průhybů hřídelí, či nesouosostí a vysokou axiální únosností. Dvojice kuželíkových ložisek má nepatrnou vůli v axiálním směru a zajišťují tuhé vedení v témže směru. Jejich vnější kroužky jsou usazeny ve vyměnitelném pouzdra. Nastavení pastorku se docílí přesně broušenými distančními vložkami, vkládanými mezi přírubu pouzdra a skříně. Kuželové talířové kolo se seřizuje přes vnější kroužek soudečkového ložiska vhodným sbroušením rozpěrného kroužku (Obr. 4).

Obvodové rychlosti ozubených kol dosahují poměrně nízkých hodnot (menší než $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), a proto je použito ponorné olejové mazání (brodění). Množství oleje se při tomto způsobu doporučuje volit v rozmezí $0,35 \div 0,70$ litru na kW. Mazivo musí v převodovce vytvářet kluzný



film mezi boky zubů a co nejvíce zabraňovat kovovému styku a opotřebení. Dále zmírňuje tření v ložiscích, odvádí ztrátové teplo na povrch skříně a chrání před korozí. Olejová náplň skříně převodovky nesmí tvořit pěnu. Tento jev může být důsledkem špatně navržené konstrukce skříně – malé vůle mezi koly nebo vysokou hladinou oleje. Těsnění vstupního a výstupního hřídele obstarávají pryžové těsnící kroužky s břitem (tzv. gufera).



Obr. 4 Konstruktivní řešení ozubeného převodu: 1 – pojistná deska, 2 – vymežovací kroužek pro seřízení ozubeného kola, 3 – rozpěrný kroužek, 4 – axiálně jištěné ložisko, 5 – kuželové kolo, 6 – víko Fena, 7 – axiálně volné ložisko, 8 – seřizovací kroužek, 9 – vyměnitelné pouzdro, 10 – kuželový pastorek

1.2 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍŇE

Typ použité převodovky závisí na požadovaném převodu, vzájemné poloze os hřídele hnacího a hnaného, druhu užitého ozubení, na provozních podmínkách a výrobním postupu. Hlavní požadavky, které musí skříň splňovat a zároveň ovlivňují konstrukci, jsou vysoká tuhost a odolnost proti deformacím, pevnost, životnost, těsnost vůči únikům oleje, kompaktnost, tlumení hluku, odvod tepla, příznivé montážní požadavky apod. Vychází se ze zásady krajního využití vnitřního prostoru skříně, minimálního objemu soukolí a minimální půdorysné plochy.

Konstrukce skříně se mimo jiné odvíjí také od počtu vyráběných kusů. Jelikož se v tomto případě jedná o produkci dvou kusů převodovek, je skříň řešena jako dvoudílný svařenec, především z normalizovaných válcovaných plechů (úspora nákladů za model oproti lité



skříni). K zabezpečení dostatečné tuhosti (zvýšení), má skříň z vnějšku přivařená žebra. Žebra dále tlumí hluk vznikající při provozu a odvádí teplo do okolí. Převodová skříň je tvořena horní a dolní polovinou s vodorovnou dělicí rovinou, které jsou slícovány k sobě dvěma centrovacími kolíky. Obvykle se ve smontované podobě skříň dále opracovává. Zvláštní pozornost je třeba věnovat obrobení otvorů pro ložiska, aby se zabránilo sevření vnějšího kroužku po sešroubování obou dílů tělesa.

Obě poloviny skříně jsou sešroubovány s předpětím šrouby pevnostní třídy 8.8. Pravidlem je umísťovat hlavní šrouby co nejbližší k ložiskům. Doporučuje se dávat matici nahoru, aby byla možná vizuální kontrola případného uvolnění či vypadnutí šroubu. Pod maticemi jsou klínové podložky Nord-Lock [14], které mají na vnitřní straně klínové plochy a na vnější straně radiální žebra. Tvar klínových ploch je volen tak, aby úhel klínových ploch byl stále větší než stoupání závitu šroubu. Podložky se párují klínovými plochami doléhajícími na sebe. Dotažením matice se vtlačí radiální žebra do protilehlé plochy a vytvoří tvarový styk. Již při minimálním otočení ve směru povolování dojde na základě klínového účinku ke zvýšení předepínací síly. Šroub se tak sám jistí i při extrémních vibracích nebo dynamickém zatížení.

Převodovka dále obsahuje (*obr. 2*): [1]

- čtyři závěsy pro přepravu převodovky jeřábem (poz. 1). Tyto závěsy musí být umístěné nad těžištěm převodovky,
- ukazatel množství oleje (poz. 14),
- nalévací otvor pro olej v horní části skříně zakrytý tzv. nahlížecím víkem (poz. 12). Tento otvor, je-li vhodně umístěn, může sloužit i ke kontrole ozubení,
- výpustný otvor s výpustným ventilem (poz.15), který je situován do nejnižšího místa a musí umožnit po ustavení převodovky jímat vyteklý olej. Musí zajistit úplné vypuštění olejové náplně,
- odvodušňovací šroub (poz. 13). Při ohřátí převodovky musí být zajištěno odvětrávání přetlaku vzduchu, aby jím nebyl vytlačován olej přes těsnění hřídelů,
- nátěry vnější a vnitřní. Vnitřní nátěr musí splňovat podmínku chemické stálosti vůči působení oleje.

1.3 KOMPONENTY POHONU

1.3.1 ELEKTROMOTOR

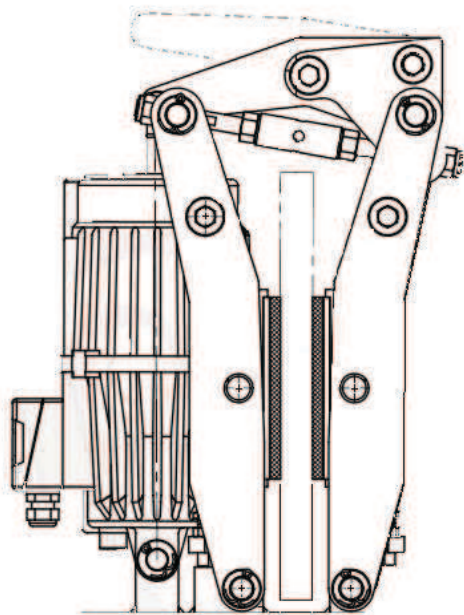
Pohon obstarává nízkonapěťový trojfázový asynchronní motor Siemens s rotorem nakrátko a vlastním chlazením o výkonu 55 kW a výstupními otáčkami 970 min^{-1} .

Při rozběhu jsou otáčky řízeny frekvenčním měničem. Dochází tedy k postupnému rozběhu kola bez nežádoucích rázů, které neprospívají ložiskům a ozubení ale ani samotnému motoru. [15]

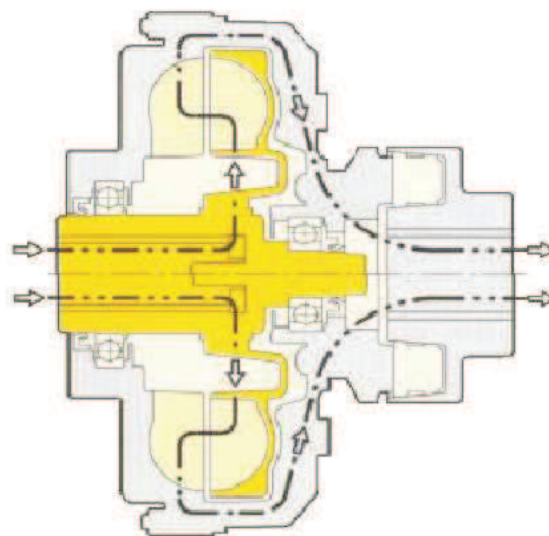


1.3.2 KOTOUČOVÁ BRZDA

Kotoučová brzda FENA 500/30-R-A-ZE500/50S180.230V AC/50 Hz-001 ATZ v provedení pro kontinuální práci stroje je umístěna mezi převodovkou a hydraulickou spojkou z důvodu nízkého brzdného momentu potřebného pro brzdění. Slouží k zastavení a zajištění pracovního nástroje (kolesa). Je tvořena elektrohydraulickým odbrzdovačem a pákovým mechanismem s třecími destičkami (Obr. 5). [13]



Obr. 5 Kotoučová brzda [13]



Obr. 6 Hydraulická spojka [12]

1.3.3 HYDRAULICKÁ SPOJKA

Přenos krouticího momentu z elektromotoru do převodovky je realizován pomocí hydraulické spojky Transfluid 21KCGBP (typová řada s brzdovým kotoučem instalovaným na pružné spojce). Skládá se z hnacího kola spojeného se vstupní hřídelí (pumpa), hnaného kola spojeného přes pružnou spojku s výstupní hřídelí (turbína) a skříní. Kinetická energie motoru je hydraulickým olejem předávána na lopatky hnaného kola a zařízení se začíná roztáčet. Vlivem odstředivé síly se kapalina dostává postupně do celého prostoru hydraulické spojky a tím se otáčky hnaného kola postupně zvyšují, až se ustálí na provozní hodnotě. Účinnost je ovlivněna pouze rozdílem otáček neboli skluzem mezi pumpou a turbínou. Skluz je nutná podmínka pro přenos krouticího momentu.

Použitím hydraulické spojky (Obr. 6) v kombinaci s elektromotorem vybaveným frekvenčním měničem se docílí velmi „měkkého“ rozběhu kola. Motor tedy startuje s nízkým zatížením a tím se nezkracuje jeho životnost. Také tlumí rázy a je pojistným prvkem proti přetížení. Umožňuje využití asynchronních motorů s kotvou nakrátko místo speciálních motorů se softstartéry. Vzhledem k faktu, že nedochází k žádnému mechanickému spojení, je opotřebením pracovních částí téměř nulové a tím je zaručena vysoká životnost při minimální údržbě [12].



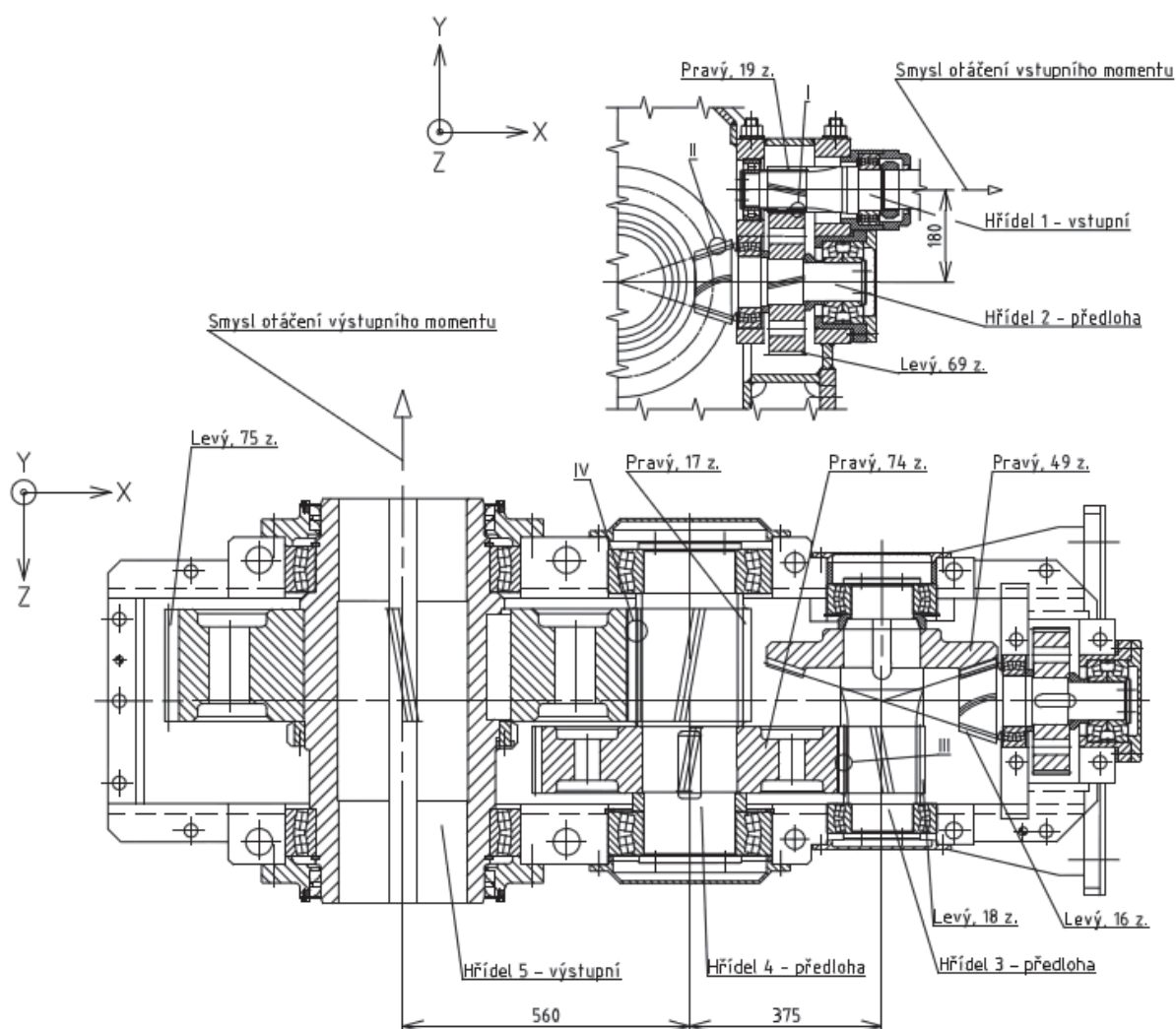
2 VÝPOČET ZÁTĚŽNÝCH SIL

V této části diplomové práce jsou numericky řešeny síly působící v ozubení a reakční síly zachycené ložisky. Uspořádání převodu je vidět na *Obr.7*.

Základním předpokladem výpočtu je stoprocentní účinnost přenosu mechanické energie. To znamená, že nedochází k žádným ztrátám na přenášeném výkonu vlivem valivého tření v ložiskách, třením při styku ozubených kol, broděním v olejové lázni apod. V reálném případě lze očekávat hodnoty sil nižší.

Všechny potřebné rozměry a hodnoty poskytla společnost Vítkovice Gearworks a.s. (uvedeny jsou pouze parametry potřebné k výpočtům).

Rozměry délkové jsou uváděny v jednotkách milimetrů [mm] a zaokrouhlovány na tři desetinná místa. To platí také pro rozměry úhlové ve stupních [°]. Velikosti momentů jsou uváděny v newtonmetrech [Nm], zaokrouhleny na jedno desetinné místo. Velikosti sil v newtonech [N], zaokrouhleny opět na jednotky newtonů.



Obr. 7 Uspořádání převodu



Globální souřadný systém vyznačený na *Obr. 7* je použit u všech numerických výpočtů.

Význam indexů při značení: k – kolo; p – pastorek; indexy I, II, III, IV označují čísla soukolí a indexy 1, 2, 3, 4, 5 jsou čísla hřídelí.

2.1 SILOVÉ POMĚRY V OZUBENÍ

Při řešení silových poměrů se vychází ze známého točivého momentu na jednom z hřídelů. Body dotyku (valivý bod), ve kterých jsou počítány síly, jsou uvažovány v polovině šířky ozubení na valivé kružnici. Záběrem dvou kol vzniká normálová síla, která je pro obě ozubená kola stejná, opačně orientovaná a působí vždy do zubu. Průměty této síly do směrů osového a kolmého k ose se odvíjí od geometrie ozubení, kde radiální složku (kolmou) určuje úhel záběru α evolventního ozubení a axiální složku úhel sklonu boku zubů β . Tento úhel se nevolí příliš velký z důvodu růstu velikosti axiální síly přímoúměrně $\tan(\beta)$. Směr axiální síly dále závisí na smyslu stoupání šroubovice a smyslu otáčení. Poslední složka ve směru tečném přímo závisí na velikosti a směru točivého momentu a na poloměru valivé kružnice.

Správné směry sil jsou vyznačeny dále na *Obr. 8 až 12*.

SOUKOLÍ I

Tvoří korigovaná čelní kola se šikmým ozubením. Točivý moment motoru je přenášěn z pastorku 19 z na kolo 69 z (*Obr. 7*).

Vstupní parametry [20]:

Otáčky elektromotoru:

$$n_{mot} = 970 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Výkon elektromotoru:

$$P_{mot} = 55\,000 \text{ W}$$

Úhel záběru v normálné rovině:

$$\alpha_{nI} = 20,057^\circ$$

Úhel sklonu boční křivky zubu:

$$\beta_I = 12,004^\circ$$



Průměr valivé kružnice pastorku:

$$d_{lp} = 77,727 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice kola:

$$d_{lk} = 282,273 \text{ mm}$$

Točivý moment na vstupním hřídeli 1:

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot P_{mot}}{2 \cdot \pi \cdot n_{mot}} \text{ [Nm]} \quad (2.1)$$

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot 55\,000}{2 \cdot \pi \cdot 970}$$

$$\mathbf{M_{k1} = 541,5 \text{ Nm}}$$

Tečná síla [6]:

$$F_{tl} = \frac{2\,000 \cdot M_{k1}}{d_{lp}} \text{ [N]} \quad (2.2)$$

$$F_{tl} = \frac{2\,000 \cdot 541,5}{77,727}$$

$$\mathbf{F_{tl} = 13\,932 \text{ N}}$$

Axiální síla [6]:

$$F_{al} = F_{tl} \cdot \tan(\beta_l) \text{ [N]} \quad (2.3)$$

$$F_{al} = 13\,932 \cdot \tan(12,004)$$

$$\mathbf{F_{al} = 2\,963 \text{ N}}$$

Radiální síla [6]:

$$F_{rl} = F_{tl} \cdot \frac{\tan(\alpha_{nl})}{\cos(\beta_l)} \text{ [N]} \quad (2.4)$$

$$F_{rl} = 13\,932 \cdot \frac{\tan(20,057)}{\cos(12,004)}$$

$$\mathbf{F_{rl} = 5\,200 \text{ N}}$$



Soukolí II

Tvoří ho korigovaná kuželová kola se zakřivenými cyklopaloidními zuby. Pastorek má 16 z a kolo 49 z (Obr. 7). Pro osy hřídelí ležící ve stejné rovině a svírající mezi sebou úhel $\Sigma = 90^\circ$ platí, že velikost axiální síly na pastorku se rovná velikosti radiální síly na kole $F_{aIIp} = F_{rIIk}$ a analogicky velikost radiální síly na pastorku se rovná velikosti axiální síly na kole $F_{rIIp} = F_{aIIk}$ [6].

Vstupní parametry [20]:

Úhel os hřídelí:

$$\Sigma = 90^\circ$$

Úhel roztečného kužele pastorku:

$$\delta_{IIp} = 18,083^\circ$$

Úhel roztečného kužele kola:

$$\delta_{IIk} = 71,917^\circ$$

Úhel záběru v normální rovině:

$$\alpha_{nII} = 20,000^\circ$$

Úhel sklonu boční křivku zubu:

$$\beta_{mII} = 30,000^\circ$$

Průměr valivé kružnice pastorku:

$$d_{IIp} = 123,658 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice kola:

$$d_{IIk} = 378,703 \text{ mm}$$

Točivý moment na předlohovém hřídeli 2:

$$M_{k2} = \frac{F_{tI} \cdot d_{Ik}}{2\,000} \text{ [Nm]} \quad (2.5)$$

$$M_{k2} = \frac{13\,932 \cdot 282,273}{2\,000}$$

$$M_{k2} = 1\,966,3 \text{ Nm}$$



Tečná síla [6]:

$$F_{tII} = \frac{2\,000 \cdot M_{k2}}{d_{IIp}} [N] \quad (2.6)$$

$$F_{tII} = \frac{2\,000 \cdot 1\,966,3}{123,658}$$

$$F_{tII} = 31\,803\,N$$

Axiální síla na pastorku [6]:

$$F_{aIIp} = \frac{F_{tII}}{\cos(\beta_{mII})} \cdot (\tan(\alpha_{nII}) \cdot \sin(\delta_{IIp}) + \sin(\beta_{mII}) \cdot \cos(\delta_{IIp})) [N] \quad (2.7)$$

$$F_{aIIp} = \frac{31\,803}{\cos(30)} \cdot (\tan(20) \cdot \sin(18,083) + \sin(30) \cdot \cos(18,083))$$

$$F_{aIIp} = 21\,603\,N$$

Radiální síla na pastorku [6]:

$$F_{rIIp} = \frac{F_{tII}}{\cos(\beta_{mII})} \cdot (\tan(\alpha_{nII}) \cdot \cos(\delta_{IIp}) - \sin(\beta_{mII}) \cdot \sin(\delta_{IIp})) [N] \quad (2.8)$$

$$F_{rIIp} = \frac{31\,803}{\cos(30)} \cdot (\tan(20) \cdot \cos(18,083) - \sin(30) \cdot \sin(18,083))$$

$$F_{rIIp} = 7\,006\,N$$

Axiální síla na kole [6]:

$$F_{aIIk} = 7\,006\,N \quad (2.9)$$

Radiální síla na kole [6]:

$$F_{rIIk} = 21\,603\,N \quad (2.10)$$

SOUKOLÍ III

Tvoří ho korigovaná čelní kola se šikmým ozubením. Točivý moment se přenáší z předlokové hřídele 3 na předlohou hřídel 4 přes pár ozubených kol z pastorku 19 z na kolo 69 z (Obr. 7).

Vstupní parametry [20]:

Úhel záběru v normální rovině:

$$\alpha_{nIII} = 20,045^\circ$$



Úhel sklonu boční křivky zubu:

$$\beta_{III} = 11,003^\circ$$

Průměr valivé kružnice pastorku:

$$d_{IIIp} = 146,739 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice kola:

$$d_{IIIk} = 603,261 \text{ mm}$$

Točivý moment na předlohovém hřídeli 3:

$$M_{k3} = \frac{F_{tII} \cdot d_{IIIk}}{2\,000} \text{ [Nm]} \quad (2.11)$$

$$M_{k3} = \frac{31\,803 \cdot 378,703}{2\,000}$$

$$\mathbf{M_{k3} = 6\,021,9 \text{ Nm}}$$

Tečná síla [6]:

$$F_{tIII} = \frac{2\,000 \cdot M_{k3}}{d_{IIIp}} \text{ [N]} \quad (2.12)$$

$$F_{tIII} = \frac{2\,000 \cdot 6\,021,9}{146,739}$$

$$\mathbf{F_{tIII} = 82\,076 \text{ N}}$$

Axiální síla [6]:

$$F_{aIII} = F_{tIII} \cdot \tan(\beta_{III}) \text{ [N]} \quad (2.13)$$

$$F_{aIII} = 82\,076 \cdot \tan(11,003)$$

$$\mathbf{F_{aIII} = 15\,959 \text{ N}}$$

Radiální síla [6]:

$$F_{rIII} = F_{tIII} \cdot \frac{\tan(\alpha_{nIII})}{\cos(\beta_{III})} \text{ [N]} \quad (2.14)$$

$$F_{rIII} = 82\,076 \cdot \frac{\tan(20,045)}{\cos(11,003)}$$

$$\mathbf{F_{rIII} = 30\,508 \text{ N}}$$



Soukolí IV

Točivý moment se přenáší z předlohové hřídele 4 na výstupní hřídel 5 přes jeden pár korigovaných čelních ozubených kol se šikmými zuby z pastorku 17 z na kolo 75 z (Obr. 7).

Vstupní parametry [20]:

Úhel záběru v normální rovině:

$$\alpha_{nIV} = 19,859^\circ$$

Úhel sklonu boční křivky zubu:

$$\beta_{IV} = 9,991^\circ$$

Průměr valivé kružnice pastorku:

$$d_{IVp} = 206,957 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice kola:

$$d_{IVk} = 913,044 \text{ mm}$$

Točivý moment na předlohovém hřídeli 4:

$$M_{k4} = \frac{F_{tIII} \cdot d_{IIIk}}{2\,000} \text{ [Nm]} \quad (2.15)$$

$$M_{k4} = \frac{82\,076 \cdot 603,261}{2\,000}$$

$$\mathbf{M_{k4} = 24\,756,7 \text{ Nm}}$$

Tečná síla [6]:

$$F_{tIV} = \frac{2\,000 \cdot M_{k4}}{d_{IVp}} \text{ [N]} \quad (2.16)$$

$$F_{tIV} = \frac{2\,000 \cdot 24\,756,7}{206,957}$$

$$\mathbf{F_{tIV} = 239\,246 \text{ N}}$$

Axiální síla [6]:

$$F_{aIV} = F_{tIV} \cdot \tan(\beta_{IV}) \text{ [N]} \quad (2.17)$$

$$F_{aIV} = 239\,246 \cdot \tan(9,991)$$

$$\mathbf{F_{aIV} = 42\,147 \text{ N}}$$



Radiální síla [6]:

$$F_{rIV} = F_{tIV} \cdot \frac{\tan(\alpha_{nIV})}{\cos(\beta_{IV})} [N] \quad (2.18)$$

$$F_{rIV} = 239\,246 \cdot \frac{\tan(19,859)}{\cos(9,991)}$$

$$F_{rIV} = 87\,743\,N$$

Točivý moment na výstupním hřídeli 5:

$$M_{k5} = \frac{F_{tIV} \cdot d_{IVk}}{2\,000} [Nm] \quad (2.19)$$

$$M_{k5} = \frac{239\,246 \cdot 913,044}{2\,000}$$

$$M_{k5} = 109\,220,8\,Nm$$

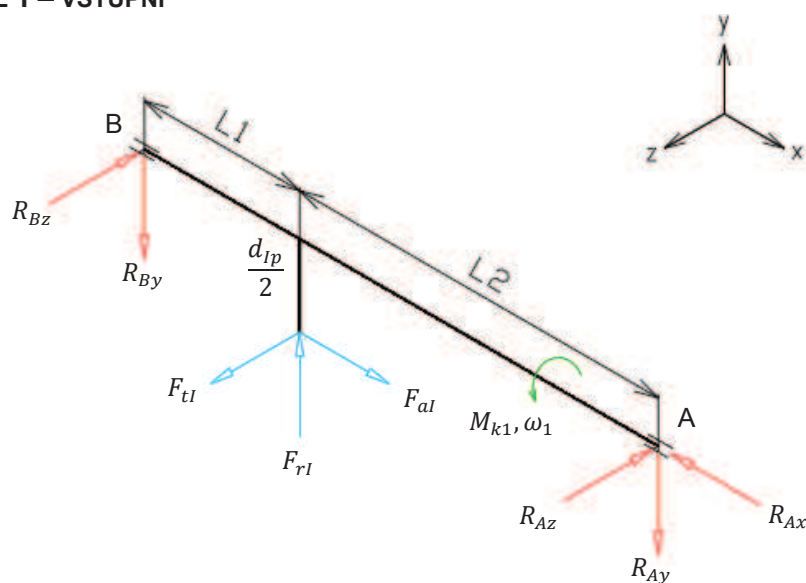
2.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V LOŽISKÁCH

Stanovení velikostí a směrů reakčních sil je provedeno na zjednodušeném prutovém prostorovém modelu – nosníku na dvou podporách aplikací vět silové a momentové statické rovnováhy k bodu (např. Obr. 8). Dalším zjednodušením je uvažování bodů zatížení ložisek na jejich ose v polovině šířky kroužků.

Kladná hodnota síly znamená, že reakce působí ve směru příslušné osy a analogicky mínus znamená, že působí proti ose. Na obrázcích níže jsou vyznačeny směry sil i smyslů otáčení (točivých momentů).

Ověření správnosti výpočtu je provedeno v programu NX I-deas. Výsledky jsou v jednotkách [N] zobrazeny v Příloze 2.

2.2.1 HŘÍDEL 1 – VSTUPNÍ



Obr. 8 Statická rovnováha na hřídeli 1 - vstupní



Vzdálenosti na hřídeli:

$$L1 = 68,500 \text{ mm}$$

$$L2 = 161,000 \text{ mm}$$

Síly v místě A, soudečkové ložisko SKF BS2 2216-2CS

Axiální síla ve směru osy x:

$$R_{Ax} = -F_{aI} \text{ [N]} \quad (2.20)$$

$$R_{Ax} = -2 \text{ 963 N}$$

Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{Ay} = -\frac{F_{aI} \cdot d_{Ip}}{2 \cdot (L1+L2)} - \frac{F_{rI} \cdot L1}{(L1+L2)} \text{ [N]} \quad (2.21)$$

$$R_{Ay} = -\frac{2 \text{ 963} \cdot 77,727}{2 \cdot (68,5+161)} - \frac{5 \text{ 200} \cdot 68,5}{(68,5+161)}$$

$$R_{Ay} = -2 \text{ 054 N}$$

Radiální síla ve směru osy z:

$$R_{Az} = -\frac{F_{tI} \cdot L1}{(L1+L2)} \text{ [N]} \quad (2.22)$$

$$R_{Az} = -\frac{13 \text{ 932} \cdot 68,5}{(68,5+161)}$$

$$R_{Az} = -4 \text{ 158 N}$$

Síly v místě B, válečkové ložisko SKF NU2213ECP

Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{By} = \frac{F_{aI} \cdot d_{Ip}}{2 \cdot (L1+L2)} - \frac{F_{rI} \cdot L2}{(L1+L2)} \text{ [N]} \quad (2.23)$$

$$R_{By} = \frac{2 \text{ 963} \cdot 77,727}{2 \cdot (68,5+161)} - \frac{5 \text{ 200} \cdot 161}{(68,5+161)}$$

$$R_{By} = -3 \text{ 146 N}$$

Radiální síla ve směru osy z:

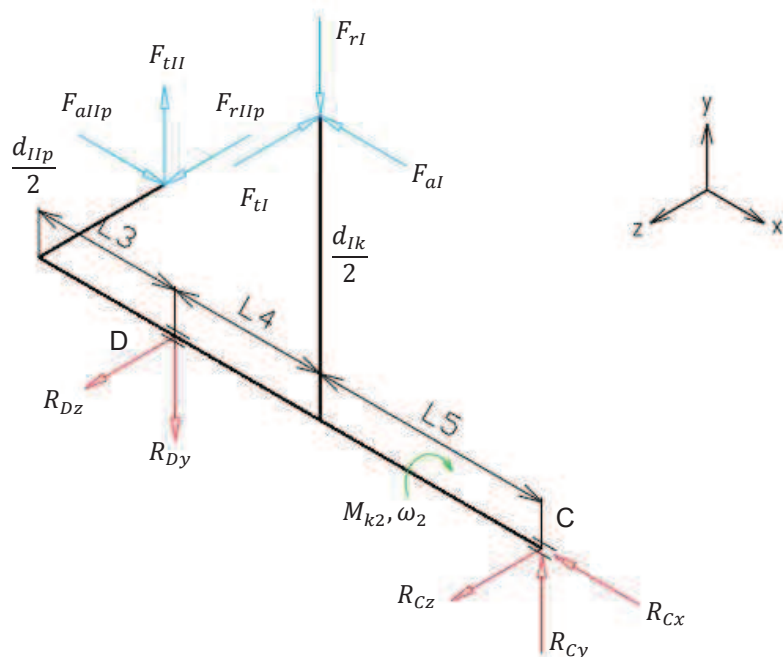
$$R_{Bz} = -\frac{F_{tI} \cdot L2}{(L1+L2)} \text{ [N]} \quad (2.24)$$

$$R_{Bz} = -\frac{13 \text{ 932} \cdot 161}{(68,5+161)}$$

$$R_{Bz} = -9 \text{ 774 N}$$



2.2.2 HŘÍDEL 2 - PŘEDLOHA



Obr. 9 Statická rovnováha na hřídeli 2 – předloha

Vzdálenosti na hřídeli:

$$L3 = 67,650 \text{ mm}$$

$$L4 = 72,000 \text{ mm}$$

$$L5 = 110,000 \text{ mm}$$

Síly v místě C, kuželiková ložiska, jednořadá, párována čely proti sobě (do „X“) SKF 31315 J2/QCL7CDF

Axiální síla ve směru osy x:

$$R_{Cx} = F_{aI} - F_{aIIp} \text{ [N]} \quad (2.25)$$

$$R_{Cx} = 2\,963 - 21\,603$$

$$\mathbf{R_{Cx} = -18\,640 \text{ N}}$$

Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{Cy} = \frac{F_{rI} \cdot L4}{(L4+L5)} + \frac{F_{tII} \cdot L3}{(L4+L5)} - \frac{F_{aI} \cdot d_{Ik}}{2 \cdot (L4+L5)} \text{ [N]} \quad (2.26)$$

$$R_{Cy} = \frac{5\,200 \cdot 72}{(72+110)} + \frac{31\,803 \cdot 67,65}{(72+110)} - \frac{2\,963 \cdot 282,273}{2 \cdot (72+110)}$$

$$\mathbf{R_{Cy} = 11\,581 \text{ N}}$$



Radiální síla ve směru osy z:

$$R_{Cz} = \frac{F_{tI} \cdot L4}{(L4+L5)} + \frac{F_{rIIp} \cdot L3}{(L4+L5)} - \frac{F_{aIIp} \cdot d_{IIp}}{2 \cdot (L4+L5)} \quad [N] \quad (2.27)$$

$$R_{Cz} = \frac{13\,932 \cdot 72}{(72+110)} + \frac{7\,006 \cdot 67,65}{(72+110)} - \frac{21\,603 \cdot 123,658}{2 \cdot (72+110)}$$

$$R_{Cz} = 777 \text{ N}$$

Síly v místě D, soudečkové ložisko SKF 22220 E

Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{Cy} = \frac{F_{rI} \cdot L5}{(L4+L5)} - \frac{F_{tII} \cdot (L3+L4+L5)}{(L4+L5)} + \frac{F_{aI} \cdot d_{Ik}}{2 \cdot (L4+L5)} \quad [N] \quad (2.28)$$

$$R_{Cy} = \frac{5\,200 \cdot 110}{(72+110)} + \frac{31\,803 \cdot (67,65+72+110)}{(72+110)} - \frac{2\,963 \cdot 282,273}{2 \cdot (72+110)}$$

$$R_{Cy} = -38\,184 \text{ N}$$

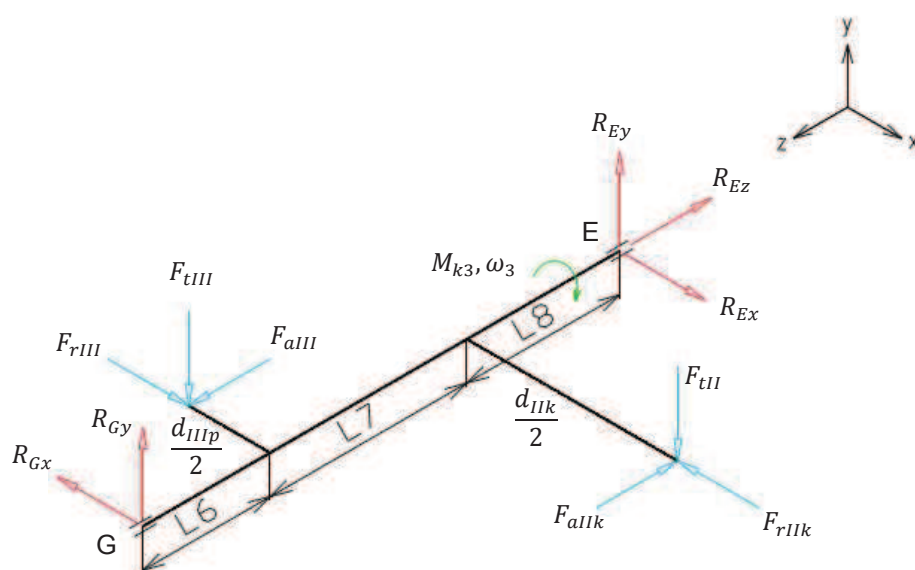
Radiální síla ve směru osy z:

$$R_{Cz} = \frac{F_{tI} \cdot L5}{(L4+L5)} - \frac{F_{rIIp} \cdot (L3+L4+L5)}{(L4+L5)} + \frac{F_{aIIp} \cdot d_{IIp}}{2 \cdot (L4+L5)} \quad [N] \quad (2.29)$$

$$R_{Cz} = \frac{13\,932 \cdot 110}{(72+110)} + \frac{7\,006 \cdot (67,65+72+110)}{(72+110)} - \frac{21\,603 \cdot 123,658}{2 \cdot (72+110)}$$

$$R_{Cz} = 6\,149 \text{ N}$$

2.2.3 HŘÍDEL 3 – PŘEDLOHA



Obr. 10 Statická rovnováha na hřídeli 3 – předloha



Vzdálenosti na hřídeli:

$$L6 = 114,000 \text{ mm}$$

$$L7 = 176,829 \text{ mm}$$

$$L8 = 137,171 \text{ mm}$$

Síly v místě E, soudečkové ložisko SKF 22224 E:

Axiální síla ve směru osy z:

$$R_{Ez} = F_{aIIk} - F_{aIII} \text{ [N]} \quad (2.30)$$

$$R_{Ez} = 7\,006 - 15\,959$$

$$R_{Ez} = -8\,953 \text{ N}$$

Radiální síla ve směru osy x:

$$R_{Ex} = \frac{F_{aIII} \cdot d_{IIIp}}{2 \cdot (L6+L7+L8)} + \frac{F_{rIIk} \cdot (L6+L7)}{(L6+L7+L8)} + \frac{F_{aIIk} \cdot d_{IIk}}{2 \cdot (L6+L7+L8)} - \frac{F_{rIII} \cdot L6}{(L6+L7+L8)} \text{ [N]} \quad (2.31)$$

$$R_{Ex} = \frac{15\,959 \cdot 146,739}{2 \cdot 428} + \frac{21\,603 \cdot 290,829}{428} + \frac{7\,006 \cdot 378,703}{2 \cdot 428} - \frac{30\,508 \cdot 114}{428}$$

$$R_{Ex} = 12\,389 \text{ N}$$

Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{Ey} = \frac{F_{tIII} \cdot L6}{(L6+L7+L8)} + \frac{F_{tII} \cdot (L6+L7)}{(L6+L7+L8)} \text{ [N]} \quad (2.32)$$

$$R_{Ey} = \frac{82\,076 \cdot 114}{(114+176,829+137,171)} + \frac{31\,803 \cdot (114+176,829)}{(114+176,829+137,171)}$$

$$R_{Ey} = 43\,472 \text{ N}$$

Síly v místě G, soudečkové ložisko SKF 22224 E:

Radiální síla ve směru osy x:

$$R_{Gx} = \frac{F_{rIIk} \cdot L8}{(L6+L7+L8)} - \frac{F_{aIII} \cdot d_{IIIp}}{2 \cdot (L6+L7+L8)} - \frac{F_{aIIk} \cdot d_{IIk}}{2 \cdot (L6+L7+L8)} - \frac{F_{rIII} \cdot (L7+L8)}{(L6+L7+L8)} \text{ [N]} \quad (2.33)$$

$$R_{Gx} = \frac{21\,603 \cdot (137,171)}{428} - \frac{15\,959 \cdot 146,739}{2 \cdot 428} - \frac{7\,006 \cdot 378,703}{2 \cdot 428} - \frac{30\,508 \cdot 314}{428}$$

$$R_{Gx} = -21\,294 \text{ N}$$



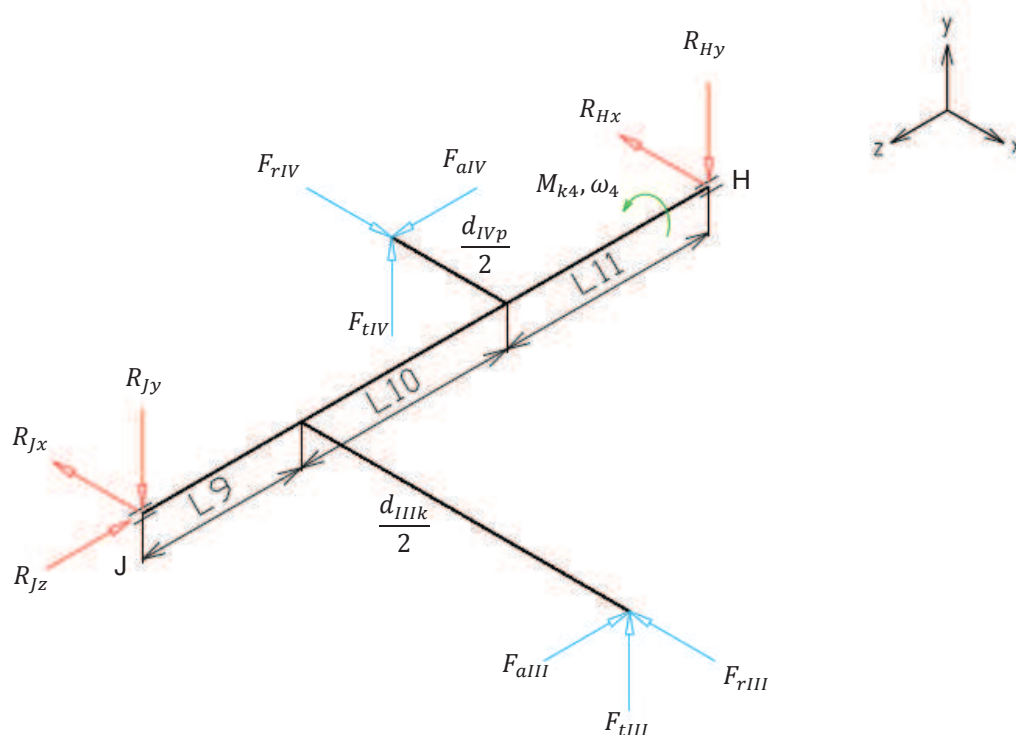
Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{Gy} = \frac{F_{tIII} \cdot (L7+L8)}{(L6+L7+L8)} + \frac{F_{tII} \cdot L8}{(L6+L7+L8)} \quad [N] \quad (2.34)$$

$$R_{Gy} = \frac{82\,076 \cdot (176,829+137,171)}{(114+176,829+137,171)} + \frac{31\,803 \cdot 137,171}{(114+176,829+137,171)}$$

$$R_{Gy} = 70\,407 \text{ N}$$

2.2.4 HŘÍDEL 4 – PŘEDLOHA



Obr. 11 Statická rovnováha na hřídeli 4 – předloha

Vzdálenosti na hřídeli:

$$L9 = 144,000 \text{ mm}$$

$$L10 = 185,000 \text{ mm}$$

$$L11 = 183,000 \text{ mm}$$

Síly v místě H, soudečkové ložisko SKF 22236 CC/W33:

Radiální síla ve směru osy x:

$$R_{Hx} = \frac{F_{rIII} \cdot L9}{(L9+L10+L11)} + \frac{F_{aIII} \cdot d_{IIIk}}{2 \cdot (L9+L10+L11)} + \frac{F_{aIV} \cdot d_{IVp}}{2 \cdot (L9+L10+L11)} - \frac{F_{rIV} \cdot (L9+L10)}{(L9+L10+L11)} \quad [N] \quad (2.35)$$

$$R_{Hx} = \frac{30\,508 \cdot 144}{512} + \frac{15\,959 \cdot 603,261}{2 \cdot 512} + \frac{42\,147 \cdot 206,957}{2 \cdot 512} - \frac{87\,743 \cdot (144+185)}{512}$$

$$R_{Hx} = -29\,881 \text{ N}$$



Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{Hy} = -\frac{F_{tIII} \cdot L9}{(L9+L10+L11)} - \frac{F_{tIV} \cdot (L9+L10)}{(L9+L10+L11)} [N] \quad (2.36)$$

$$R_{Hy} = -\frac{82\,076 \cdot 144}{(144+185+183)} - \frac{239\,246 \cdot (144+185)}{(144+185+183)}$$

$$R_{Hy} = -176\,818 \text{ N}$$

Síly v místě J, soudečkové ložisko SKF 22236 CC/W33:

Axiální síla ve směru osy z:

$$R_{Jz} = F_{aIII} - F_{aIV} [N] \quad (2.37)$$

$$R_{Jz} = 15\,959 - 42\,147$$

$$R_{Jz} = -26\,188 \text{ N}$$

Radiální síla ve směru osy x:

$$R_{Jx} = \frac{F_{rIII} \cdot (L10+L11)}{(L9+L10+L11)} - \frac{F_{aIII} \cdot d_{IIIk}}{2 \cdot (L9+L10+L11)} - \frac{F_{aIV} \cdot d_{IVp}}{2 \cdot (L9+L10+L11)} - \frac{F_{rIV} \cdot L11}{(L9+L10+L11)} [N] \quad (2.38)$$

$$R_{Jx} = \frac{30\,508 \cdot (185+183)}{512} - \frac{15\,959 \cdot 603,261}{2 \cdot 512} - \frac{42\,147 \cdot 206,957}{2 \cdot 512} - \frac{87\,743 \cdot 183}{512}$$

$$R_{Jx} = -27\,354 \text{ N}$$

Radiální síla ve směru osy y:

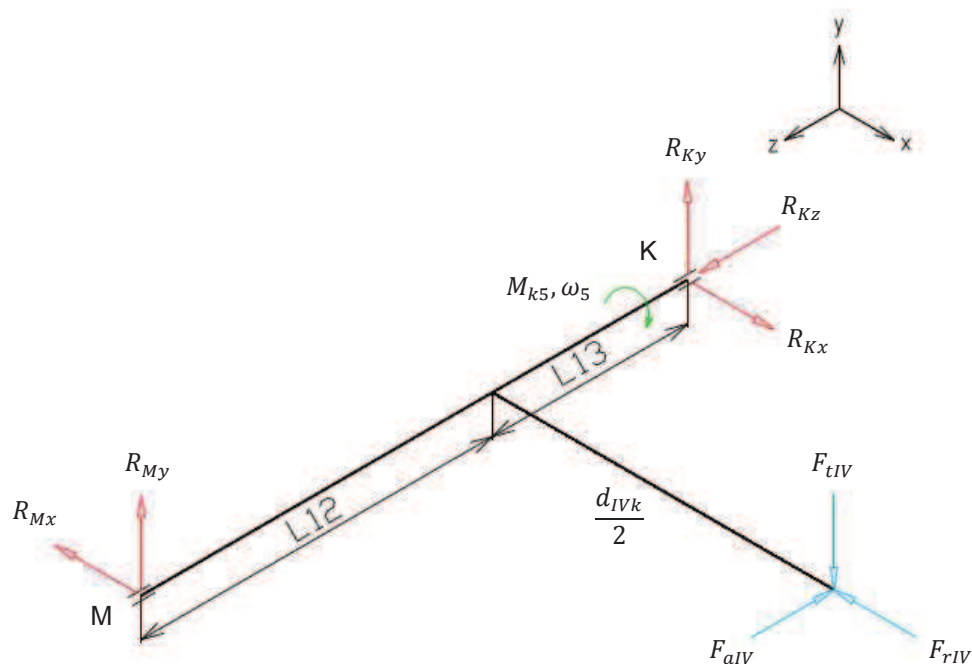
$$R_{Jy} = -\frac{F_{tIII} \cdot (L10+L11)}{(L9+L10+L11)} - \frac{F_{tIV} \cdot L11}{(L9+L10+L11)} [N] \quad (2.39)$$

$$R_{Jy} = -\frac{82\,076 \cdot (185+183)}{(144+185+183)} - \frac{239\,246 \cdot 183}{(144+185+183)}$$

$$R_{Jy} = -144\,504 \text{ N}$$



2.2.5 HŘÍDEL 5 – VSTUPNÍ



Obr. 12 Síly působící na hřídel 5 - vstupní

Vzdálenosti na hřídeli:

$$L12 = 327,000 \text{ mm}$$

$$L13 = 187,000 \text{ mm}$$

Síly v místě K, soudečkové ložisko 23968 CC/W33:

Axiální síla ve směru osy z:

$$R_{Kz} = F_{aIV} \text{ [N]} \quad (2.40)$$

$$R_{Kz} = 42\,147 \text{ N}$$

Radiální síla ve směru osy x:

$$R_{Kx} = \frac{F_{rIV} \cdot L12}{(L12+L13)} + \frac{F_{aIV} \cdot d_{IVk}}{2 \cdot (L12+L13)} \text{ [N]} \quad (2.41)$$

$$R_{Kx} = \frac{87\,743 \cdot 327}{(327+187)} + \frac{42\,147 \cdot 913,044}{2 \cdot (327+187)}$$

$$R_{Kx} = 93\,255 \text{ N}$$



Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{Ky} = \frac{F_{tIV} \cdot L12}{(L12+L13)} [N] \quad (2.42)$$

$$R_{Ky} = \frac{239\,246 \cdot 327}{(327+187)}$$

$$R_{Ky} = 152\,205\,N$$

Síly v místě M, soudečkové ložisko 23968 CC/W33:

Radiální síla ve směru osy x:

$$R_{Mx} = \frac{F_{rIV} \cdot L13}{(L12+L13)} - \frac{F_{aIV} \cdot d_{IVk}}{2 \cdot (L12+L13)} [N] \quad (2.43)$$

$$R_{Mx} = \frac{87\,743 \cdot 187}{(327+187)} - \frac{42\,147 \cdot 913,044}{2 \cdot (327+187)}$$

$$R_{Mx} = -5\,512\,N$$

Radiální síla ve směru osy y:

$$R_{My} = \frac{F_{tIV} \cdot L13}{(L12+L13)} [N] \quad (2.44)$$

$$R_{My} = \frac{239\,246 \cdot 187}{(327+187)}$$

$$R_{My} = 87\,041\,N$$



3 PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU POHONU KOLESA

Jednou z hlavních možností, jak zjistit vlastnosti a chování reálného objektu, je tvorba idealizovaného fyzikálního a matematického modelu, který je oproti skutečnosti zjednodušen z hlediska tvaru, materiálů, zatížení apod. Míra tohoto zjednodušení je jedním z ukazatelů přesnosti modelu při srovnání se skutečností.

Analýza převodovky a rámu je provedena metodou konečných prvků. Jedná se o numerickou metodu, která slouží k simulaci široké škály inženýrských problémů. Jedna z největších výhod této metody spočívá v možnosti simulovat děje, které by se v praxi uskutečňovaly velmi obtížně nebo by s ohledem na destrukci zařízení při zkouškách byly příliš nákladné, zvláště u nízkého počtu vyráběných kusů. Dále umožňuje řešit i velmi složité tvary, zkracovat vývojový čas, zvýšit produktivitu a snižovat náklady.

Metodický postup MKP analýzy lze rozdělit na tři kroky: přípravu výpočetního modelu, jeho řešení a vyhodnocení.

Tvorba výpočetního modelu (PRE-PROCESSING) je provedena v prostředí NX I-deas, ve kterém jsou připravena kompletní vstupní data pro řešič. Příprava výpočetního modelu se skládá z několika fází, které můžeme rozdělit na fázi tvorby či úpravy geometrie v případě importu z jiných CAD systémů, definice konečnoprvkové sítě, definici materiálů, aplikací okrajových podmínek a zatížení. Řešení (SOLUTION) a zpracování výsledků (POST-PROCESSING) je provedeno v programovém prostředí MSC Marc.

3.1 DEFINICE TYPU ÚLOHY

Literatura: [10]

Typ úlohy je svázán s cílem modelování a závisí tedy na typu požadovaných výsledků. Podle typu úlohy se volí další atributy jako dimenzionalita, typy prvků apod. V této diplomové práci se požaduje určit deformaci a napjatost tělesa a rámu převodovky.

Úloha je řešená jako ustálená, statická (bez vlivu setrvačných sil), strukturální analýza se zahrnutím nelinearity v podobě kontaktu. Dotyk těles je obecně nelineární úloha, protože není dopředu známa velikost plochy kontaktu, která se v průběhu zatěžování mění - spojené části mohou odlehnout. Dimenze úlohy je prostorová (3D).

Nelineární úlohy obecně závisí na posloupnosti stavů, kterými systém prošel od počátku do konce děje. Zdroje nelinearit mohou být charakteru geometrického, materiálového nebo vazbového (kontakt).

Geometrické nelinearity předpokládají velké deformace (Large Strain) – podstatné změny geometrické konfigurace v průběhu zatěžování (například ztráta stability). Materiálová a vazbová nelinearita je blíže popsána v kapitolách 3.3 Materiálový model a 3.5 Okrajové podmínky. Tento typ úlohy nemůže být řešen pomocí přímých metod jako u lineárních úloh, proto využívá iteračních metod i inkrementálního postupu. Průběh řešení pak spočívá v rozdělení řešení na několik kroků (SUBSTEP), kdy se zatížení neaplikuje celé najednou,



ale postupně po přírůstcích. V následujícím kroku je výchozí stav již zdeformovaný tvar. Podkroky jsou tak malé, aby chování v daném rozmezí bylo možné s dostatečnou přesností linearizovat. Nelineární problémy vyžadují výrazně delší výpočtový čas než lineární problémy. Poskytují ale přesnější výsledky.

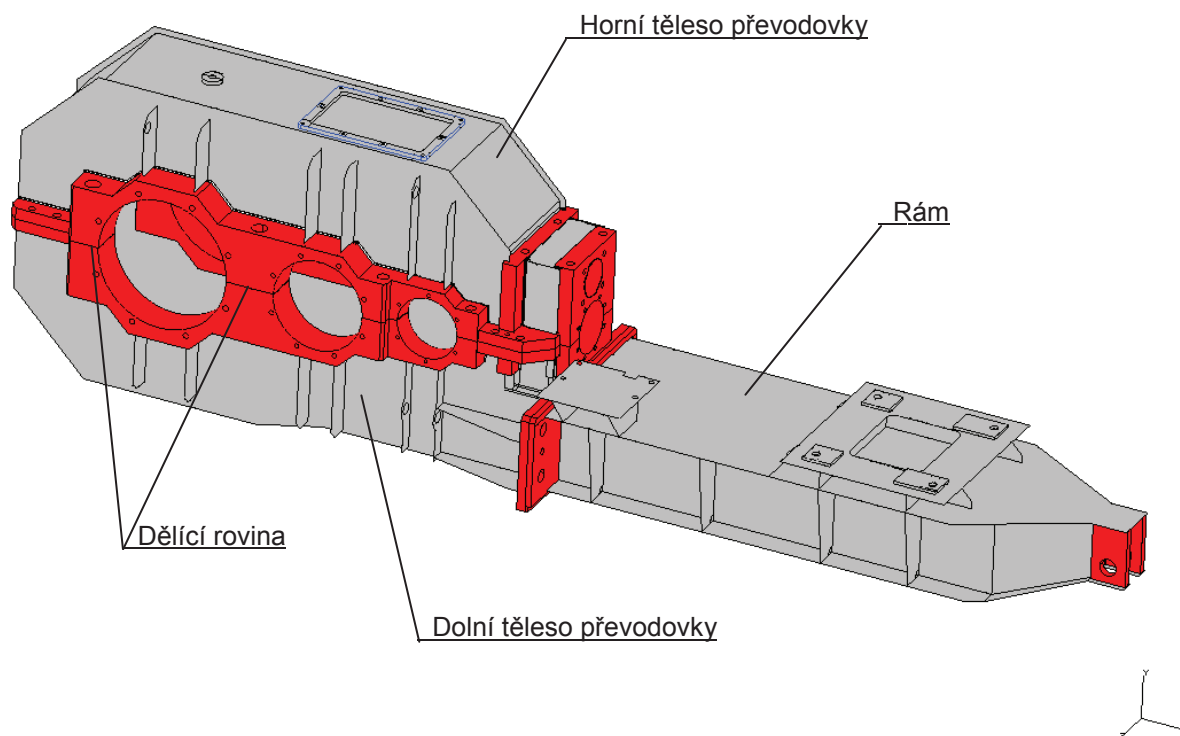
U lineární úlohy se předpokládá, že vyřešená deformace neovlivní celkovou geometrii tělesa natolik, aby se změnila rovnice rovnováhy sestavené v nedeformovaném stavu. Přetvoření a posuvy tedy musí být malé (infinitesimální) v porovnání s rozměry tělesa. Dalšími předpoklady pak jsou neměnnost okrajových podmínek v průběhu zatěžování, lineární chování materiálu, lineární vztah mezi napětím a přetvořením. To svědčí o vysoké míře idealizace. Řeší problémy nezávislé na čase.

3.2 PŘÍPRAVA GEOMETRIE MODELU

Prvním krokem analýzy je tvorba geometrie, popřípadě její import z jiných CAD software. Geometrie výpočtového modelu značně ovlivňuje možnost vytvořit kvalitní síť konečných prvků a možnost správně definovat okrajové podmínky. Proto se přistupuje k úpravě skutečného tvaru tělesa – idealizace geometrie.

Idealizací modelu se rozumí upravení geometrie za účelem odstranění detailů nepodstatných pro výpočet a nemající podstatný vliv na tuhost. V našem případě to jsou malá zaoblení, sražení hran, malé otvory, závity, podložky, manipulační závěsy, výpustný ventil, olejoznak a odvodušňovač. Tyto konstrukční prvky by pouze navyšovaly počet prvků sítě potřebných pro vytvoření kvalitní sítě nebo by značně snižovaly kvalitu v jejich okolí. V extrémním případě, by síť nebylo možné vůbec vytvořit. Dalším stupněm idealizace je nahrazení šroubů, kolíků, svarů, víček, ložisek a ozubeného převodu kombinací virtuálních a prutových prvků, které je blíže popsáno v kapitole 3.4.2. Kvalita výsledků se pak odvíjí od velikosti idealizace.

Pro přípravu geometrie slouží v prostředí NX I-Deas úkol Master Modeler. Ta byla vytvořena na základě výrobních výkresů tzv. metodou shora dolů, kdy se jednotlivé části (PART) tvoří vhodným rozřezáním základního objemu pomocí Booleovských operací PARTITION (rozdělení objektu na dvě části – dva nové objemy se společnou hraniční plochou) a SPLIT SURFACE (stříhání ploch). Tento způsob modelování je vhodný především pro tvorbu skořepinových modelů, protože sousední entity sdílí společné plochy, hrany či body a to zajišťuje návaznost sítě na sebe. V takto připraveném „modelu“ se vyberou do skupin (GROUPS) potřebné body, plochy a objemy, které reprezentují geometrický tvar modelu. Poté se z jednotlivých částí v úkolu Master Assembly vytvoří sestava (Obr. 13). Šedou barvou jsou zobrazeny plochy a červenou objemy, u kterých se předpokládá kontakt. Patrná je také dělicí rovina.



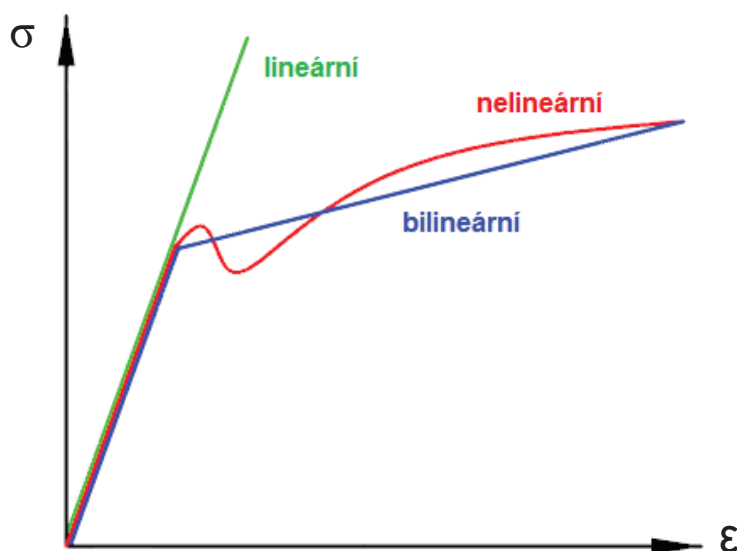
Obr. 13 Geometrie modelu pohonu

3.3 MATERIÁLOVÝ MODEL

Nedílnou součástí každé FE analýzy je přiřazení materiálových charakteristik geometrii nebo síti konečných prvků. To se provádí výběrem předdefinovaných materiálů z knihovny nebo manuálním vložení materiálových konstant či funkcí. Nesprávná definice materiálu vede k chybným výsledkům. Proto je vždy nutné si pro konkrétní typ úlohy uvědomit, o jaký typ materiálu se jedná, a podle toho zvolit správný materiál se správnými hodnotami. Z hlediska výpočtového modelování lze bez nároku na úplnost provést dělení na:

- lineární materiál - závislost mezi napjatostí a deformací je lineární. Používá se v oblasti platnosti Hookeova zákona,
- bilineární materiál – zjednodušená varianta nelineárního chování,
- nelineární materiál – vztah mezi napjatostí a deformací odpovídá reálným hodnotám v celé oblasti zatěžování (např. plasticita, creep, viskoplasticita).

Rozdíly jsou zřejmé z Obr. 14.



Obr. 14 Materiálový model

Materiály použité na modelu jsou konstrukční oceli třídy 11, které jsou definovány jako izotropní, homogenní a lineárně pružné, jejichž vlastnosti jsou popsány dvěma nezávislými materiálovými konstantami – modulem pružnosti v tahu E_L a Poissonovým číslem μ . Pro oba materiály se uvažují hodnoty konstant dle [8]:

- $E_L = 210\,000\text{ MPa}$
- $G_L = 80\,400\text{ MPa}$, kde G_L je modul pružnosti ve smyku
- $\mu = 0,3$
- $\rho_L = 7\,850\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, kde ρ_L je objemová hmotnost oceli

Ocel S235JR (1.0038) dle EN 10025-2: [16],[17]

Nelegovaná konstrukční jakostní ocel určená na ploché a dlouhé výrobky válcované za tepla v tloušťkách do 250 mm, vhodná pro použití ve svařovaných a šroubovaných konstrukcích. Žihání k odstranění vnitřního pnutí je dovoleno.

Minimální mez kluzu R_{eS235} [MPa] pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:

do 16 mm ... $R_{eS235} = 235\text{ MPa}$

od 16 mm do 40 mm ... $R_{eS235} = 225\text{ MPa}$

Pevnost v tahu R_{mS235} [MPa] pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:

do 100 mm ... $R_{mS235} = 360 - 510\text{ MPa}$

Ocel S355J2 (1.0577) dle EN 10025-2: [16],[17]

Nelegovaná konstrukční jakostní ocel vhodná na svařované konstrukce a strojní součásti s vyšší mezí kluzu, staticky i dynamicky namáhané. Ocel je vhodná ke svařování.



Minimální mez kluzu R_{eS355} [MPa] pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:

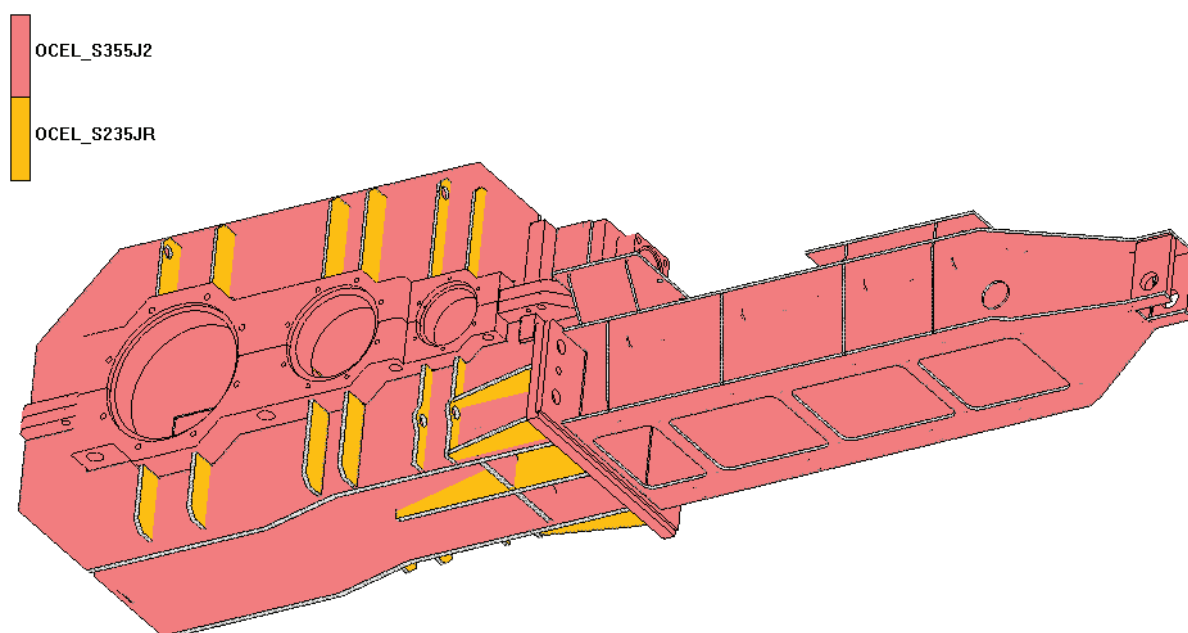
do 16 mm ... $R_{eS355} = 355$ MPa

od 16 mm do 40 mm ... $R_{eS355} = 345$ MPa

Pevnost v tahu R_{mS355} [MPa] pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:

do 100 mm ... $R_{mS355} = 470 - 630$ MPa

Ocel je použita téměř na celém modelu. Tento materiál je přiřazen také veškerým náhradám popsaných v kapitole 3.4.2. Rozložení materiálů je patrné z Obr. 15.



Obr. 15 Rozložení materiálů

3.4 TVORBA KONEČNOPRVKOVÉ SÍTĚ

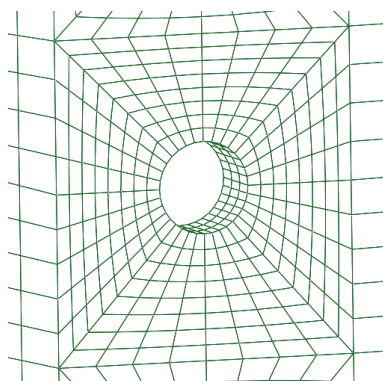
Tvorbou sítě se rozumí diskretizace kontinua. To znamená topologický rozklad řešené oblasti na konečný počet prvků (ELEMENTS), které mají jednoduchý geometrický tvar, jako jsou např. trojúhelníky nebo čtyřúhelníky včetně jejich rozšíření do prostoru. Jednotlivé prvky jsou s ostatními spojeny v bodech zvaných uzly (NODES). V uzlech se určují deformační posuvy případně natočení. Při řešení se sestaví tolik rovnic pro každý uzel, kolik je neznámých stupňů volnosti ve všech uzlech.

Pro tvorbu a definici sítě se v programu NX I-Deas používá úkol MESHING. Zde se z geometrického modelu vytvoří plně asociativní FE model, ve kterém se definuje síť na základě připravených hran, ploch a objemů. Velikost a typ prvků je zvolen s ohledem na rozsah úlohy, aby bylo možno provést analýzu na dostupném hardwarovém vybavení v přijatelném čase. Uzly a elementy mohou být generovány dvěma způsoby: volně (FREE MESHING) nebo mapovaně (MAPPED MESHING). V případě, že jsou plochy či objemy



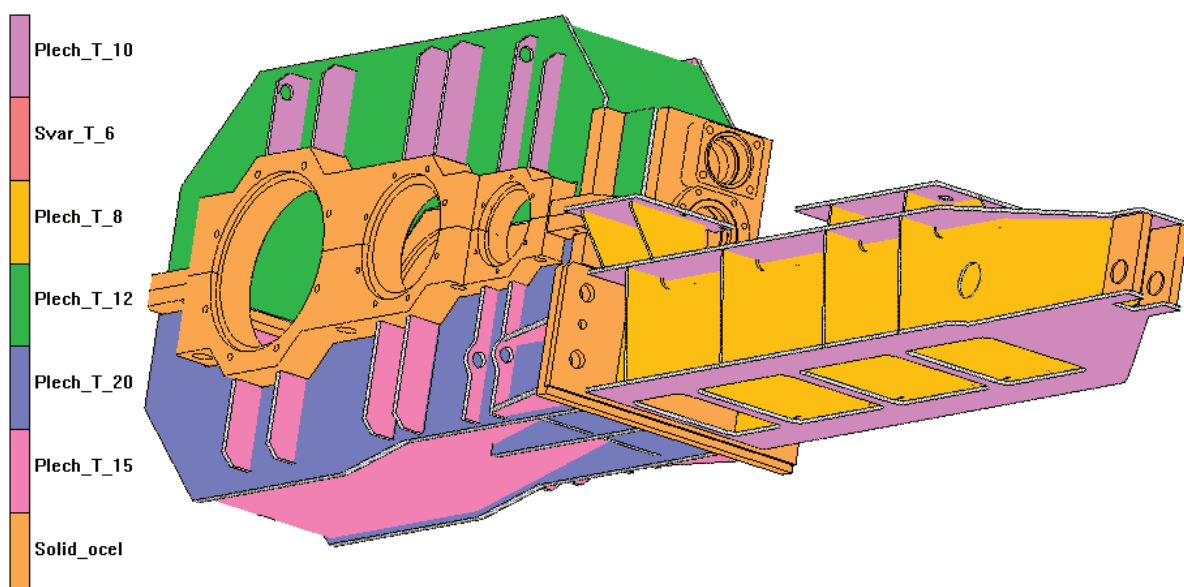
tvarově jednoduché a způsobilé mapovaného síťování, dává se mu přednost před volným síťováním.

Tělesovými prvky se vyplňují objemy. V našem případě jsou na složité tvary aplikovány čtyřuzlové lineární prvky o délce hrany 10 mm. Tvarově jednodušší objemy vyplňuje mapovaná síť. Je tomu tak především z důvodu snížení počtu uzlů a prvků, které se pozitivně projeví zkrácením výpočtového času. Ty jsou navíc kvalitnější než čtyřuzlové prvky a jsou schopny pravidelně zhušťovat síť v okolí otvorů (Obr. 16).



Obr. 16 Mapovaná síť v oblasti otvoru

Plochy se pokrývají skořepinovými prvky o maximální velikosti hrany 12 mm, kterým se přiřazují tloušťky odpovídající skutečným tloušťkám plechů a příslušné materiály (Obr. 17). Opět je dodržena zásada pokrývat tvarově jednodušší plochy mapovanou sítí.



Obr. 17 Zobrazení tloušťky jednotlivých plechů na FE modelu

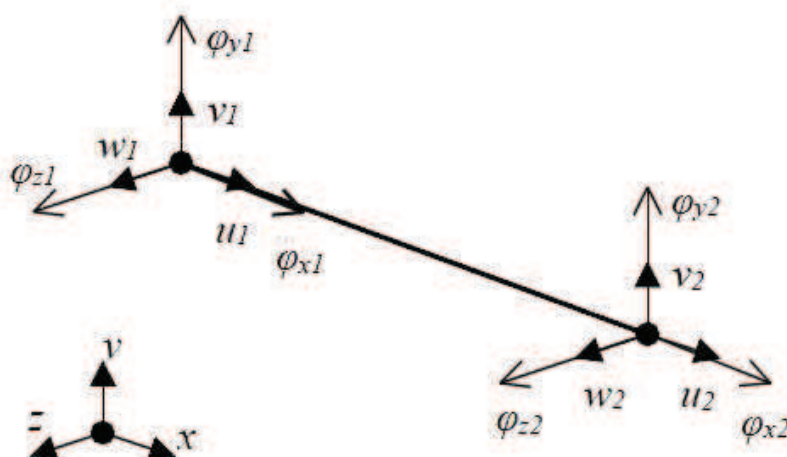


3.4.1 POUŽITÉ PRVKY

Příprava modelu proběhla v prostředí NX I-Deas, proto budou v textu primárně uváděny názvy prvků dle terminologie tohoto programu. V závorkách jsou uvedeny ekvivalentní prvky použité v programu MSC MARC. [10],[21],[22]

LINEAR BEAM (Element 78 a 98) - obecný lineární prutový 1D prvek v prostoru, který dokáže přenášet tah/tlak, ohyb, smyk i krut včetně jejich kombinací. Má tedy axiální, ohybovou i torzní tuhost. Je definován dvěma uzly určující jeho délku a orientaci v prostoru, materiálovými charakteristikami, kvadratickými momenty průřezu a plochou příčného průřezu, která může mít symetrický i obecný tvar. Prvek má hmotnost. V každém uzlu má šest stupňů volnosti - tři posuvy a tři rotace, dohromady tedy dvanáct deformačních parametrů (Obr. 18). V programu NX I-Deas je reprezentován úsečkou mezi dvěma koncovými uzly a průřezem. Úsečka představuje střednici – spojnice těžišť průřezů.

Tyto prvky jsou použity pro modelování šroubů, kolíků, čepů, hřídelí a vík převodovky.



Obr. 18 Prostorový prutový prvek [10]

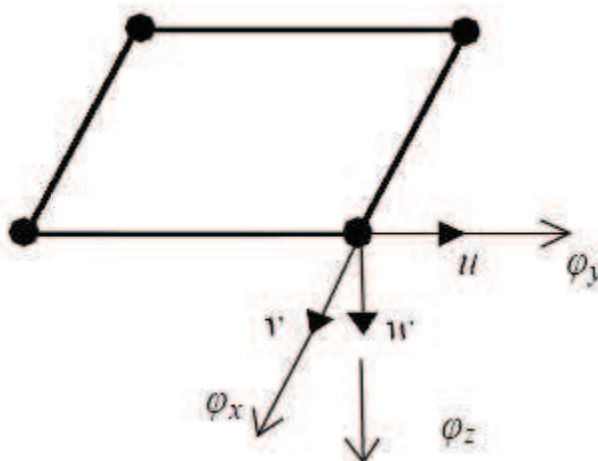
THIN SHELL LINEAR (Element 75) - lineární čtyřúhelníkový skořepinový prvek. Používá se pro plošné (2D) modelování tenkostěnných konstrukcí. Definuje se na obecné střednicové ploše analyzovaného tělesa pomocí čtyř uzlů, tloušťku a materiál je pak nutno zadat jako jednu ze základních charakteristik. Prvek má v každém uzlu mimo tří možných posuvů také tři rotace. Dohromady má tedy dvacet čtyři deformačních parametrů (Obr. 19).

Napjatost a deformace na prvku je v souladu s přijatou hypotézou pro tenkostěnná tělesa – typickým důsledkem je tedy nulové napětí ve směru normály prvku a lineární průběh zbývajících složek napětí po tloušťce. To je třeba mít na paměti zvláště při vyhodnocování výsledků: necháme-li například vykreslit maximální hlavní napětí na povrchu střednice, vykreslí se pouze na jediném, v dané chvíli zvoleném povrchu ze dvou možných. Přitom druhý povrch může být z hlediska dosažených napětí kritičtější. Je proto třeba důsledně kontrolovat oba povrchy [10]. Z tohoto důvodu je nutné vědět, jakým směrem jsou plochy



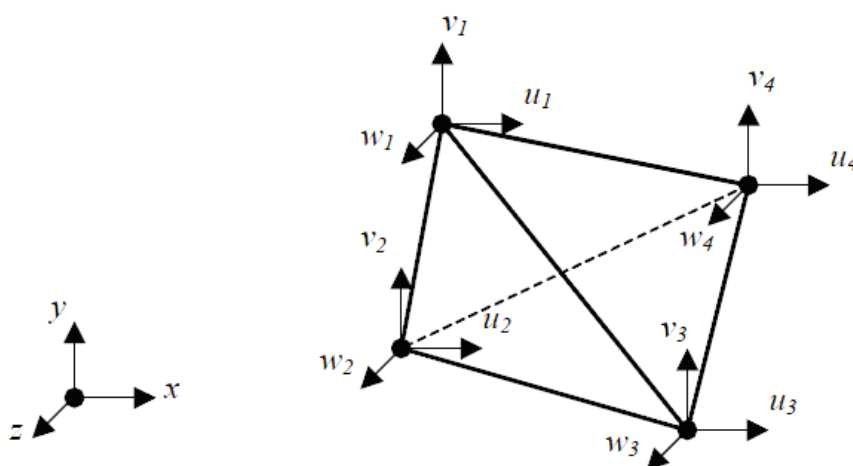
orientovány. V programu I-Deas tmavé plochy reprezentují vrchní stranu (TOP) a světlé zase spodní stranu prvku (BOTTOM).

Používá se pro generování jak volné sítě, tak i mapované. Modifikací tohoto prvku může být osmiuzlový kvadratický prvek, který se především používá pro lepší aproximaci střednicové plochy anebo při nelinearitách.



Obr. 19 Skořepinový prvek [10]

SOLID – LINEAR TETRAHEDRON (Element 134) – lineární prostorový čtyřstěn (tetraedr). V prostoru je definován čtyřmi uzly, přičemž v každém má tři stupně volnosti – posuvy (Obr. 20). To představuje celkem dvanáct deformačních parametrů. Používá se při automatickém síťování (FREE MESHING), kdy se zadává typická velikost prvku a materiál. Je nejjednodušším tělesovým prvkem, jehož hlavní výhoda spočívá v možnosti generování velmi komplikovaných prostorových sítí. Žádný jiný tvar není použitelný k plně automatickému vykrytí tvarově složitých objemů těles. Na druhou stranu prvek není příliš přesný, proto je potřeba dělit objem více prvky, aby se dosahovalo přijatelné přesnosti. Je tedy na zvážení, zda použít přesnější kvadratické desetiuzlové čtyřstěny.

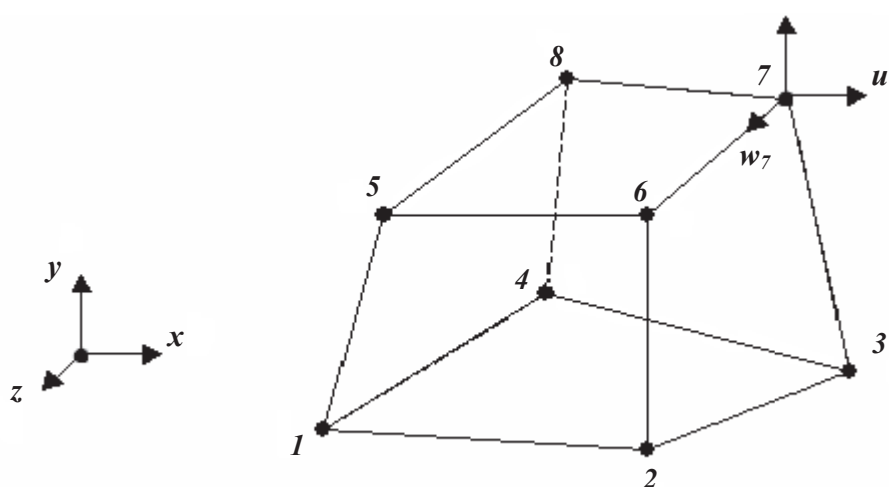


Obr. 20 Čtyřuzlový prostorový čtyřstěn [10]



SOLID – LINEAR BRICK (Element 7) – lineární prostorový šestistěn (hexaedr), který je definován osmi uzly, kde každý uzel má tři možné posuvy. Dohromady má tedy prvek dvacet čtyři neznámých deformačních parametrů (Obr. 21).

Svým tvarem se blíží ideálnímu prostorovému prvku, a proto má velmi dobré aproximační schopnosti. Využívá se při ruční - mapované tvorbě sítě (MAPPEĎ MESHING) a je jím možné diskretizovat pouze jednoduché tvary. Složitější tvary vyžadují vždy komplikovanou topologickou přípravu suboblastí, aby na sebe prvky správně navazovaly – stěna na stěnu, hrana na hranu. To může být velmi obtížné, zvláště při požadavku na lokální zahuštění sítě. Oproti automatickému generování čtyřstěnu se mapovanou sítí dosahuje menšího počtu vygenerovaných prvků a uzlů. To má pozitivní vliv na délku výpočtového času a na paměťové požadavky.



Obr. 21 Osmiuzlový prostorový šestistěn

CONSTRAINT (RBE3) – virtuální nehmotný prvek s konečnou tuhostí, který se zadává tak, že se nejprve vybere jeden referenční (řídící) uzel a poté nezávislé uzly. Pro vytvoření tohoto prvku jde vybrat maximálně 2 000 uzlů. Prvek interpoluje pohyb referenčního uzlu (Master) přes váhové koeficienty z pohybů ostatních uzlů (Slaves). Tím se docílí například správného rozložení bodového silového působení na plochu. Váhový koeficient je tedy reálné číslo, které udává jak „pevně“ je řídící uzel připojený k ostatním. Dopočítává se automaticky ze vzdáleností metodou nejmenších čtverců. V programu I-deas je u „master“ uzlu písmeno C (Obr. 22).

V modelu slouží ke spojení odlišných sítí, k distribuci sil předpětí šroubového spoje, spojení vík se šrouby a přenosu sil na ložiska a rám.

RIGID (RBE2) – virtuální nehmotný prvek téměř totožný s prvkem CONSTRAINT s hlavním rozdílem, že simuluje nekonečnou tuhost. Spojuje dva uzly (RIGID BAR) nebo v případě násobného prvku jeden řídící uzel s více uzly (RIGID ELEMENT).

V modelu je prvek použit k náhradám ozubených kol.



GAP (Element 12) – virtuální nehmotný kontaktní prvek definovaný mezi dvěma uzly v prostoru, který omezuje relativní pohyb uzlů ve směru kontaktu. Tomuto prvku je možné přiřadit tuhost spojení, vůli mezi uzly, vzdálenost kdy má dojít ke kontaktu a koeficient tření. Je schopen přenášet pouze axiální síly.

V modelu je prvek použit pro přenos axiálních sil z ložisek na víka a na simulování záběru dvou ozubených kol.

LUMPED MASS (CONM2) – virtuální prvek se šesti stupni volnosti, který koncentruje hmotu do jednoho bodu – uzlu v těžišti. Je definován hmotností, hmotnostním momentem setrvačnosti a souřadným systémem, jehož osy reprezentují směry složek momentu setrvačnosti.

V modelu nahrazuje hmotnost elektromotoru a hydraulické spojky.

Tab. 1 Přehled použitých typů prvků a jejich počet na modelu pohonu

| TYP PRVKU | POČET |
|--------------------------|----------------|
| Linear Beam | 190 |
| Thin Shell Linear | 72 214 |
| Solid Linear Tetrahedron | 495 956 |
| Solid Linear Brick | 20 240 |
| Constraint | 4 730 |
| Gap | 16 |
| Rigid | 9 |
| Lumped Mass | 1 |
| CELKEM PRVKŮ | 593 356 |
| CELKEM UZLŮ | 228 235 |

3.4.2 NAHRAZENÍ NĚKTERÝCH KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ

Jedná se o prvky, u kterých není vyžadována pevnostní analýza. Níže uvedené konstrukční prvky je vhodnější nahradit jiným způsobem, než jsou realizovány ve skutečnosti a to především z důvodu enormního zvýšení složitosti úlohy, která by vedla k daleko vyšším nárokům na hardware, výpočtový čas i přípravu modelu nebo by v krajním případě vůbec nevedla k řešení. Je však dbáno, aby se chováním blížily reálným součástem.

SPOJENÍ SKOŘEPINOVÉ A OBJEMOVÉ SÍTĚ [10]

Tímto spojením se nahrazují svary při rozdílných sítích. Zadává se pomocí příkazu Join Dissimilar Mesh, který umožňuje spojit odlišné sítě co do topologie, velikosti či typu prvků.

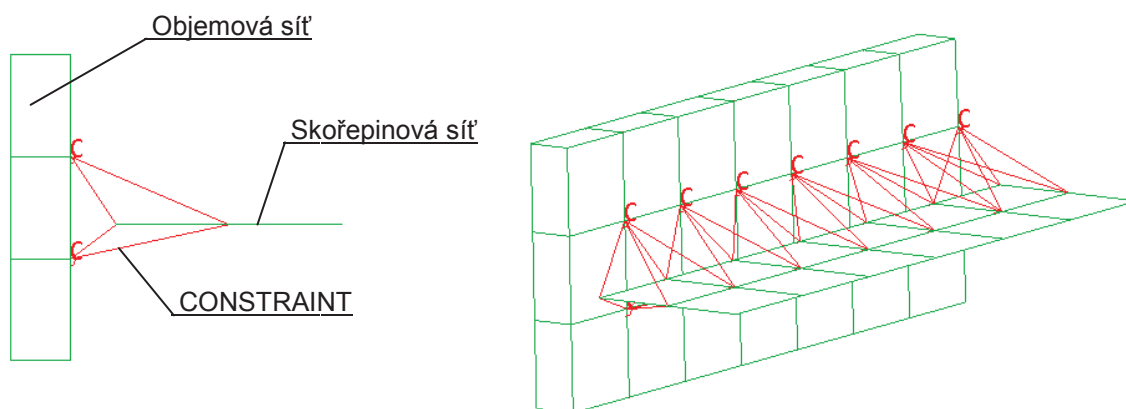


V místech svarů jsou vybrány uzly na jemnější síti (objemové) a prvky Constraint připojeny na prvky hrubší sítě (skořepinové). Při spojování tělesových a tenkostěnných prvků je nutno zajistit nulové natočení obou částí vůči sobě. Další možností je použití speciálních tělesových prvků s rotačními stupni volnosti, kde objemová síť sdílí společné uzly se skořepinovou.

U všech těchto metod lze zpravidla dosáhnout dobrého souladu mezi tuhostí výpočtového modelu a reálného tělesa. Nelze však použít pro analýzu napjatosti daného tvarového detailu. Pokud tedy v místě přechodu masivní do tenkostěnné části konstrukce potřebujeme hodnotit napjatost, je třeba celou oblast modelovat s využitím dostatečně jemné sítě tělesových 3D prvků.

Na Obr. 22 je ukázka nahrazení svarů odlišných sítí.

Dalším způsobem, jak nahradit svary a spojit sítě, je slepení (GLUE), kde se definuje oblast kontaktu o rozměrech svarů.

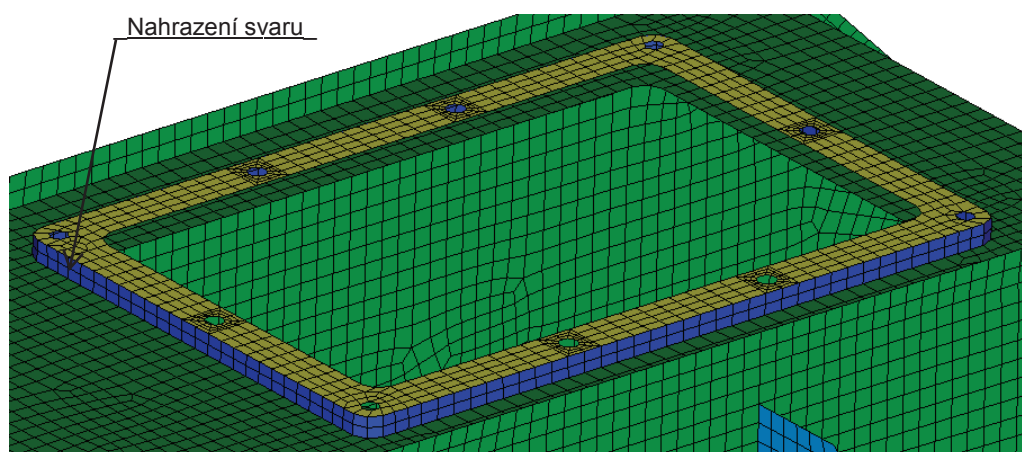


Obr. 22 Spojení rozdílných sítí

NÁHRADA SVARŮ

Nabízí se více možností jak nahradit svaření dvou plechů. U skořepinových sítí se používají dvě hlavní možnosti. První z nich nerespektuje svar a provádí se tak, že se prvkům v dané oblasti přiřadí tloušťka o velikosti obou plechů. Střednice se pak podle potřeby posouvá (OFFSET).

Druhou možností je namodelovat obě střednicové plochy spojovaných plechů a propojit je skořepinovou sítí o tloušťce odpovídající výšce svaru (Obr. 23). Tento způsob lépe reprezentuje realitu, a proto je použit na modelu.



Obr. 23 Náhrada svarů

ŠROUBY

Šrouby spojují dvě nebo více součástí dohromady. Při dotahování šroubu, případně matice se šroub prodlužuje a spojované části naopak stlačují. Ve šroubu se tak vyvodí osová síla zvaná síla předpětí, která působí ve spoji ještě před provozním zatěžováním. Ta je velikostí stejná pro tah ve šroubu i tlak ve spojovaných součástech. Její velikost musí zajistit, aby při zatížení provozními silami nedošlo k odlehnutí (ke ztrátě kontaktu) spojených součástí.

Největší vliv na velikost předpětí F_i při utažení spoje utahovacím momentem M_u má součinitel tření na závitu a součinitel tření na dosedací ploše matice. Součinitelé tření jsou kromě drsnosti povrchu, použitého maziva a nečistot závislé také na úpravě povrchů šroubu a matice, na velikosti zatížení, počtu a rychlosti utažení, stupni přesnosti, rovnosti svíraných součástí a technologii výroby. Snižování tohoto součinitele u mazaných závitů vede k většímu využití tahové únosnosti šroubu, ale na druhé straně může ohrozit samosvornost spojení. Příliš mnoho proměnných faktorů znemožňuje stanovit obecně platnou hodnotu součinitelů tření. Proto, v případě utahování šroubů momentem, dochází k velkému rozptylu dosažených hodnot předpětí.

Dalšími přesnějšími způsoby utahování mohou být: pootočení matice/šroubu o úhel, kombinace utažení na daný moment a pootočením o úhel, speciálními podložkami, které se při správné síle deformují, zahřátím šroubu a protažením šroubu.

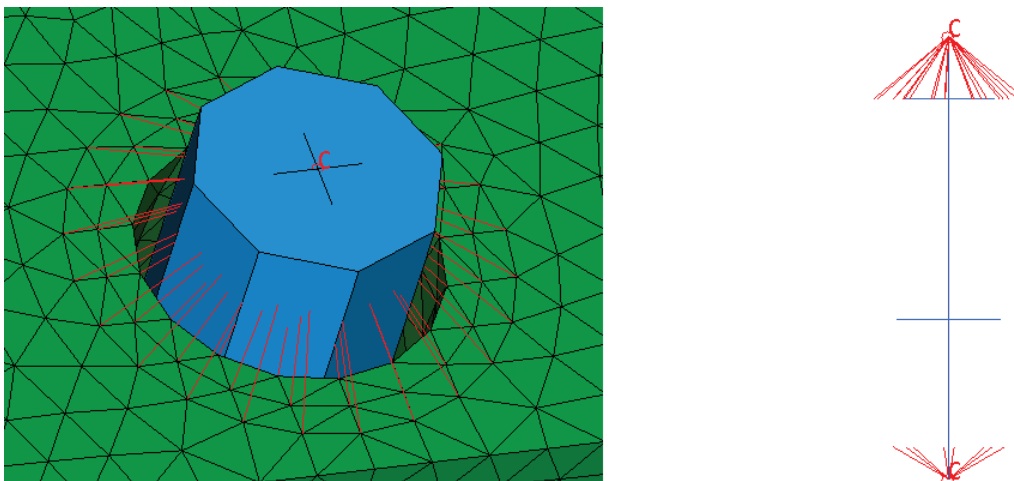
V našem případě jsou použity ocelové šrouby pevnostní třídy 8.8 ke spojení obou polovin skříně, rámu ke skříně a také k upevnění vík ložisek.

Šrouby jsou nahrazeny prutovým prvkem (BEAM) s příslušnými materiálovými i průřezovými charakteristikami, jehož koncové uzly spojuje prvek CONSTRAINT s objemovou sítí, která je v oblasti kontaktu podložky se spojovanými částmi zhuštěna. Koncové uzly nahrazeného šroubu jsou umístěny ze strany matice v polovině výšky matice a z druhé strany ve dvou třetinách výšky hlavy šroubu (Obr. 24) – tím se uvažuje vliv stlačení matice i hlavy šroubu.

Samotné předepnutí je provedeno v prostředí MSC Marc, kde se předpětí simuluje pomocí linku 69. Tento link spojuje dva uzly v libovolných místech na prutovém prvku s řídicím uzlem



(TIDE NODE) mimo prutový prvek. Do řídicího uzlu je pak možno zadat osovou sílu předpětí (přímo hodnotou předpětí uvedenou v *Tab. 2*) nebo, jak je tomu v našem případě, pomocí relativního posuvu uzlů vůči sobě. U této možnosti je ale nutné uvažovat jak tuhost šroubu, tak i tuhosti spojovaných součástí do výsledného posuvu. Správná velikost předepínacích sil byla ověřena během výpočtu z výsledků axiálních sil v prutech.



Obr. 24 Náhrada šroubů

Výpočet síly předpětí

Dle firemních zvyklostí se při výpočtech uvažuje součinitel tření $f = 0,14$. U šroubů pevnostní třídy 8.8 se vyvozuje předepínací síla na přibližně 56% meze kluzu [19].

Síla předpětí u šroubu M16:

$$F_{iM16} = \frac{M_{uM16}}{K_1 \cdot d_{sM16}} \text{ [kN]}, \text{ [9]} \quad (3.1)$$

$$F_{iM16} = \frac{148}{0,18 \cdot 16}$$

$$F_{iM16} = 51,4 \text{ kN}$$

kde:

$$M_{uM16} = 148 \text{ Nm} \quad \text{utahovací moment [20]}$$

$$d_{sM16} = 16 \text{ mm} \quad \text{průměr šroubu}$$

$$K_1 = 0,18 \quad \text{součinitel utahovacího momentu [9]}$$

Zbývající hodnoty sil předpětí se počítají obdobným způsobem, a proto jejich výpočet není uveden. Konečné hodnoty sil jsou uvedeny v *Tab. 2*.



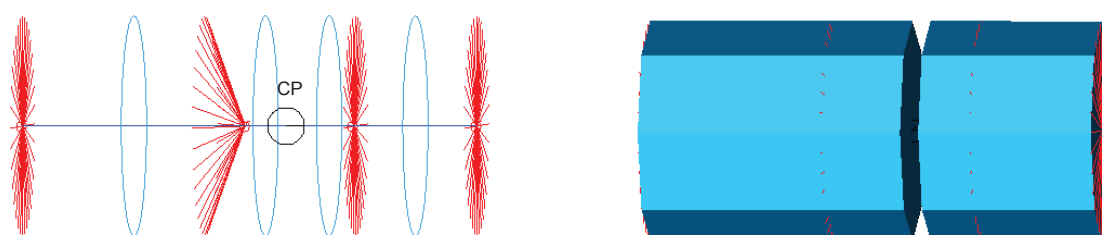
Tab. 2 Hodnoty sil předpětí

| ŠROUB | UTAHOVACÍ MOMENT [Nm] | HODNOTA PŘEDPĚTÍ [kN] |
|-------|-----------------------|-----------------------|
| M16 | 148 | 51,4 |
| M20 | 288 | 80 |
| M24 | 500 | 115,7 |
| M30 | 1 005 | 186,1 |
| M36 | 1 895 | 292,4 |
| M42 | 3 120 | 412,7 |
| M48 | 4 180 | 483,8 |

NÁHRADA KOLÍKŮ

Kolíky jsou zahrnuty do výpočtového modelu z důvodu jejich umístění v oblasti, kde nás budou zajímat výsledky výpočtu. Jsou tvořeny prutovými prvky (BEAM) rozdělenými na dvě části, kdy každá část je připojena virtuálním prvkem CONSTRAINT na objemovou síť skříní. Obě části kolíků jsou navzájem spojeny kinematickou vazbou (Coupled DOF), kde se definuje řídicí uzel, k němu závislý uzel a směry posuvů a rotací, ve kterých jsou svázané. Uvolněná je rotace a translace v axiálním směru kolíku (Obr. 25). Je tak částečně dosaženo reálného chování kolíku, kdy je namáhán pouze stříhem. Coupled DOF je prosté spojení stupňů volnosti jednotlivých uzlů v předepsaném směru, kdy spojené uzly mají v aktivních směrech stejné posunutí, případně natočení.

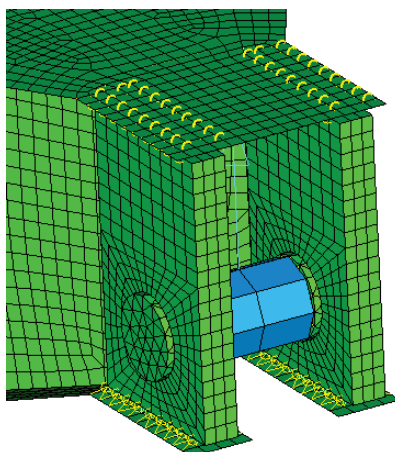
Další důvod použití kolíků je fakt, že udržují konzistentní výpočet – nedojde k posunu obou polovin skříně vůči sobě. V opačném případě, kdy by se kolíky nepoužily, je třeba spojované části dodatečně zavazbit, např.: pružinami, které by stabilizovaly výpočet (odebraly stupně volnosti).



Obr. 25 Nahrazení kolíků

ČEP

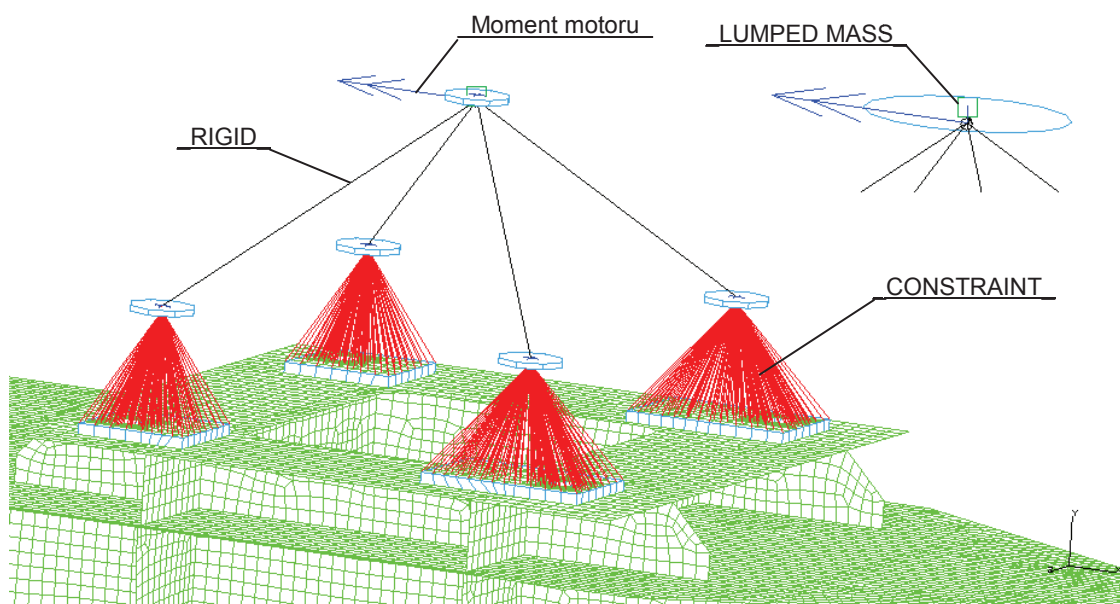
Čep je umístěn v oku rámu a jeho úkolem je přenášet reakční sílu přes táhlo do nosné konstrukce výložníku. Jednu jeho část tvoří prutový prvek (BEAM), který má uprostřed uzel, do kterého se aplikuje okrajová podmínka. Části čepu vstupující do kontaktu jsou modelovány objemově a k prutu připojeny virtuálním prvkem CONSTRAINT (Obr. 26).



Obr. 26 Čep v oku rámu

NÁHRADA HMOTNOSTI A SILOVÉHO ÚČINKU ELEKTROMOTORU

Do výpočtu je nutné zahrnout také hmotnost jednotlivých komponent, jejichž hmotnost není zanedbatelná. Uvažuje se elektromotor s hydraulickou spojkou. Kotoučová brzda se vzhledem ke své zanedbatelné hmotnosti neuvažuje. Komponenty jsou nahrazeny ve svém těžišti prvkem LUMPED MASS, v jehož vlastnostech se zadá příslušná hmotnost. Vyvolané silové působení se na patky rámu přenesou pomocí kombinace virtuálních prvků RIGID a CONSTRAINT, vyznačených na Obr. 27. Do bodu těžiště je zaveden také moment motoru, který kroutí s rámem.



Obr. 27 Nahrazení silového působení

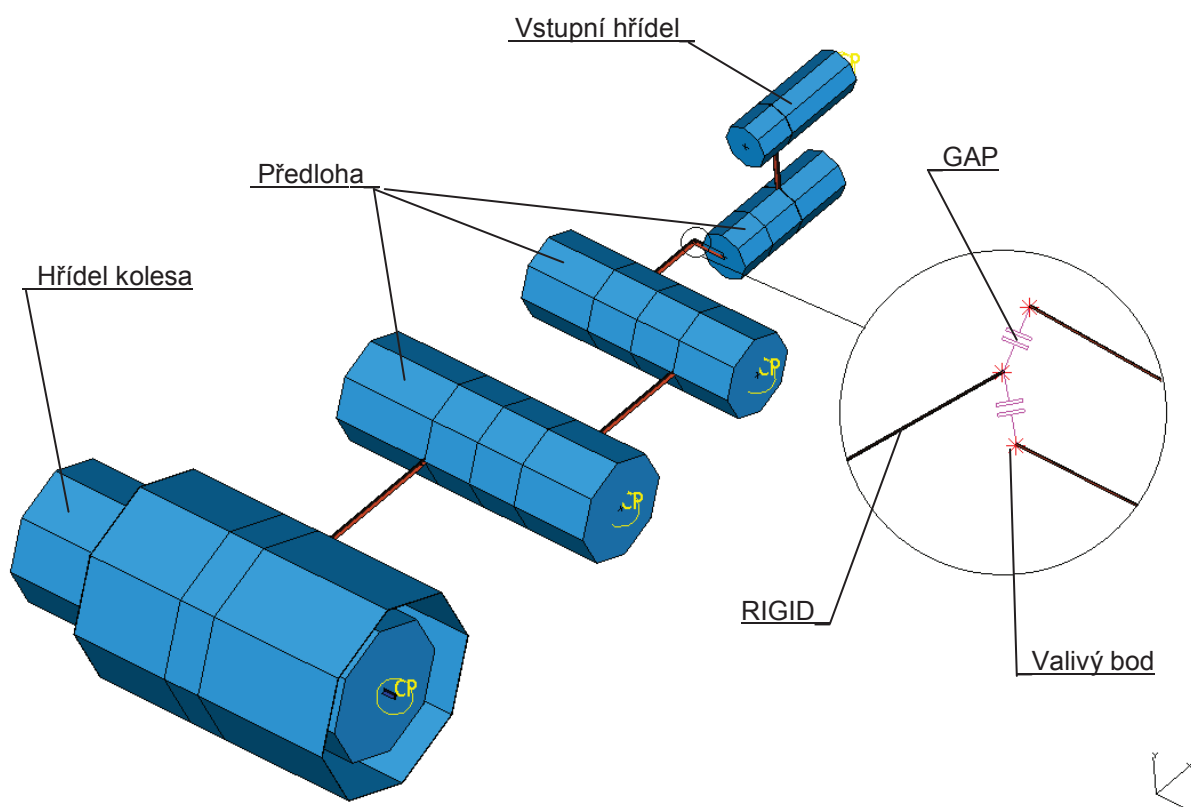


NÁHRADA OZUBENÉHO PŘEVODU

Analýza ozubených kol ani hřídelí není požadována, proto jsou pouze nahrazeny. Celý ozubený převod je nasimulován tak, že na vstupní hřídeli působí krouticí moment motoru a na hřídeli kola je moment odebrán vazbou. Cílem je, aby se správně dopočítávaly síly zatěžující ložiska. Výhoda tohoto uspořádání spočívá v možnosti řídit vstupní moment pomocí nějaké funkční závislosti a sledovat chování konstrukce či odečítat příslušné hodnoty sil ozubení a ložiscích.

V místě kontaktu zubů (valivý bod) je vytvořen uzel zvlášť pro pastorek i kolo. Ty jsou v prostoru pootočený vůči sobě tak, že jejich spojnice má směr vektoru příslušné normálové síly. Radiální sílu vyvolá pootočení jednoho uzlu o úhel záběru α a osovou sílu pootočení o úhel sklonu zubu β . Uzly jsou poté spojeny kontaktním prvkem GAP, který reprezentuje dotyk zubů pastorku a kola. Vzdálenost mezi uzly by měla být co nejmenší, aby nedocházelo k podstatným změnám polohy valivých bodů, která by se projevovala špatným dopočítáváním sil. Jejich správnost se kontroluje s výpočty sil v kapitole 2.

Valivé body jsou poté spojeny s hřídeli prvkem RIGID, jenž nahrazuje ozubené kolo. Hřídele tvoří prutové prvky (BEAM) s příslušnými materiálovými a průřezovými charakteristikami (Obr. 28). Takto vyobrazená náhrada ozubeného převodu dále navazuje na ložiska.



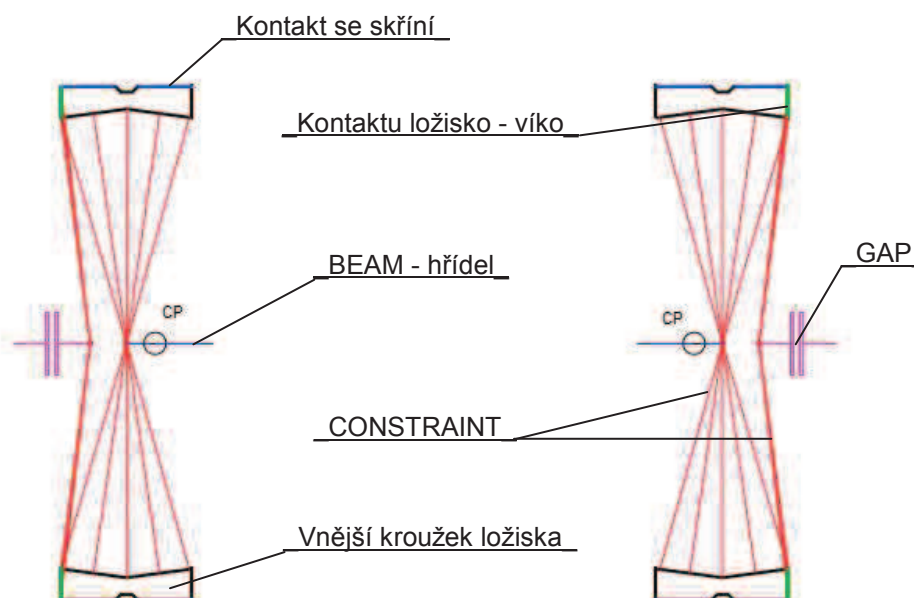
Obr. 27 Náhrada ozubeného převodu

Další možností je vypustit kontaktní prvky GAP a zavést síly do valivých bodů anebo přímo do ložisek. Tato možnost ale vyžaduje již mít vypočítané příslušné síly, které by bylo nutné znovu přepočítávat při jakékoli změně geometrie ozubení.

NÁHRADA LOŽISEK

Zjednodušení ložisek proběhlo změnou jejich geometrie. Modelovány a objemově nasíťovány jsou pouze vnější kroužky. Jejich úkolem je přenášet reakční síly od ozubení do skříně převodovky. Aby byl přenos sil korektní, je třeba uvažovat kontakt mezi vnějšími kroužky ložisek a skříní převodovky. Na *Obr. 29* je tento kontakt znázorněn modrou barvou. Bod zatížení je uvažován v polovině šířky vnějšího kroužku. Z tohoto bodu spojuje prvek CONSTRAINT hřídel s kroužkem ložiska a simuluje tak přenos sil. Axiální zajištění ložisek obstarávají víka ložisek. Ty jsou z každé strany spojeny s víkem pomocí prvku CONSTRAINT a GAP s tím, že vždy je funkční pouze jeden v závislosti na směru působení axiální síly (přenáší se pouze tlak). Toto uspořádání umožňuje i zpětný chod motoru, čímž by se otočil směr axiální síly a funkční bude protější víko/ložisko. Prvkem GAP se simuluje dotyk čelní plochy ložiska (zelená barva) a víka. Takto zobrazena náhrada dále navazuje na víka.

Soudečková ložiska jsou naklápěcí, a aby nedocházelo k přičení ložisek v náboji vlivem průhybu hřídelí, jsou hřídele s ložisky spojeny kinematickou vazbou Coupled DOF (CP), ve kterých jsou neaktivní patřičné rotace. Válečkové ložisko ani kuželíkové naklopení nedovolují, a proto je tato skutečnost zohledněna při zadávání stupňů volnosti mezi hřídeli a ložiskem. Takovou náhradou se chování ložisek velmi blíží skutečnosti.



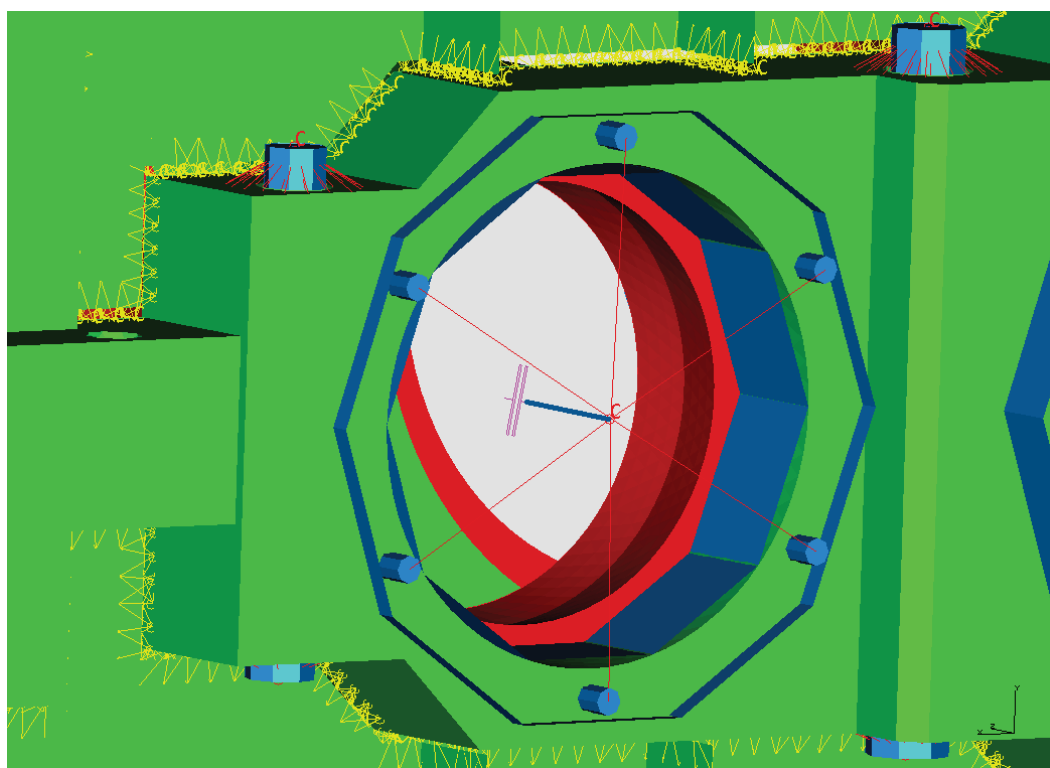
Obr. 29 Nahrazení ložisek



NÁHRADA VÍK LOŽISEK

Víka slouží k utěsnění prostoru skříně a k zachycení axiálních sil, které se přenáší na ložiska od ozubení. Jejich nahrazení bylo provedeno především z důvodu snížení náročnosti úlohy a výpočtového času. Pokud by se víka uvažovala jako objemová tělesa s přesnou geometrií, znamenalo by to vytvoření objemové sítě a vzrostl by tedy počet neznámých, ale především by to znamenalo zadat mnoho kontaktů vík se skříní a s ložisky. To by značně prodloužilo výpočetní čas a nepřineslo významné zkvalitnění výsledků.

Samotné tělo víka tvoří prutové prvky (BEAM) s vlastnostmi, které se velmi blíží reálným víkům. Jeden jeho koncový uzel je přes prvek GAP spojen s ložiskem (viz. Náhrada ložisek) a druhým koncovým uzlem přes prvek CONSTRAINT upevněn ke skříní pomocí prutových náhrad šroubů (Obr. 30).



Obr. 30 Nahrazení vík ložisek



3.4.3 KVALITA FE MODELU

Numerické metody, mezi které patří i metoda konečných prvků, jsou metody přibližné. Z toho vyplývá skutečnost, že získané řešení není přesné a je zatížené chybami. Chyby, které se vyskytují při použití přibližných metod, můžeme rozdělit do dvou základních skupin: **chyby modelu a chyby metody**.

CHYBY MODELU [11]

Charakterizují, jaký je rozdíl mezi realitou a naší simulací. Nejzávažnější chybou je, kdy model neobsahuje všechny důležité vlastnosti, podstatné z hlediska řešení daného problému. Chyba je těžko odhalitelná, protože se model chová správně, ale neřeší námi hledaný problém. Za důležité vlastnosti modelu lze pokládat volbu správného materiálu, typu úlohy, prostředí, míru zjednodušení a okrajové podmínky.

CHYBY METODY [10], [11]

Charakterizují rozdíl řešení diskrétního modelu oproti spojitému. Tyto chyby můžeme dále rozdělit do tří základních skupin:

- diskretizační chyba – vzniká nahrazením spojitě oblasti konečným počtem prvků. Záleží tedy na tom, jakým počtem uzlů a prvků nahradíme zkoumanou oblast. Můžeme říct, že čím více prvků použijeme, tím více se blížíme spojitému řešení problému. Z toho vyplývá, že diskretizační chybu lze ovlivnit správně vytvořenou sítí. Odhad chyby hledáme vůči spojitému řešení, které ovšem v prakticky řešených úlohách není známo. Vychází se proto z míry diskontinuity numericky získaných napětí na hranici mezi prvky. Obvyklé předpoklady kontinuity, z nichž vychází formulace deformační varianty MKP, vedou v důsledcích na spojitý mezivprvkový průběh posuvů, ale nespojitý průběh napětí. Rozdíly průběhu napětí na prvku se sousedními prvky, dává představu o možné chybě.
- formulační chyba – souvisí s volbou prvků, přesněji s volbou aproximační funkce nad prvkem, která popisuje jeho chování. Nejčastěji se používá lineární a kvadratická formulace. Velikost formulační chyby lze snížit správnou volbou prvku a vhodným návrhem sítě (zahuštění). Obecně platí, že s rostoucím stupněm aproximační funkce, klesá chyba řešení.
- numerická chyba – souvisí jednak s tím, jak pracuje počítač s reálnými čísly (zaokrouhlování), jednak s tím, že jsou při výpočtu integrací použity přibližné numerické metody. Nutno podotknout, že je numerická chyba zanedbatelná vůči chybě formulační.

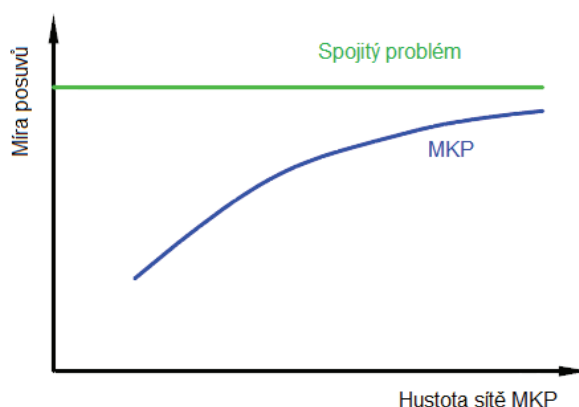
O vlastnostech konečnoprvkové sítě lze obecně říci: [10]

- přesnost výpočtu roste zvyšováním počtu prvků (zmenšováním velikosti prvků) a zvyšováním aproximační báze funkce – numerické řešení konverguje zdola ke spojitému řešení, to vyjádřeno v posuvech reprezentuje *Obr. 31*. Závěrem je tedy



fakt, že vypočtené posuvy jsou při stejném zatížení obecně menší než skutečné a diskretizovaný model je tužší než spojitý. Zvyšováním počtu prvků zvyšujeme poddajnost výpočtového modelu.

- lokálním zjemňováním sítě dostáváme lokálně přesnější výsledky. Není tedy potřeba zjemňovat celou síť, abychom v konkrétním místě dosáhli požadované přesnosti.
- odchylka od ideálního tvaru prvku před i po zatížení může vést ke snížení kvality výsledků. V extrémním případě může výpočet zkolabovat díky velmi deformovanému tvaru prvku.



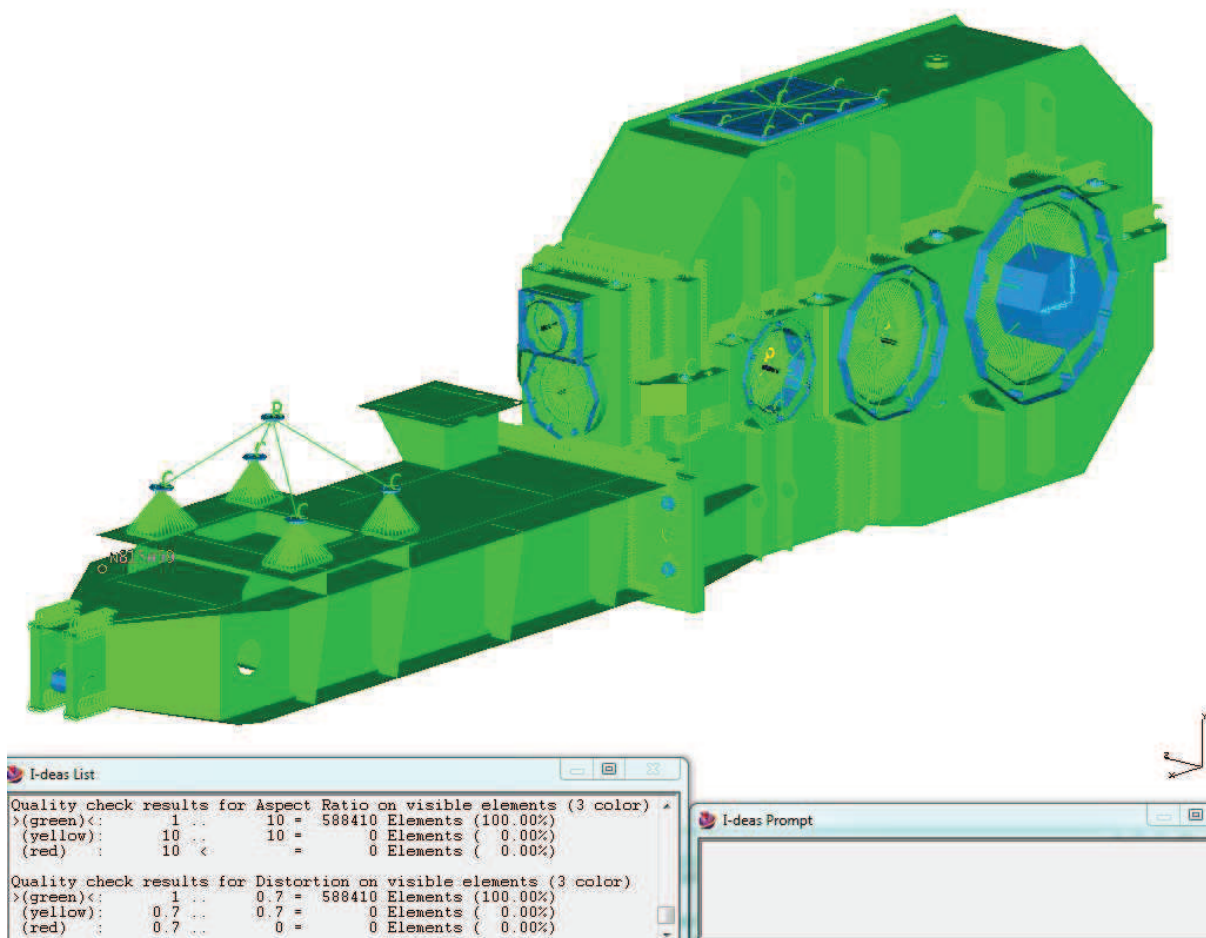
Obr. 31 Konvergence MKP

Při tvorbě konečnoprvkové sítě byl kladen důraz na kvalitu, kdy jednotlivé prvky na modelu musí splňovat určitá kritéria. Kontrola se vztahovala na zkřivení prvku (vychází z poměrů vnitřních úhlů) – DISTORTION a na poměry stran – ASPECT RATIO. Hodnoty poměrů dávají představu o kvalitě sítě v dané oblasti. Kritéria, podle kterých se rozhoduje o kvalitě prvků, mají hodnoty přednastaveny tak, aby chyba výsledků na prvcích byla v přijatelných mezích. Vždy ale záleží na typu úlohy a místu výskytu nevyhovujících prvků.

Ve vytvořené síti se nevyskytují zkřivené prvky pod limitní hodnotou $< 0,7$. Toto je výchozí nastavení v programu I-Deas. Zkřivení prvku může nabývat hodnot od -1 po $+1$. Hodnota 1 reprezentuje ideální tvar – čtverec. Hodnoty pod 0 jsou špatné a indikují, že prvek se zdeformoval do sebe či jinak zkolaboval (záporná plocha).

Výchozí limitní hodnota poměru stran je nastavena na 10 . Udává poměr mezi nejdelší a nejkratší hranou prvku.

Na Obr. 32 je vidět kontrola konečnoprvkové sítě při nastavených hodnotách zkřivení prvků na $< 0,7$ a limitní hodnota poměrů stran > 10 . Prvky, které by nevyhověly těmto podmínkám, by byly zbarveny červenou barvou, prvky splňující podmínky jsou zbarveny zelenou barvou. Kontrole podléhají pouze skořepinové a tělesové prvky.



Obr. 32 Kontrola kvality sítě

3.5 APLIKACE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Aplikace okrajových podmínek patří k nejdůležitějším a nejsložitějším krokům výpočtové analýzy. Pouze jejich správná definice vede ke správným výsledkům. Předepisují se na geometrii nebo na síť konečných prvků do uzlů.

3.5.1 ZADÁNÍ GEOMETRICKÝCH A SILOVÝCH OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

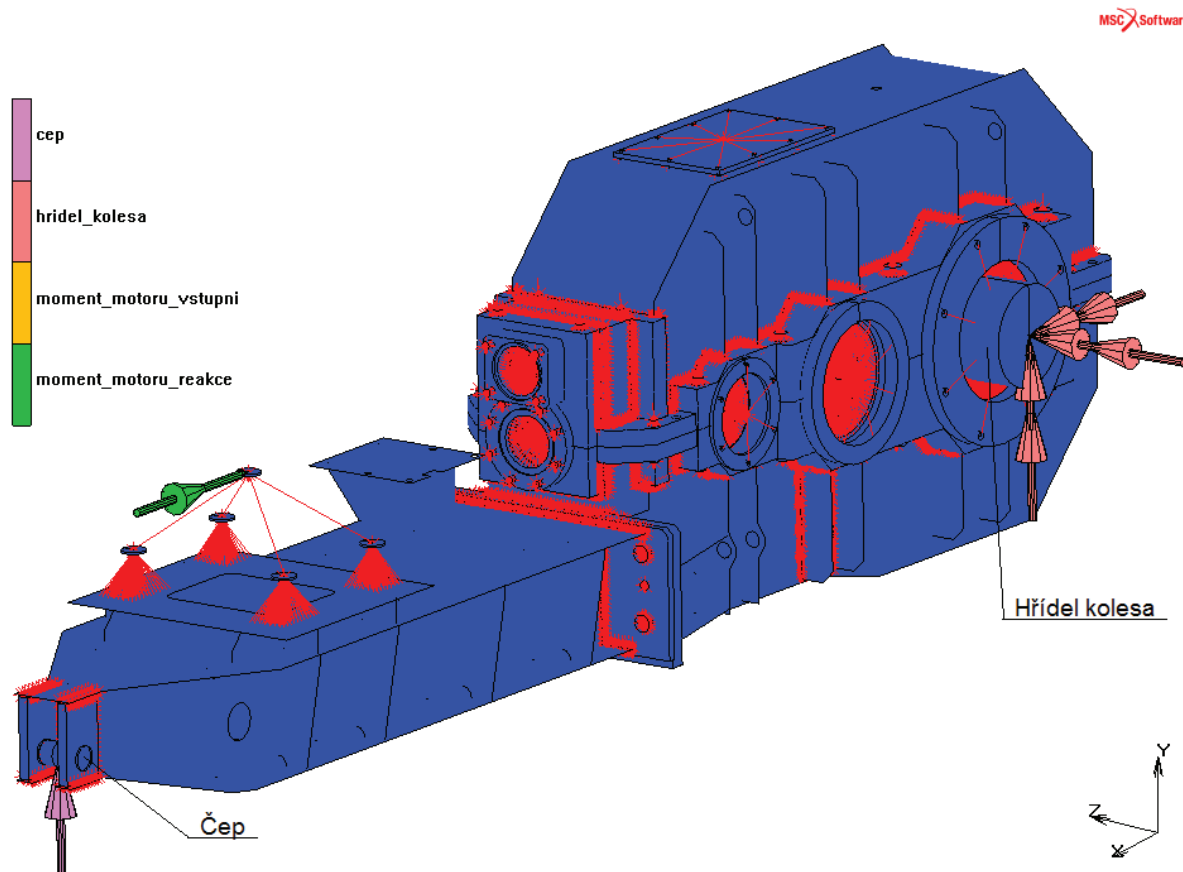
Geometrické (deformační) okrajové podmínky vyjadřují zadání posuvů na části povrchu tělesa. Tyto posuvy jsou předem známy z charakteru uložení tělesa. V případě, že okrajová podmínka je rovna 0, potom hovoříme o homogenní okrajové podmínce.

Jelikož se nejedná o mechanismus, je předepsáno tolik geometrických okrajových podmínek (RESTRAINTS), aby se převodovce jako celku odebraly všechny stupně volnosti (zamezil pohyb v prostoru).

Obr. 33 znázorňuje okrajové podmínky použité na modelu. Celá převodovka je dutým hřídelem „nasunuta“ na hřídel kola, který je z jedné strany vetknut - vazbou „hřidel_kolesa“



se odebere všech šest stupňů volnosti. Oba hřídele jsou navzájem spojeny dvěma vazbami Coupled DOF (SERVO LINKS), ve kterých jsou aktivní patřičné stupně volnosti, aby se docílilo skutečného spojení. Takto vazbená převodovka má jeden stupeň volnosti, který odebírá vazba „cep“ ve směru osy Y.



Obr. 33 Okrajové podmínky

Silové okrajové podmínky vyjadřují rovnováhu mezi vnitřními a vnějšími silami elementárního prvku. Na částech povrchů, kde nejsou předepsány žádné krajové podmínky, je v úlohách, řešených deformační variantou MKP, implicitně zadána homogenní silová okrajová podmínka. Normální i smykové napětí na tomto povrchu by mělo být (při „přesném“ řešení) nulové. To může sloužit ke kontrole přesnosti numerických výsledků, neboť vykreslením normálního napětí na povrchu snadno zkontrolujeme, do jaké míry je tato podmínka na konkrétní síti konečných prvků splněna. [10]

Na modelu je tento typ podmínek zaváděn do uzlů a vnáší do konstrukce zatížení. Dvě okrajové podmínky tohoto typu pochází od elektromotoru a mají charakter točivého momentu. Jedna je zadána na vstupním hřídeli převodovky (není vidět) a druhá reakční v těžišti motoru („moment_motoru_reakce“).

Další silovou okrajovou podmínkou, aplikovanou na modelu, je tíhová síla (není vyznačená). Silové účinky jsou spojitě rozloženy v objemu a způsobují zatížení vlastní tíhou.



3.5.2 ZADÁNÍ OKRAJOVÉ PODMÍNKY TYPU KONTAKT

O kontaktních úlohách hovoříme v případech, kdy část hranice jednoho tělesa vstupuje do kontaktu s jinou částí. Kontaktní problém je velmi nelineární, 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. Plocha kontaktu se v průběhu zatěžování také může měnit.

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

- kontakt bez tření
- kontakt se třením

Jestliže vstoupí do kontaktu dvě kontaktní plochy, v případě kontaktu bez tření, přenáší se 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 je např. kontakt mezi dobře namazanými povrchy. Kontakt se třením naopak zahrnuje i přítomnost smykových složek napětí.

Jiný typ dělení kontaktu je dle typu kontaktních těles na:

- deformovatelné a deformovatelné těleso (DEFORMABLE x DEFORMABLE)
- deformovatelné a absolutně tuhé těleso (DEFORMABLE x RIGID)

Samotné zadávání kontaktu je provedeno v prostředí MSC Marc způsobem SEGMENT TO SEGMENT. Sestava obsahuje celkem 16 kontaktních těles. Kontakt mezi nimi je zadán formou dotyku (TOUCHING) s předepsanou hodnotou tření 0.1 anebo slepením (GLUE). Podmínka typu GLUE vytvoří pevnou vazbu mezi tělesy (sjednotí), která se po sobě nemohou posouvat. Je jím možné spojovat objekty s odlišnou sítí (např. skořepinová a objemová síť). Tímto způsobem je v kontaktu čep s rámem a náboj ložiska s oběma polovinami tělesa převodovky. Zbývající kontaktní tělesa mají předepsanou podmínku TOUCHING (obr. 34). Výpočet kontaktu tohoto typu vyžaduje mnoho systémových prostředků a s přibývajícím množstvím kontaktních dvojic v úloze extrémně narůstá výpočtový čas. Proto je v některých případech nahrazován podmínkou typu GLUE jako určitá forma zjednodušení. Takováto náhrada může ovlivnit přesnost výsledku a je vždy nutné zvážit míru ovlivnění výsledku.

Pro výpočet je nastaven počáteční kontakt těles (INITIAL CONTACT), z čehož vyplývá, že docílíme v čase 0 (na počátku řešení) kontaktu všech těles bez toho, aby na model působilo jakékoli zatížení. Kvalita kontaktu je řízena funkcemi RETAIN GAPS/OVERLAPS, PROJECT STRESS-FREE a DELAY SLIDE OFF, aby v počátečním kontaktu nevzniklo napětí vlivem přesahu sítě jednotlivých těles.



| CONTACT TABLE PROPERTIES | | | SECOND | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----------|--------------------|------------|---|---|---|---|-------|---|---|---|----|----|----|----|----|----|
| | | | 1-15 | | | | | 16-30 | | | | | | | | | |
| | BODY NAME | BODY TYPE | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| FIRST | 1 | dolni_teleso | deformable | | T | T | G | | | | T | T | T | T | T | T | T |
| 1-15 | 2 | horni_teleso | deformable | T | | | | G | T | T | T | T | T | T | T | T | T |
| 16-30 | 3 | ram_prevodovky | deformable | T | | | | | | | | | | | | | |
| | 4 | naboj_dolni_teleso | deformable | G | | | | T | | | | | T | | | | |
| | 5 | naboj_horni_teleso | deformable | | G | | T | | | | | | T | | | | |
| | 6 | lozisko_1 | deformable | | T | | | | | | | | | | | | |
| | 7 | lozisko_2 | deformable | | T | | | | | | | | | | | | |
| | 8 | lozisko_3 | deformable | T | T | | | | | | | | | | | | |
| | 9 | lozisko_4 | deformable | T | T | | | | | | | | | | | | |
| | 10 | lozisko_5 | deformable | T | T | | T | T | | | | | | | | | |
| | 11 | lozisko_6 | deformable | T | T | | | | | | | | | | | | |
| | 12 | lozisko_7 | deformable | T | T | | | | | | | | | | | | |
| | 13 | lozisko_8 | deformable | T | T | | | | | | | | | | | | |
| | 14 | lozisko_9 | deformable | T | T | | | | | | | | | | | | |
| | 15 | lozisko_10 | deformable | T | T | | | | | | | | | | | | |

| | | | | | | |
|-------------|------------------|------------|-----------|---------------|---------------|--------------|
| ALL ENTRIES | CONTACT TYPE | NO CONTACT | TOUCHING | GLUE | | |
| | DETECTION METHOD | DEFAULT | AUTOMATIC | FIRST->SECOND | SECOND->FIRST | DOUBLE-SIDED |

OK

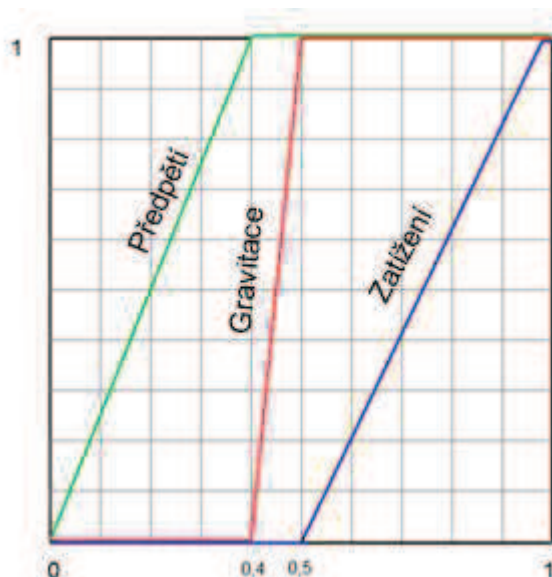
Obr. 34 Kontaktní tabulka



4 DEFORMAČNĚ NAPJATOSTNÍ ANALÝZA

Samotný výpočet je proveden v programu MSC Marc. Jelikož se jedná o nelineární analýzu, musí se zadat počet kroků nelineárního řešení. To znamená, že se veškeré zatížení aplikuje na model podle funkcí závislých na času analýzy.

V našem případě je úloha řešena na 50 kroků s tím, že se zatížení aplikuje podle lineárních funkcí při konstantním kroku – přírůstek zatížení lineárně roste. Řešič nejdříve provede tzv. nultý krok, kde vyhodnotí počáteční kontakt. Poté se na modelu aplikuje předpětí od šroubů v čase analýzy 0-0,4, kdy v čase 0,4 jsou šrouby předepnuty na konečnou hodnotu, která se nemění do konce analýzy. Od času 0,4 do 0,5 se aplikuje na již předpětím zatížený model tíhová síla. Od času 0,5 se aplikuje točivý moment motoru, který se ustálí na konečné hodnotě v čase 0,98. Simuluje se tak reálné zatěžování konstrukce, kdy se nejprve utáhnou šrouby a až poté provozuje. Vše je zřejmé z Obr. 35.



Obr. 35 Zavedení zatížení do výpočtu

Úloha řeší pouze jeden zátěžný stav (loadcase) se zahrnutím sil vznikající od ozubení, od pohonu a od gravitace. Výstupem analýzy bude posouzení statické pevnosti vzhledem k mezi kluzu materiálu.

Při vyhodnocování výsledků je třeba respektovat tzv. Saint-Venantův princip. Ten říká, že staticky ekvivalentní náhrada vyvolá stejný pohyb (deformační posuvy a přetvoření), ale není ekvivalence z hlediska napjatosti. Proto je třeba výsledky v oblasti napojení, vazeb a zjednodušení vyhodnocovat dostatečně „daleko“ od ovlivněných oblastí.

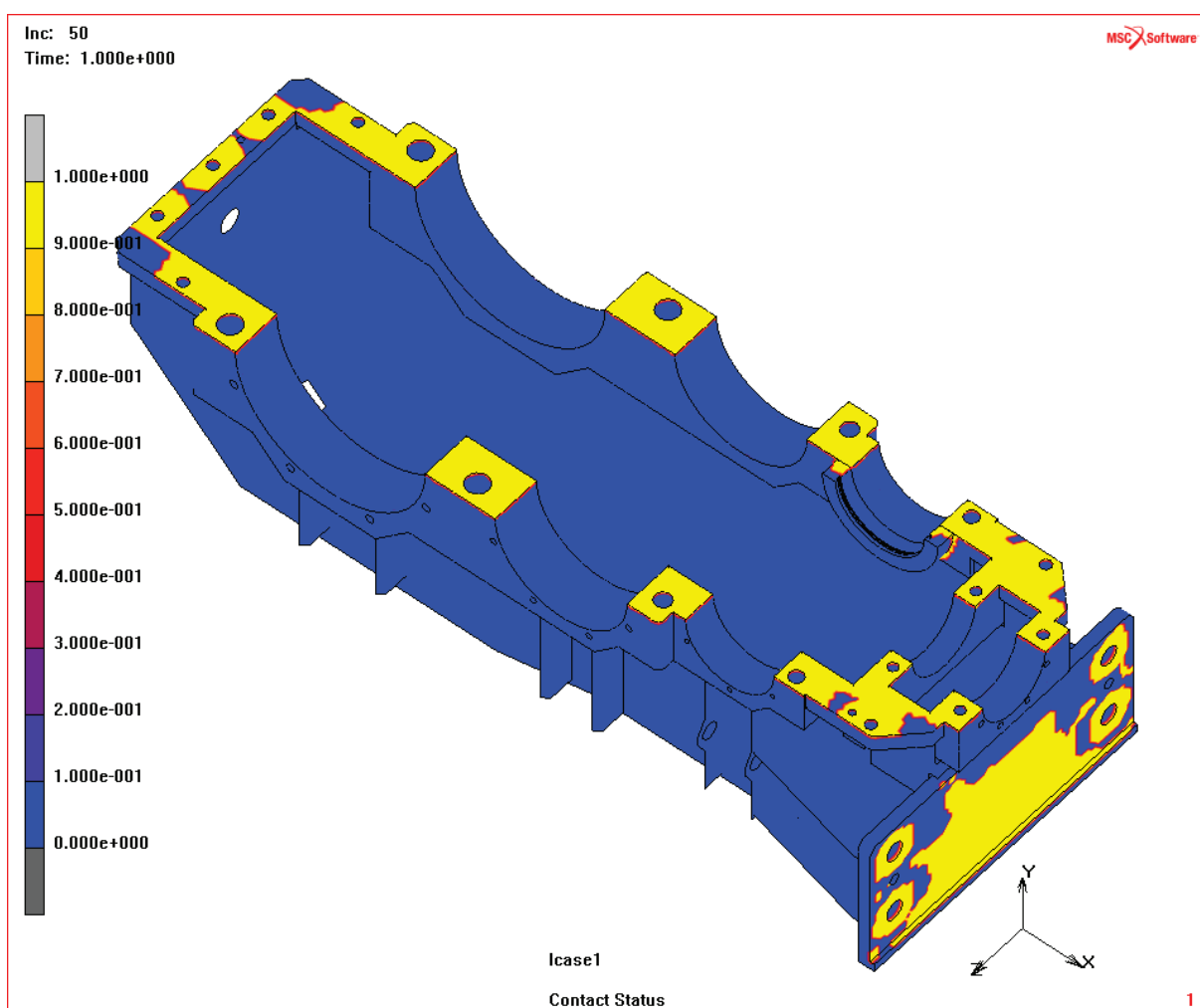


4.1 VYHODNOCENÍ KONTAKTU DĚLÍCÍ ROVINY

Deformace v dělicí rovině je jedna ze zásadních kritérií pro návrh převodové skříně. Velké deformace narušují těsnost, čímž může dojít k prosakování oleje anebo pronikání vlhkosti do prostoru skříně.

Výsledky kontaktu (CONTACT STATUS) v dělicí rovině vypovídají o tom, že v zadní oblasti převodové skříně dojde k částečné ztrátě soudržnosti. Jedná se však o lokální malé plošky a dá se předpokládat, že v těchto místech reálně nedojde k prosakování oleje, už jen díky použití těsnění. Zatížení převodovky silami od ozubení a silou reakčního momentu tedy nezpůsobí závažné problémy s těsností skříně.

Na obrázku je též možno vidět částečné oddělení rámu od skříně vlivem ohybu od zachycení reakčního momentu táhlem.

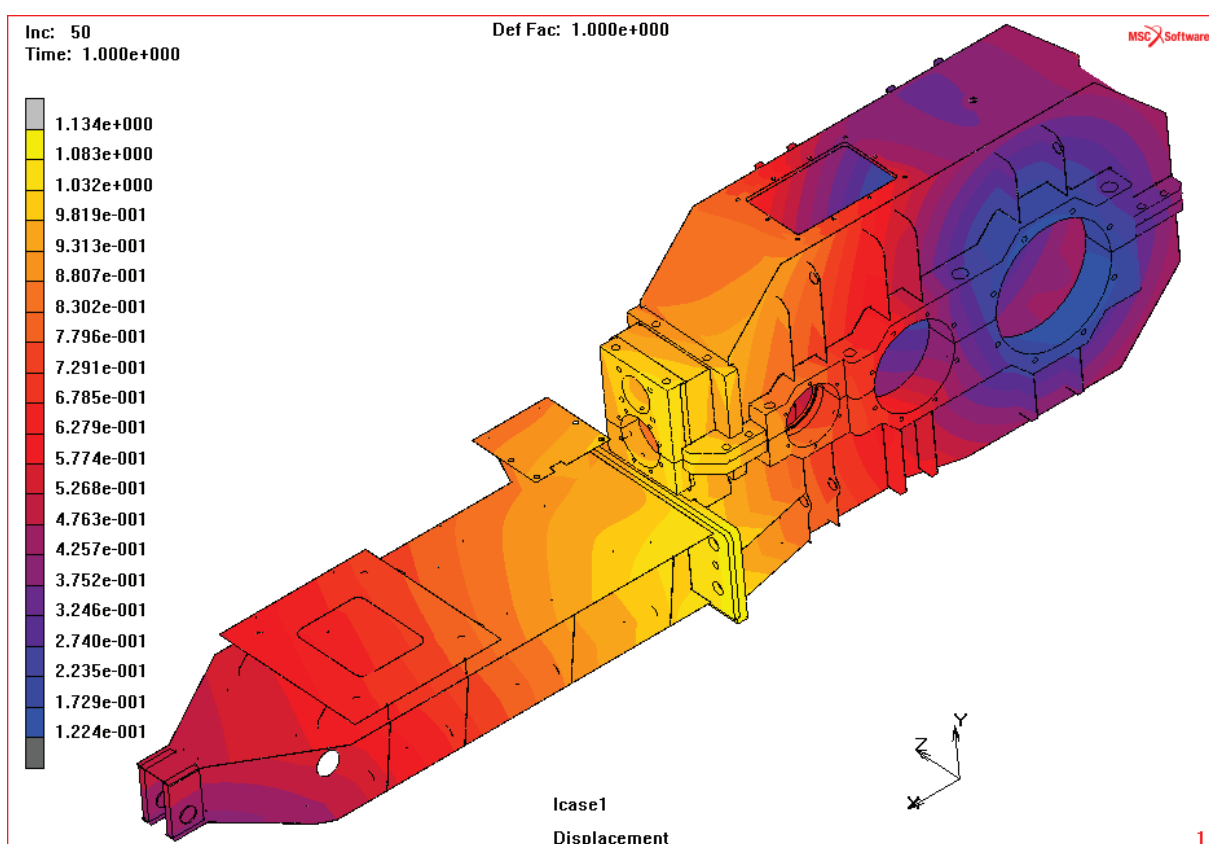


Obr. 36 Kontakt v dělicí rovině



4.2 DEFORMAČNÍ ANALÝZA POHONU

Na *Obr. 37* je zobrazen výsledek deformace (DISPLACEMENT), který znamená velikost vektorových součtů posunutí ve všech třech osách. Největší hodnoty deformací se vyskytují v oblasti spojení rámu s tělesem a v oblasti vstupní hřídele. Nejmenší hodnoty jsou v okolí výstupního hřídele. Tato deformace je dána způsobem uložení, kdy převodovka představuje nosník na dvou podporách zatížený silami a momentem. Účinky momentu mají podstatnější vliv na výslednou deformaci než síly. Tuto skutečnost demonstruje *Obr. 38* a *Obr. 39*, na kterých je vidět, že deformace ve směru Y způsobená momentem je asi o 50% větší, než deformace způsobená výslednicí sil ve směru Z a X. V *Příloze 3* je vidět deformovaný tvar oproti původnímu tvaru.

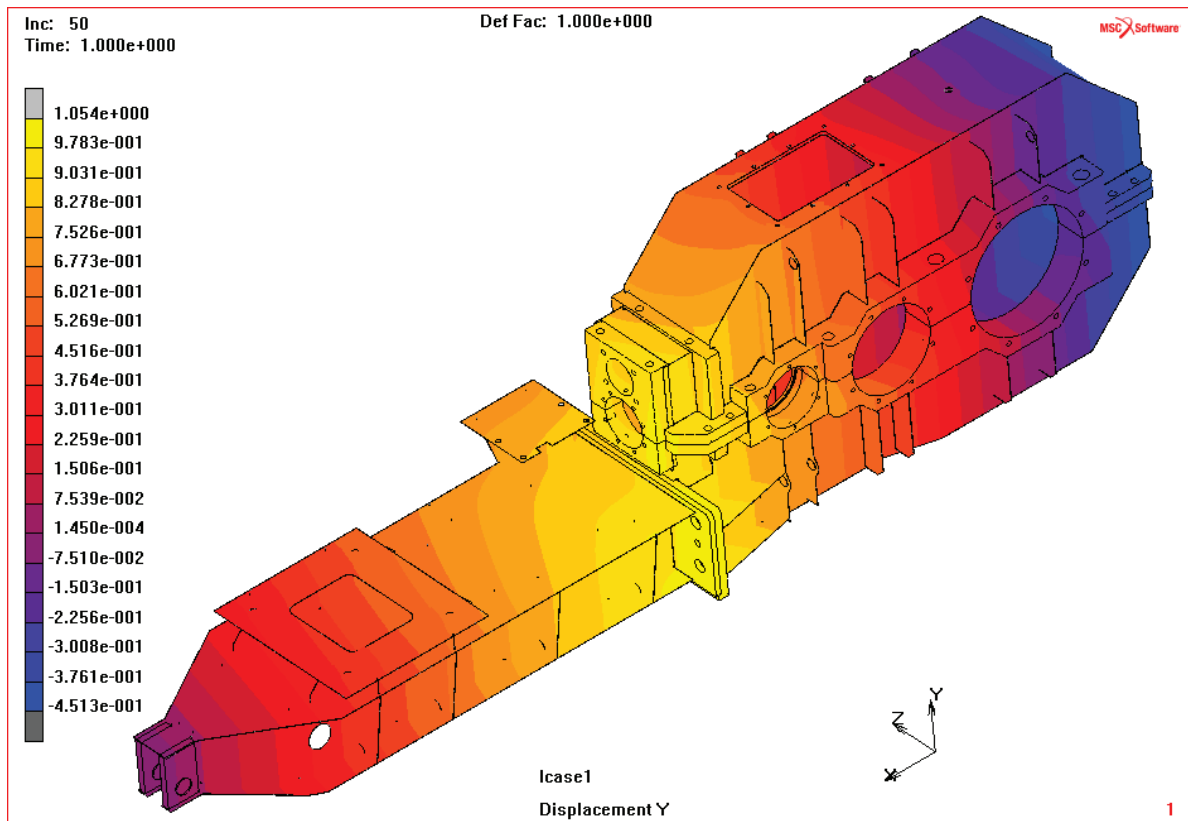


Obr. 37 Velikost deformace převodovky; stupnice 0,12-1,13 mm; faktor deformace 1

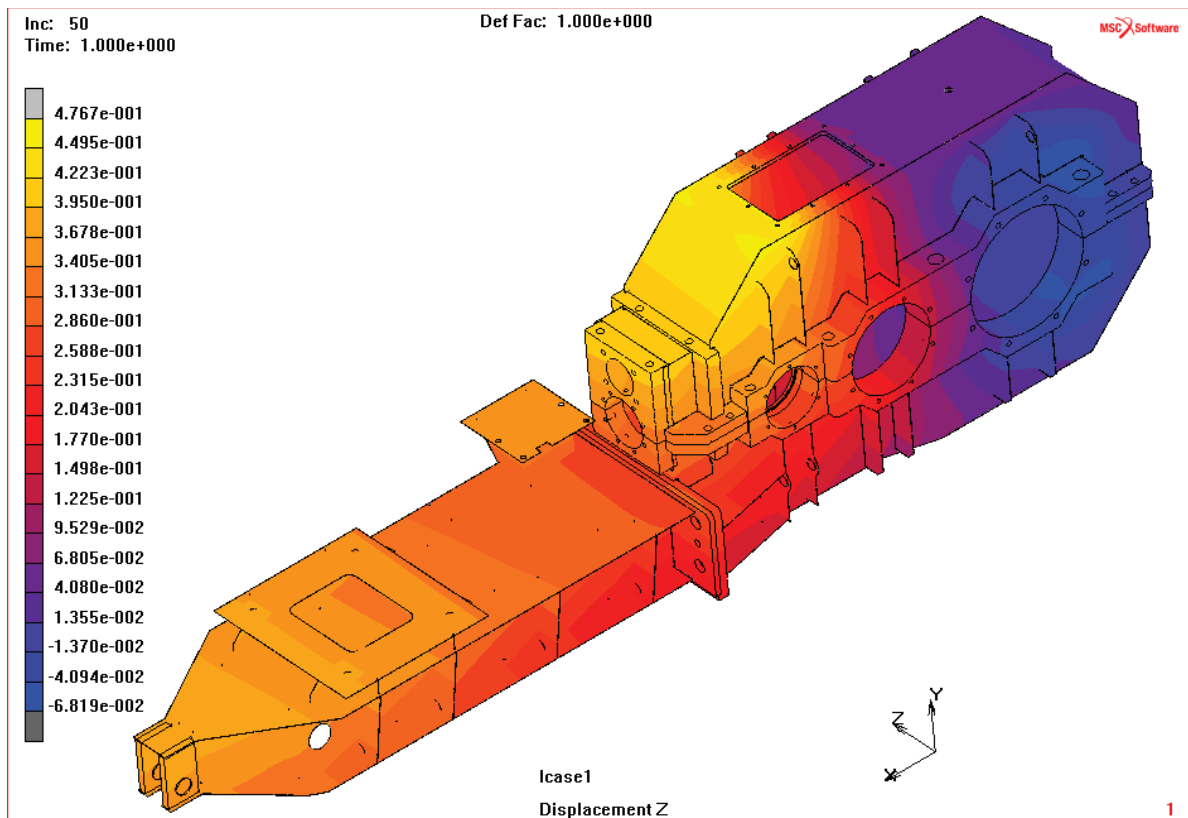
V místech na dělicí rovině, kde se ztrácí kontakt je měřená délka odlehnutí obou polovin tělesa od sebe, aby se mohlo vyhodnotit, do jaké míry je ztráta kontaktu nebezpečná.

Hodnoty posunutí ve směru Y jsou odečítány z hran horního a dolního tělesa v místech jejich největších deformací. Absolutní hodnota rozdílu udává, o kolik mm se vzájemně posunou hrany obou polovin vůči sobě.

Maximální vzdálenost mezi oběma povrchy je 0,011 mm.



Obr. 38 Deformace ve směru Y; stupnice -0,45-1,05 mm; faktor deformace 1



Obr. 39 Deformace ve směru Z; stupnice -0,07-0,48 mm; faktor deformace 1

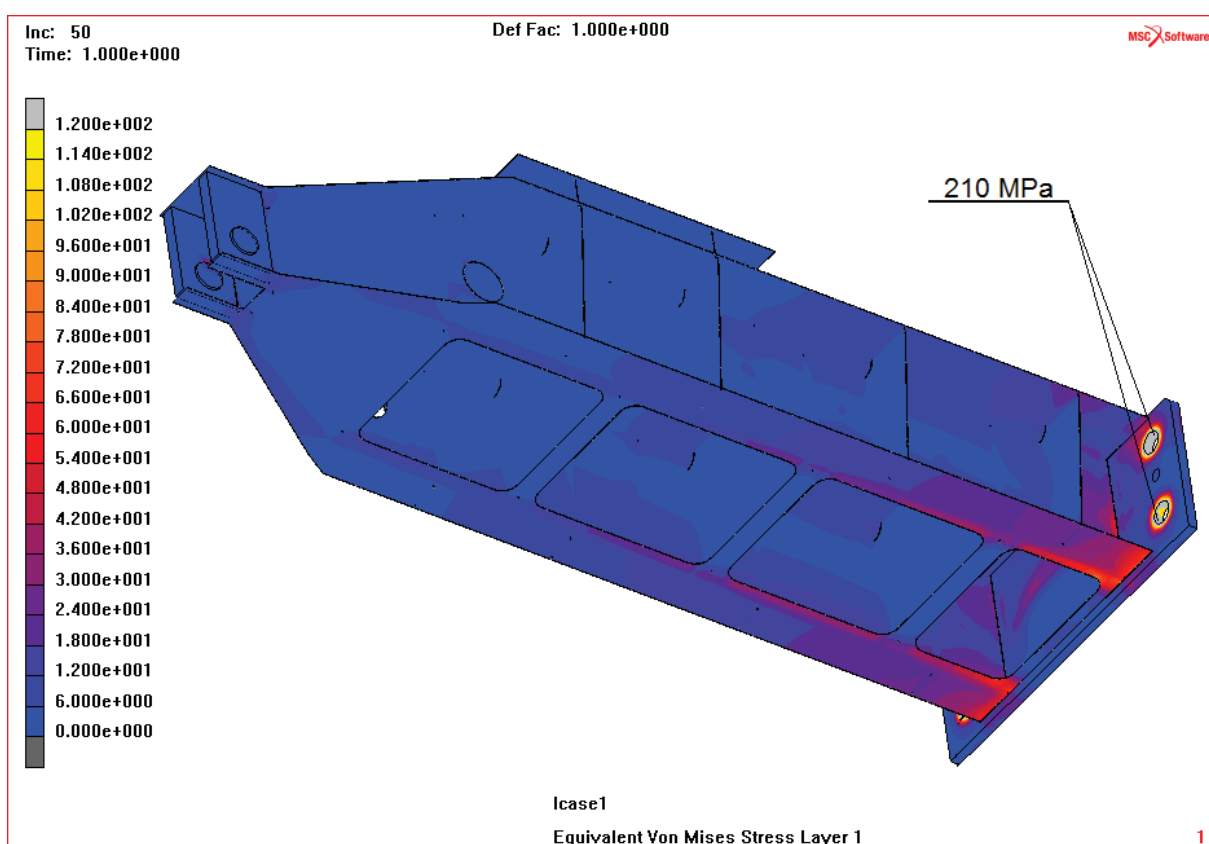


4.3 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA – STATICKÁ PEVNOST

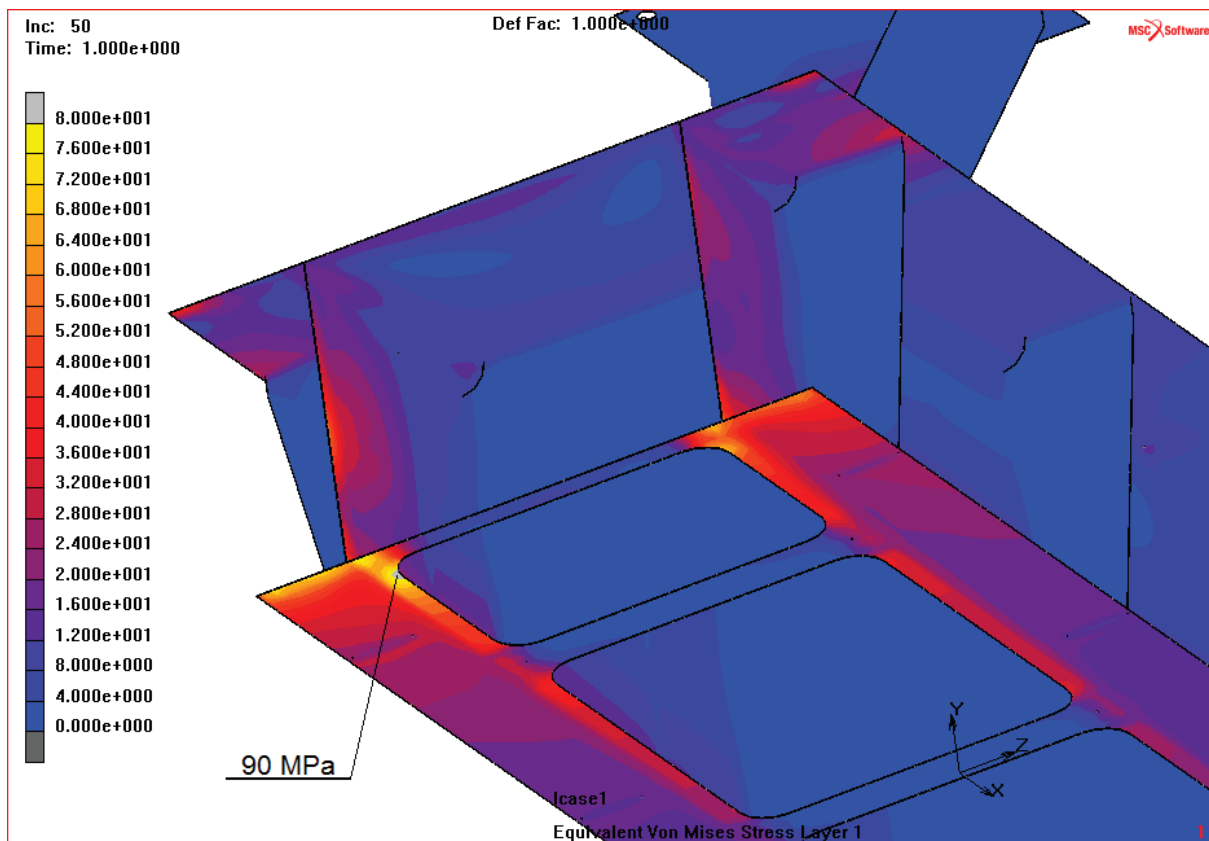
Největší hodnoty redukovaného napětí (von Mises) se vyskytují v oblasti napojení šroubů. To má za následek především způsob nahrazení šroubu. V reálném případě se dají očekávat nižší hodnoty.

Poměrně vysoké napětí se vyskytuje také na horním tělese převodovky v oblasti nahlížecího víka. Porovnáním tohoto napětí s mezí kluzu dostáváme koeficient bezpečnosti $k = 2,37$. Na skořepinových tělesech je vyhodnocována jak vrchní, tak i spodní vrstva.

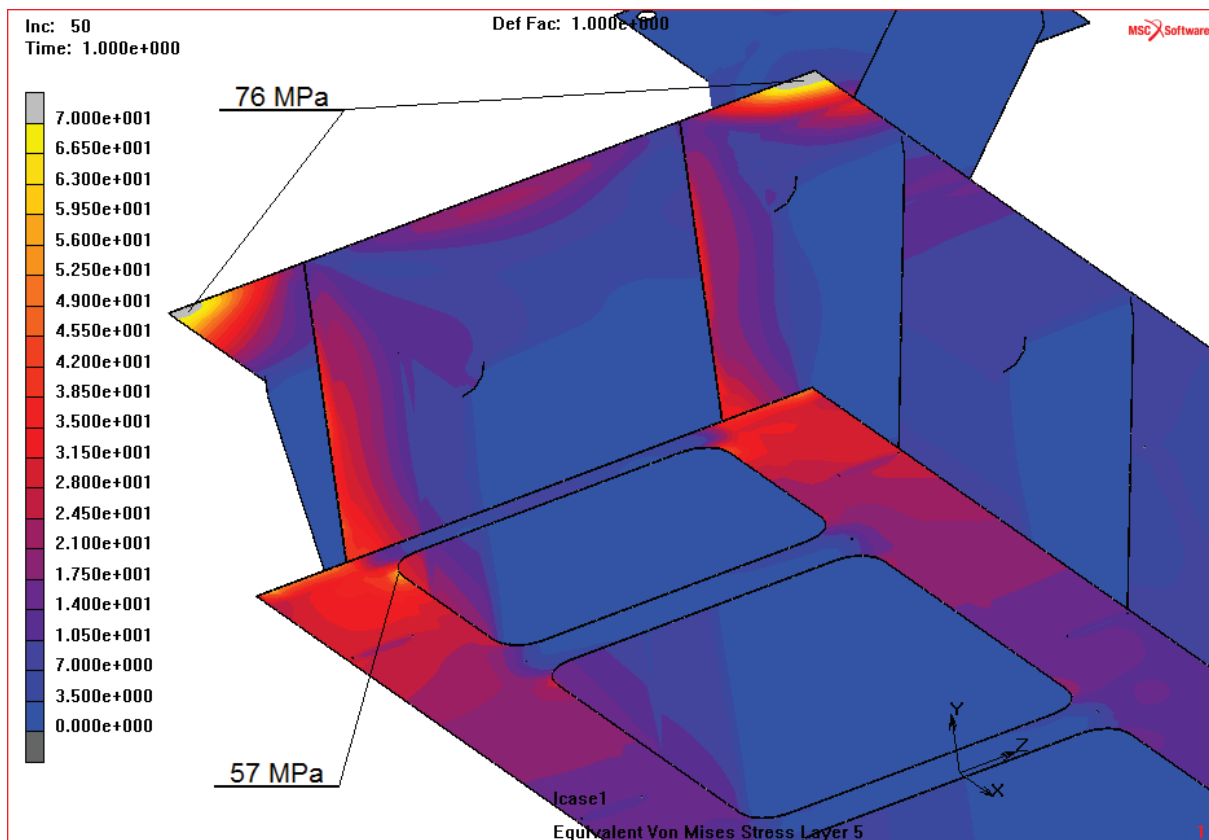
Obecně lze říci, že v konstrukci se nenachází místo, které by přesahovalo hodnotu meze kluzu daného materiálu.



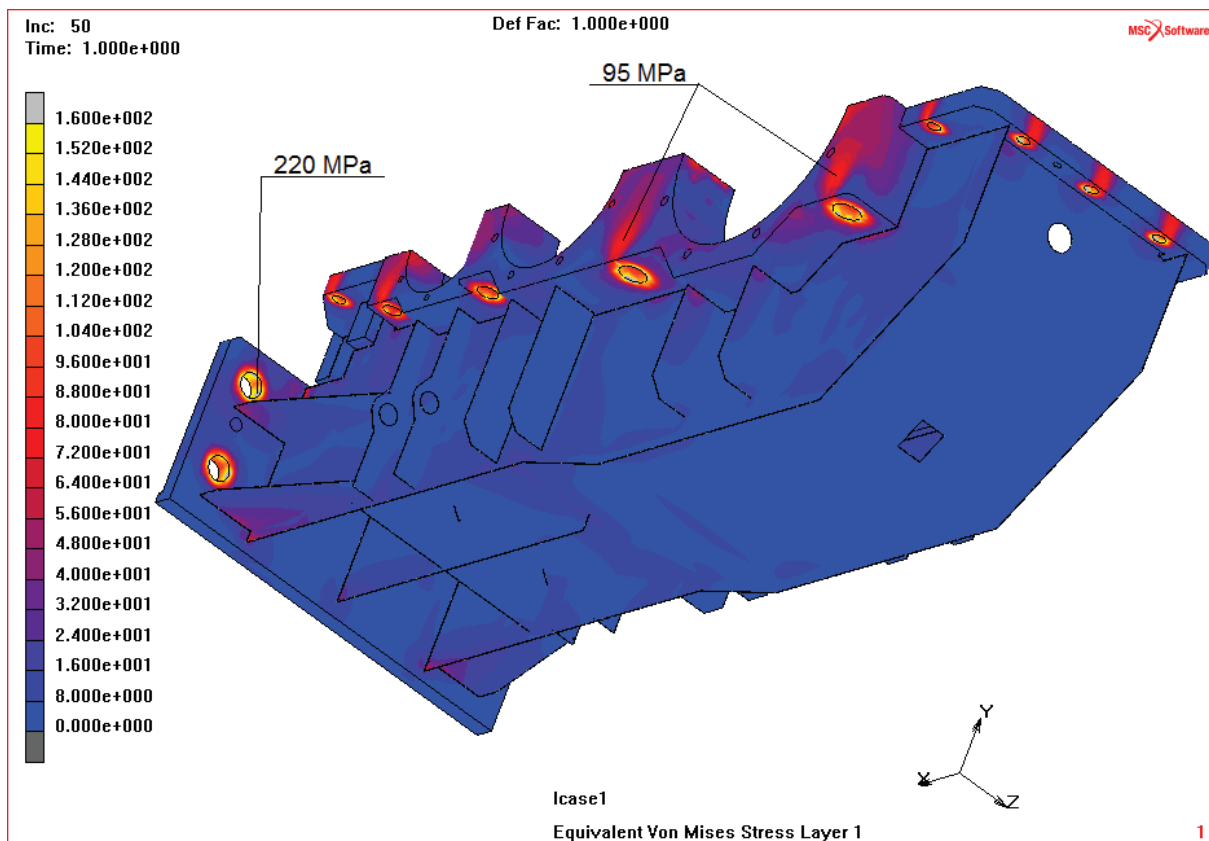
Obr. 40 Napětí HMH; rám; max. napětí 210 MPa; $k=1,64$; faktor deformace 1



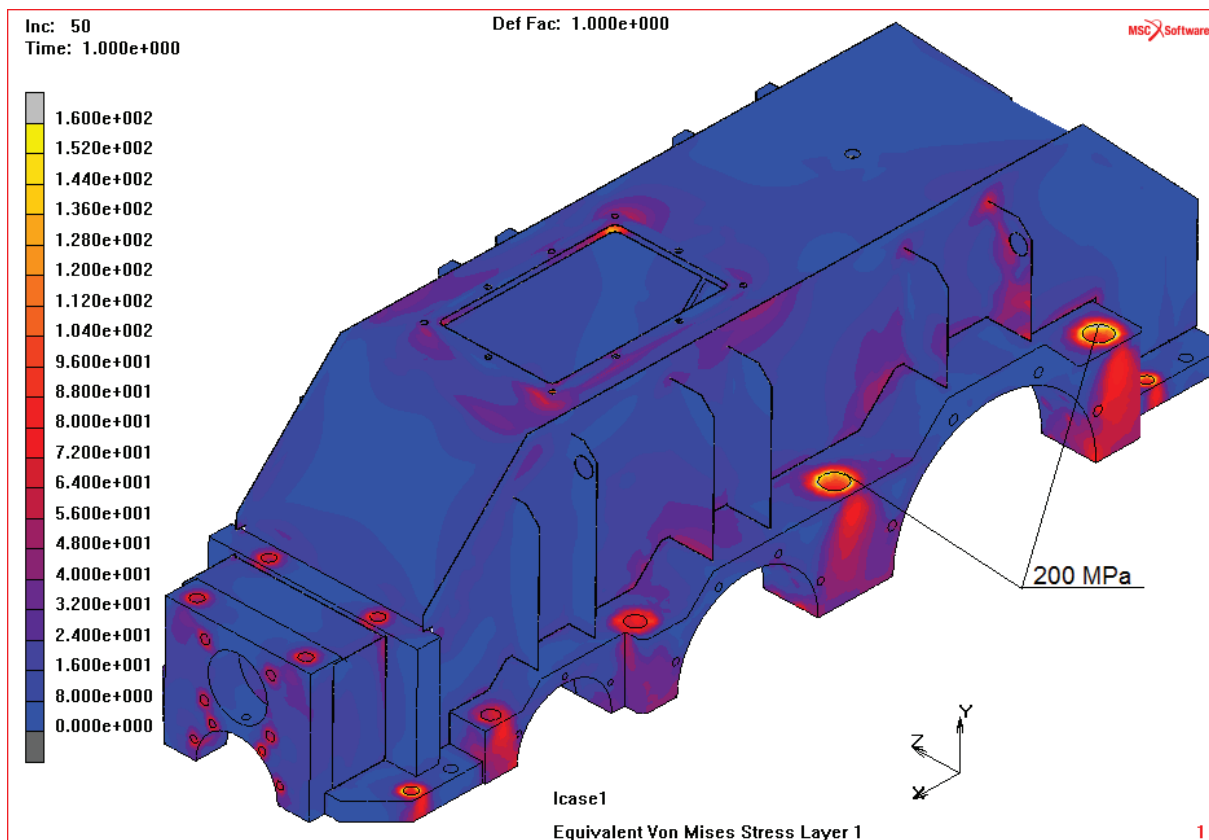
Obr. 41 Napětí HMM; rám – vrstva horní; max. napětí 90 MPa; $k=3,9$; faktor deformace 1



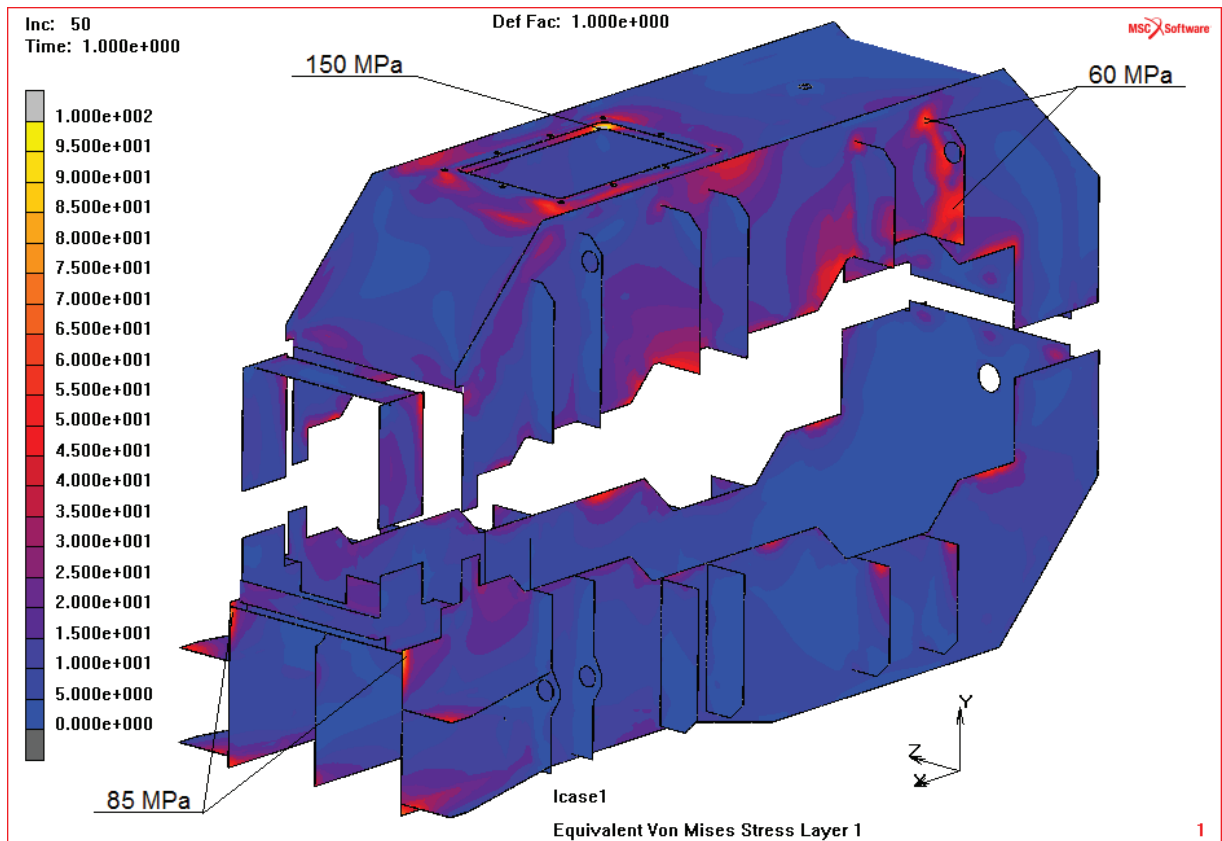
Obr. 42 Napětí HMM; rám – vrstva dolní; max. napětí 76 MPa; $k=4,6$; faktor deformace 1



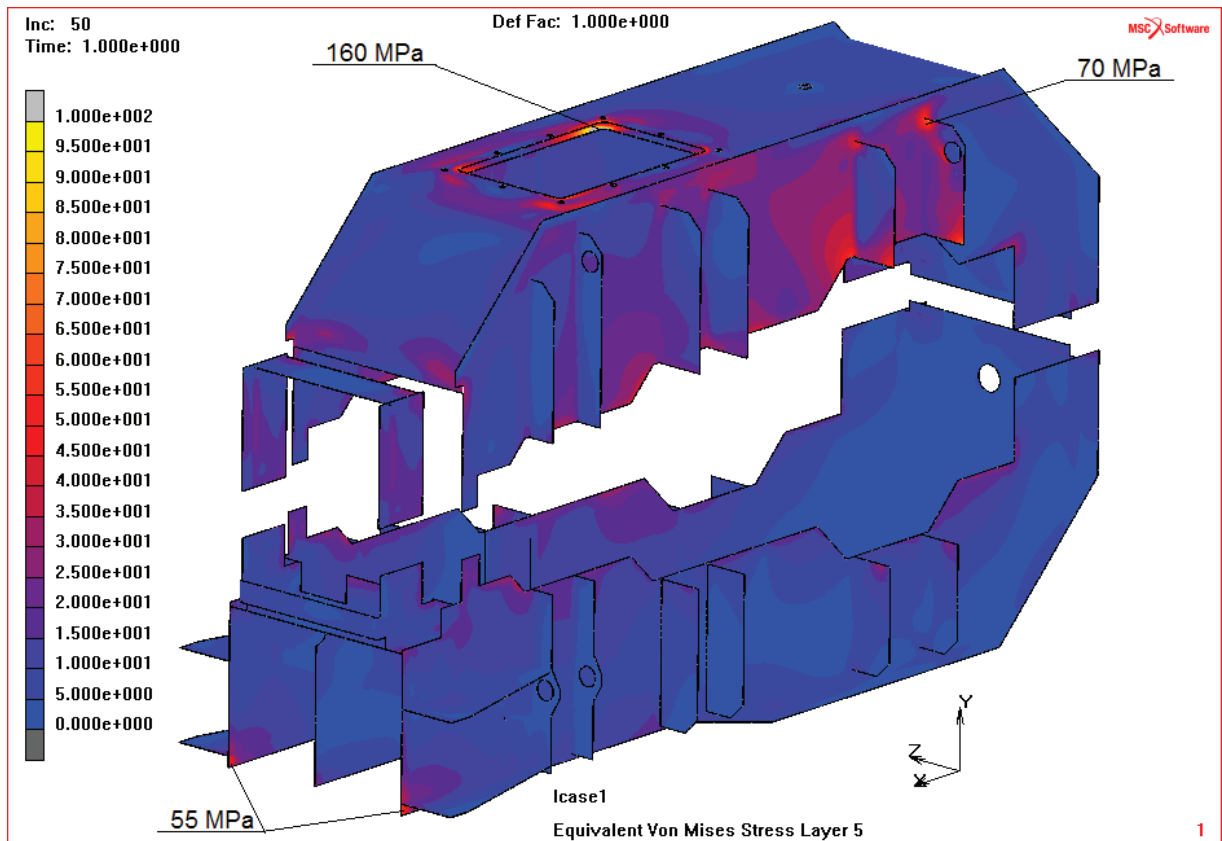
Obr. 43 Napětí HMH; dolní těleso; max. napětí 220 MPa; $k=1,57$; faktor deformace 1



Obr. 44 Napětí HMH; horní těleso; max. napětí 200 MPa; $k=1,52$; faktor deformace 1



Obr. 45 Napětí HMM; těleso horní vrstva; max. napětí 150 MPa; $k=2,37$; faktor deformace 1



Obr. 46 Napětí HMM; těleso spodní vrstva; max. napětí 160 MPa; $k=2,22$; faktor deformace 1



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo posoudit konstrukci tělesa převodové skříně a rámu metodou konečných prvků na FE modelu. Převodovka slouží jako pohon kola kombinovaného skládkového stroje pracujícího na skládce uhlí. Téma bylo navrženo společností Vítkovice Gearworks a.s.

V první části diplomové práce je proveden popis pohonu kola skládkového stroje, jeho komponent, konstrukce ozubeného převodu a konstrukčního provedení převodové skříně.

V druhé části je proveden numerický výpočet sil v ozubení. Uvažována jsou korigovaná čelní ozubená kola se šikmými zuby a jeden pár kuželového soukolí s cyklopaloidními zuby. Dále jsou stanoveny předpoklady pro výpočet reakčních sil v ložiscích. Samotný výpočet reakcí je řešen jako nosník na dvou podporách, kde zatěžovací síly jsou síly od ozubení. Vypočtené reakční síly v ložiscích slouží pro kontrolu správnosti zjednodušeného modelu ozubeného převodu.

Ve třetí části diplomové práce je popis přípravy výpočetního modelu. Úloha byla řešená jako statická s uvažováním nelinearity v podobě kontaktu. Geometrie byla vytvořena na základě poskytnutých výrobních výkresů. Při modelování byly odstraněny nepodstatné konstrukční prvky a díly nemající vliv na tuhost konstrukce. Dále je uveden popis tvorby konečnoprvkové sítě, okrajových podmínek a náhrad některých konstrukčních prvků. Náhrady jsou kompromisem mezi požadovanou přesností výsledků a časovou i hardwarovou náročností úlohy.

Poslední část diplomové práce se zabývá zhodnocením výsledků. Z hlediska kontaktu v dělicí rovině konstrukce vyhovuje, protože nedošlo k úplnému odlehnutí obou dosedacích ploch vůči sobě. V místech, kde docházelo k lokální ztrátě kontaktu, byla řešena velikost deformace. Maximální zjištěná deformace modelu je 1,13 mm, z čehož vyplývá, že stávající konstrukce je velmi tuhá a dává dobré předpoklady dlouhotrvajícímu provozu. Nezbytnou součástí strukturální analýzy je vyhodnocení napjatosti. Chování materiálu je tvárné, proto pro kritérium vyhodnocení slouží teorie HMM. Vypočtené redukované napětí je porovnáváno s mezí kluzu daného materiálu. Ani v jednom případě však nedojde k překročení mezní hodnoty. Znamená to tedy, že v konstrukci nedojde k žádným trvalým plastickým deformacím z hlediska statického zatěžování.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NĚMČEK, Miloš; MIKEŠ, Ivan. *Návody na cvičení I. Konstrukce převodových skříní*. 1. Vyd. Vysoká škola báňská v Ostravě, 1993, 124 s. ISBN 80-7078-200-5.
- [2] HOJDAR, Josef. *Povrchové dobývací a zakládací stroje*. 1. Vyd. Ostrava: Ediční středisko Vysoké školy báňské, 66 s.
- [3] HOJDAR, Josef a František HELEBRANT. *Povrchové dobývací stroje: úvodní část*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1983, 59 s.
- [4] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996, 464 s. ISBN 80-7078-389-3.
- [5] MACK, Franz Josef. *Převodové motory: Princip, funkce a nasazení*. 3. vyd. Landsberg/Lech: Moderne Industrie, 2001, 39 s. ISBN 3-478-93247-5.
- [6] BOLEK, Alfred; Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přepracované (1. v SNTL). Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990, 712 s. 04-207-90.
- [7] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1999, 174 s. ISBN 80-01-01934-9.
- [8] JANÍČEK, L., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., BURŠA, J. *Mechanika těles pružnost a pevnost I*. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., První vydání, Brno, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] PETRUŠKA, J. *MKP v inženýrských výpočtech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, studijní text, dostupné z: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>>
- [11] *Metoda konečných a hraničních prvků.pdf* [online]. [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecnych_prvku_a_hranicnich_prvku.pdf>
- [12] TRANSFLUID, hydraulické spojky [online]. [cit. 2014-04-25]. Dostupné z: <http://www.transfluid.eu/public/pdf/145_GB_1305.pdf>
- [13] FENA, kotoučkové brzdy [online]. [cit. 2014-04-25]. Dostupné z: <<http://www.fena.pl/en/docs/fena-catalogue.pdf>>



- [14] NORD-LOCK, klínové podložky [online]. [cit. 2014-04-25]. Dostupné z: <http://www.boellhoff.cz/cs/cz/spojovaci_prvky/doplnekovy_sortiment/nord-lock.php>
- [15] SIEMENS, Nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko [online]. [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/upload/file/K-1LE1_D81_1_2012-leden.pdf>
- [16] Feron a charakteristiky materiálů. [online]. [cit. 2014-04-19]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/mat_normy.php>
- [17] Technická příručka – nelegované konstrukční oceli podle EN 10025. [online]. [cit. 2014-04-19]. Dostupné z: <<http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprir/tycovaocel/EN10025/>>
- [18] OKD [online]. [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <<http://www.okd.cz/cs>>
- [19] Utahování šroubů třecích spojů. [online]. [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Clanky%20v%20Adobe%20%28Pdf%29/22_Wald_Utahovani_sroubu_W12.pdf
- [20] Firemní podklady
- [21] Návod k software: NX I-deas 6.1 společnosti Siemens, 2009
- [22] Návod k software: MSC Marc, 2010



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|---------------------|-------|--|
| 1, 2, 3, 4, 5 | [-] | indexy, pořadová čísla hřídelí |
| I, II, III, IV | [-] | indexy, označují čísla soukolí |
| x, y, z | [-] | indexy, označují směry os souřadného systému |
| A | [-] | bod zatížení ložiska v místě A |
| B | [-] | bod zatížení ložiska v místě B |
| C | [-] | bod zatížení ložiska v místě C |
| CAD | [-] | Computer Aided Design – počítačem podporované navrhování |
| D | [-] | bod zatížení ložiska v místě D |
| D_{ks} | [m] | průměr kola |
| d_{index} | [mm] | průměr valivé kružnice v závislosti na indexu |
| $d_{\dot{s},index}$ | [mm] | vnější průměr závitu šroubu závislý na indexu |
| E | [-] | bod zatížení ložiska v místě E |
| E_L | [MPa] | modul pružnosti v tahu |
| $F_{a,index}$ | [N] | axiální síla závislá na indexu |
| $F_{i,index}$ | [N] | síla předpětí šroubu závislá na indexu |
| $F_{r,index}$ | [N] | radiální síla závislá na indexu |
| F_{rc} | [N] | rypná síla na obvodu kola |
| $F_{t,index}$ | [N] | tečná síla závislá na indexu |
| f | [-] | součinitel tření |
| FE | [-] | finite element (konečnoprvkový) |
| G | [-] | bod zatížení ložiska v místě G |
| G_L | [MPa] | modul pružnosti ve smyku |
| H | [-] | bod zatížení ložiska v místě H |
| i_c | [-] | celkový převodový poměr |
| J | [-] | bod zatížení ložiska v místě J |
| K | [-] | bod zatížení ložiska v místě K |
| K_1 | [-] | součinitel utahovacího momentu |
| k | [-] | index při značení kola |
| L1 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |



| | | |
|---------------|---------------------|---|
| L2 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L3 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L4 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L5 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L6 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L7 | [mm] | vzdálenost dvou valivých bodů |
| L8 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L9 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L10 | [mm] | vzdálenost dvou valivých bodů |
| L11 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L12 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L13 | [mm] | vzdálenost valivého bodu od bodu zatížení ložiska |
| L_v | [m] | délka vyložení |
| L_{vb} | [m] | délka vyložení na břitu korečku |
| M | [-] | bod zatížení ložiska v místě M |
| MKP | [-] | metoda konečných prvků |
| M16 | [-] | index, označení šroubu s metrickým závitem |
| M20 | [-] | index, označení šroubu s metrickým závitem |
| M24 | [-] | index, označení šroubu s metrickým závitem |
| M30 | [-] | index, označení šroubu s metrickým závitem |
| M36 | [-] | index, označení šroubu s metrickým závitem |
| M42 | [-] | index, označení šroubu s metrickým závitem |
| M48 | [-] | index, označení šroubu s metrickým závitem |
| M_k | [Nm] | obecné označení točivého momentu |
| $M_{k,index}$ | [Nm] | točivý moment v závislosti na indexu |
| $M_{u,index}$ | [Nm] | utahovací moment šroubů závislý na indexu |
| n_{kor} | [-] | počet korečků |
| n_{mot} | $[\text{min}^{-1}]$ | otáčky elektromotoru |
| P | [W] | obecné označení mechanického výkonu |
| P_{mot} | [W] | výkon elektromotoru |
| p | [-] | index při značení pastorku |



| | | |
|--------------------|---------------------|---|
| Q_{od} | [t/h] | maximální výkon stroje - odebírání |
| Q_{odg} | [t/h] | jmenovitý výkon stroje - odebírání |
| Q_{odobj} | [m ³ /h] | maximální objemový výkon stroje - odebírání |
| Q_{zak} | [t/h] | maximální výkon stroje - zakládání |
| Q_{zakg} | [t/h] | jmenovitý výkon stroje - zakládání |
| Q_{zakobj} | [m ³ /h] | maximální objemový výkon stroje - zakládání |
| $R_{A,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska A v příslušné ose |
| $R_{B,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska B v příslušné ose |
| $R_{C,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska C v příslušné ose |
| $R_{D,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska D v příslušné ose |
| $R_{E,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska E v příslušné ose |
| R_{eS235} | [MPa] | mez kluzu oceli S235 |
| R_{eS355} | [MPa] | mez kluzu oceli S355 |
| $R_{G,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska G v příslušné ose |
| $R_{H,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska H v příslušné ose |
| $R_{J,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska J v příslušné ose |
| $R_{K,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska K v příslušné ose |
| $R_{M,index}$ | [N] | složka reakční síly ložiska B v příslušné ose |
| R_s | [N] | rypná síla |
| v_{pmax} | [m/min] | maximální rychlost pojezdu |
| v_r | [m/min] | rychlost otáčení horní stavby (břit korečku) |
| v_{rk} | [m/min] | rychlost otáčení horní stavby (břit korečku) dle kola |
| $v_{vět}$ | [m/s] | maximální provozní vítr |
| ZNKk | [-] | zakladač naběrač kolesový kolejový |
| α | [°] | úhel záběru (obecně) |
| α_{kol} | [‰] | sklon kolejiště |
| $\alpha_{n,index}$ | [°] | úhel záběru v normální rovině |
| β | [°] | úhel sklonu boku zubů (obecně) |
| β_{index} | [°] | úhel sklonu boku zubu |
| $\beta_{m,index}$ | [°] | úhel sklonu boku zubu na valivé kružnici kuželového soukolí |



| | | |
|-------------------------|----------------------|--|
| δ_{index} | [°] | úhel roztečného kužele |
| μ | [-] | Poissonovo číslo |
| ρ | [t/m ³] | sybná hmotnosť materiálu |
| ρ_L | [kg/m ³] | objemová hmotnosť oceli |
| Σ | [°] | úhel os hřídelí |
| ω | [s ⁻¹] | obecné označení úhlové rychlosti |
| ω_{index} | [s ⁻¹] | úhlová rychlost v závislosti na indexu |



SEZNAM PŘÍLOH

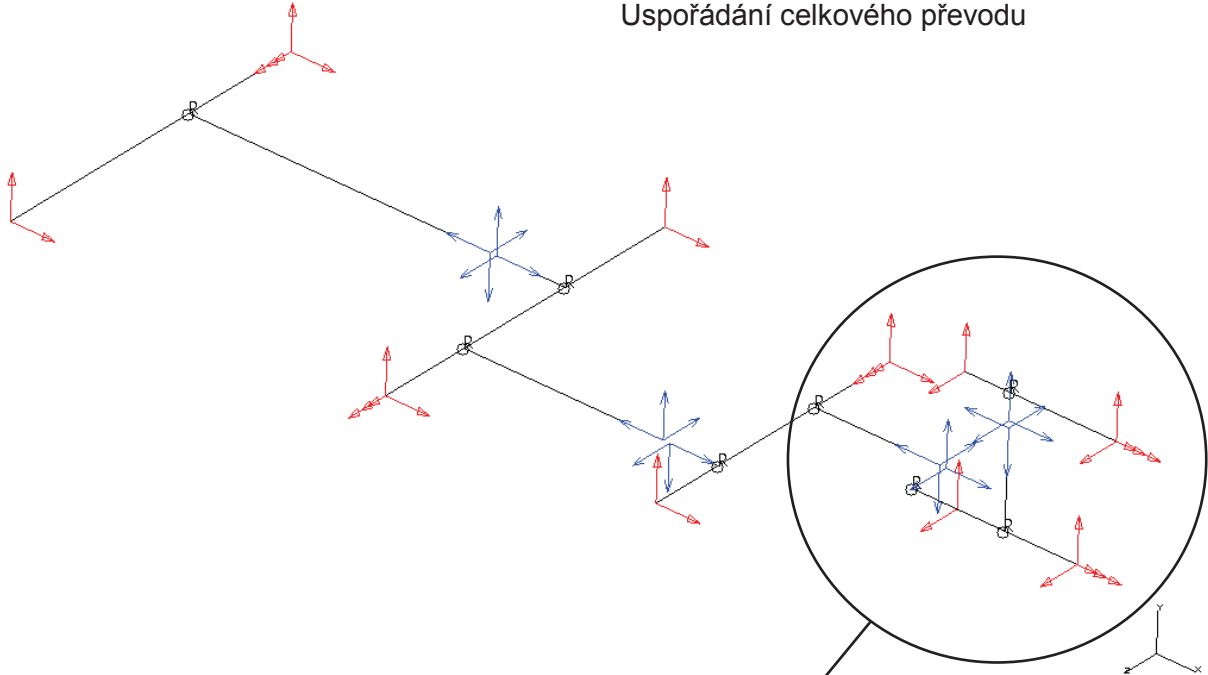
- Příloha 1: Základní parametry kolesového skládkového stroje ZNKk
- Příloha 2: Kontrolní řešení reakčních sil v ložiscích pomocí programu NX-Ideas
- Příloha 3: Deformace tělesa převodovky a rámu

Příloha 1. Základní parametry kolesového skládkového stroje ZNKk

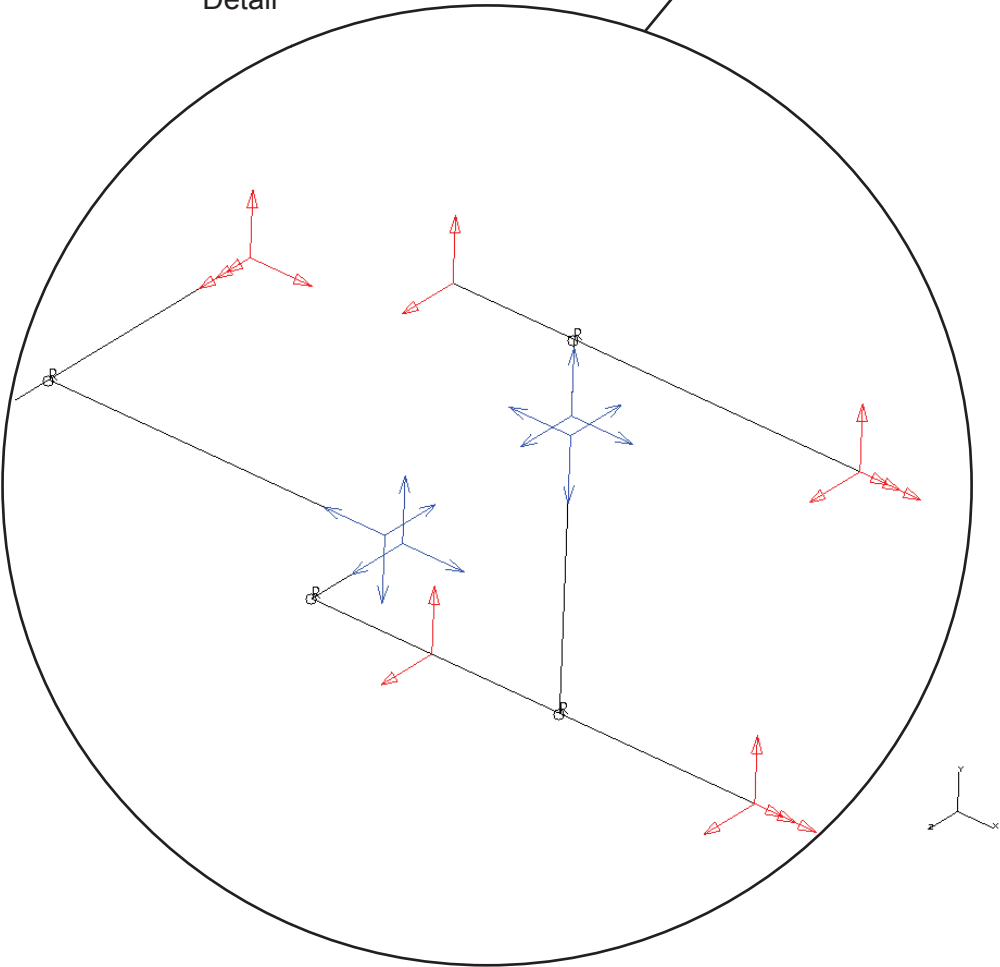
| Název proměnné | Parametr | Hodnota | Jednotka |
|--|----------------|----------|-------------------|
| Výkon stroje - odebírání jmenovitý (garantovaný): | Q_{odg} | 600 | t/h |
| Výkon stroje - odebírání maximální: | Q_{od} | 780 | t/h |
| Výkon stroje objemový - odebírání maximální: | Q_{odobj} | 975 | m ³ /h |
| Výkon stroje - zakládání jmenovitý (garantovaný): | Q_{zakg} | 900 | t/h |
| Výkon stroje - zakládání maximální: | Q_{zak} | 1 035 | t/h |
| Výkon stroje objemový - zakládání maximální: | Q_{zakobj} | 1 294 | m ³ /h |
| Sypná hmotnost materiálu: | ρ | 0,8 | t/m ³ |
| Rypná síla: | R_s | 23 000 | N |
| Rypná síla na obvodu kola: | F_{rc} | 28 623 | N |
| Vyložení kola: | L_v | 46 | m |
| Průměr kola: | D_{ks} | 6 | m |
| Počet korečků: | n_{kor} | 8 | - |
| Délka výložníku na břitu korečku: | L_{vb} | 49 | m |
| Rychlost otáčení horní stavby (břit korečku): | v_r | 20 | m/min |
| Rychlost otáčení horní stavby (břit korečku) dle kola: | v_{rk} | 14,45213 | m/min |
| Rychlost pojezdu max.: | v_{pmax} | 20 | m/min |
| Maximální provozní vítr: | $v_{vět}$ | 20 | m/s |
| Sklon kolejiště: | α_{kol} | 10 | ‰ |

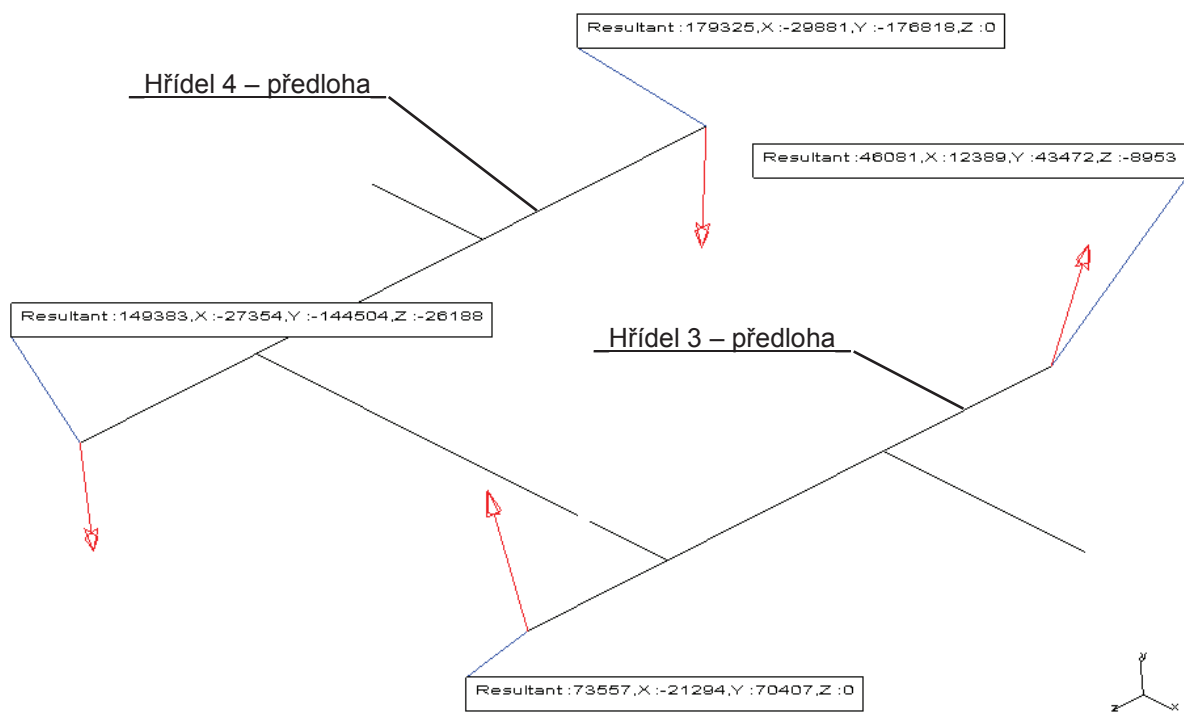
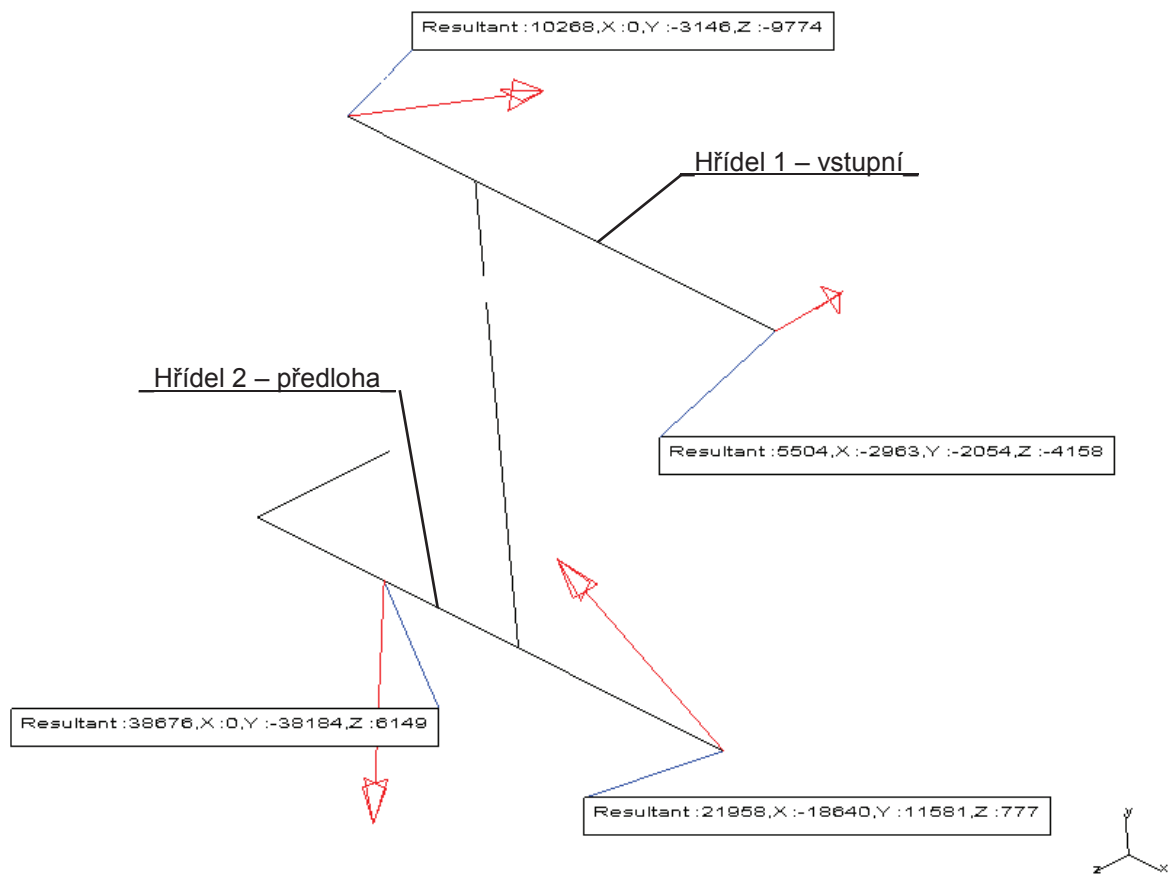
Příloha 2. Kontrolní řešení reakčních sil v ložiscích pomocí programu NX I-deas

Uspořádání celkového převodu



Detail

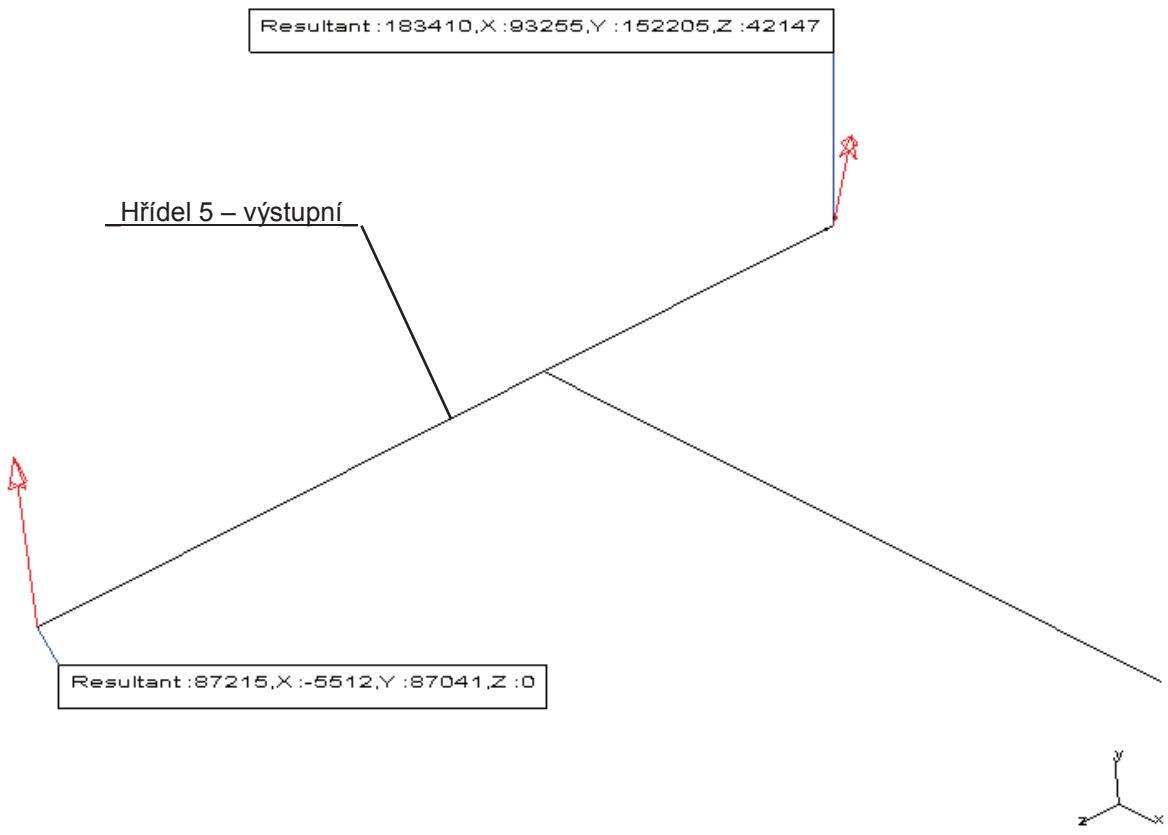




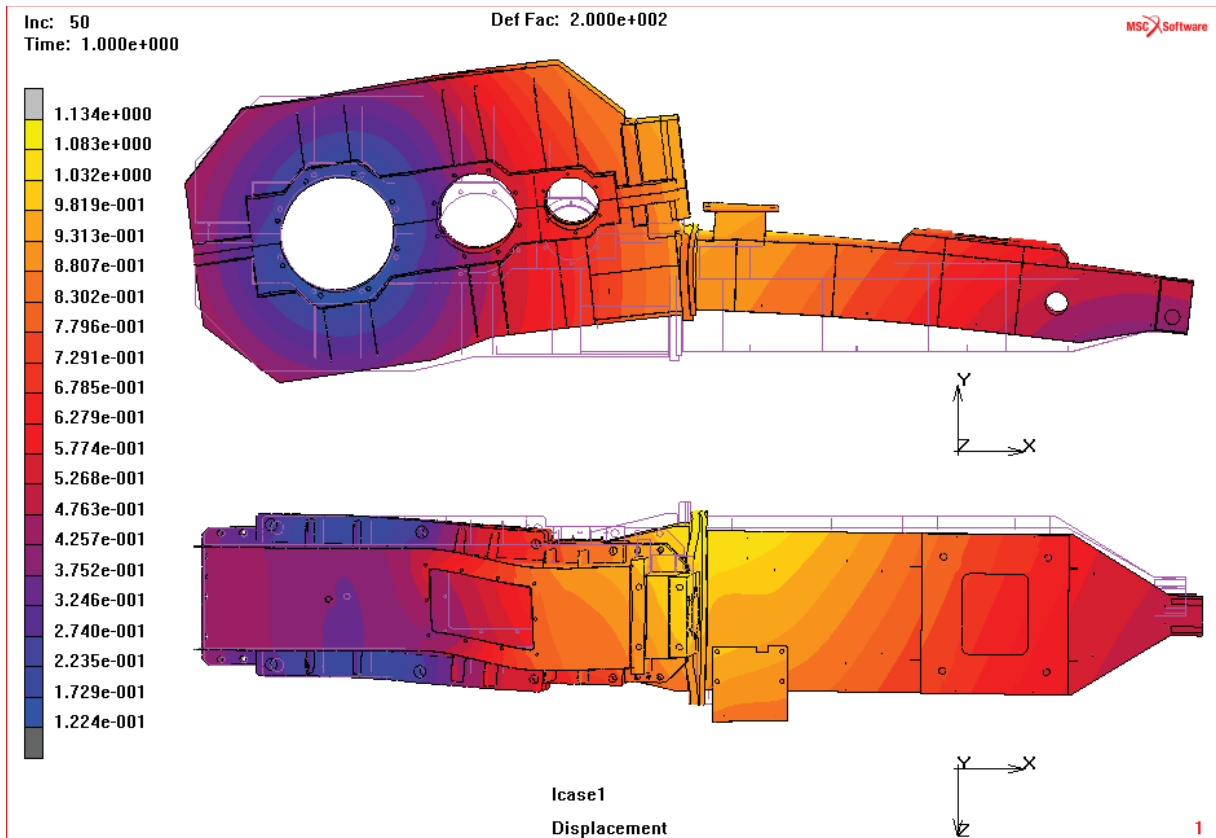
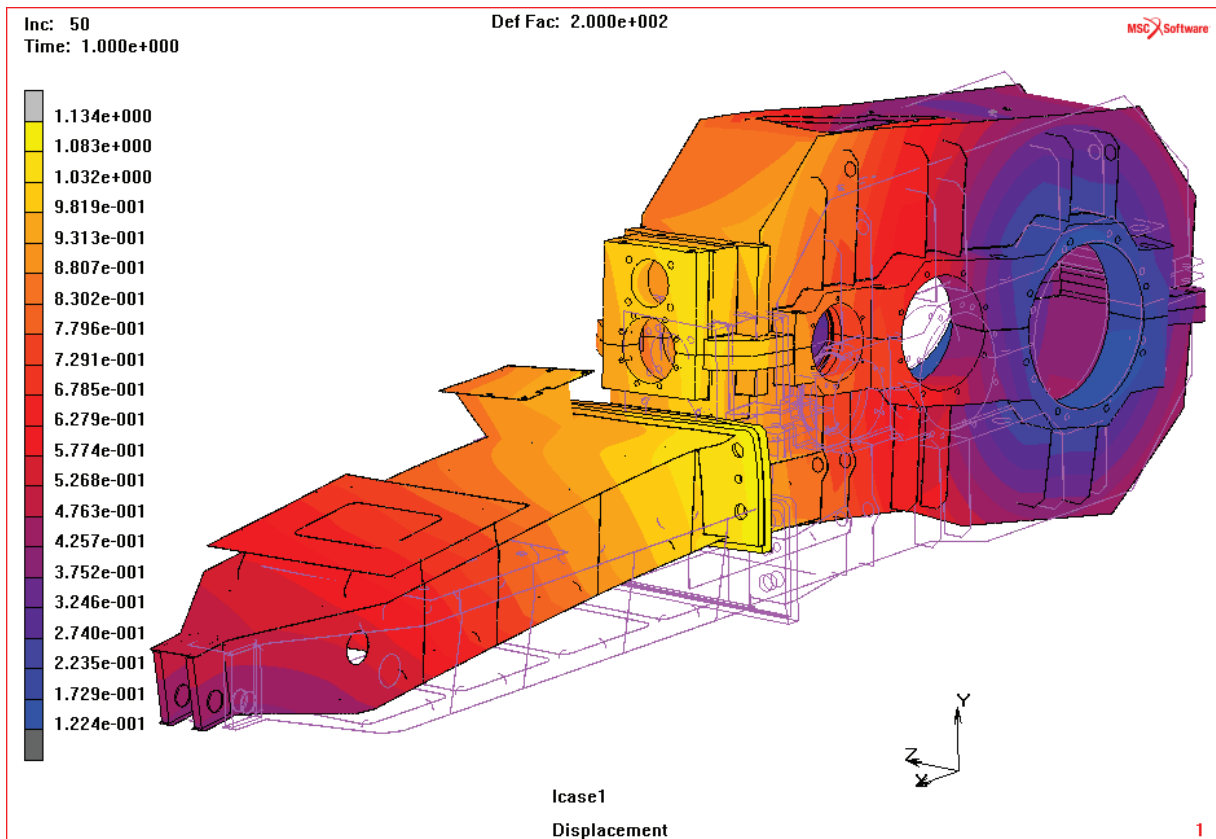
Resultant : 183410, X : 93255, Y : 152205, Z : 42147

Hřídél 5 – výstupní

Resultant : 87215, X : -5512, Y : 87041, Z : 0



Příloha 3. Deformace tělesa převodovky a rámu



Velikost deformace převodovky; **stupnice 0,12-1,13 mm**; faktor deformace 200