



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 RÁMU KOČKY MOSTOVÉHO MAGNETOVÉHO JEŘÁBU 15T 27,5M

ANALYSIS OF CRAB FRAME OF BRIDGE MAGNET CRANE 15T 27,5M

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. BOHUMÍR STROMMER

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Bohumír Strommer

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 rámu kočky mostového magnetového jeřábu 15t 27,5m

v anglickém jazyce:

Analysis of crab frame of bridge magnet crane 15t 27,5m

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte deformačně napjatostní analýzu rámu kočky mostového magnetového jeřábu o nosnosti 15t dle normy ČSN EN 13001. Mostový magnetový jeřáb slouží k manipulaci se sochory v ocelárnách.

Cíle diplomové práce:

- Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:
- kontrolu pevnosti stávajícího stavu dle ČSN EN 13001
 - proveďte kontrolu únavové pevnosti
- K posouzení použijte prutový a skořepinový model.

Seznam odborné literatury:

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

Feyrer K.: Drahtseile, ed. Springer, Berlin, 2000, s. 468, ISBN-10: 3-540-67829-8, ISBN-13: 978-3-540-67829-8

Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 1, ed. Oldenbourg Industriererla, 2005, s. 240, ISBN-10: 3-8356-3059-8, ISBN-13: 978-3-8356-3059-8

Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 2, ed. Oldenbourg Industriererla, 2006, s. 320, ISBN-10: 3-8356-3060-1, ISBN-13: 978-3-8356-3060-4

Osterrieder P.; Richter S.: Kranbahnträger aus Walzprofilen, ed. Vieweg, 2002, s. 299, ISBN-10: 3-528-12559-4, ISBN-13: 978-3-528-12559-2

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 rámem kočky mostového magnetového jeřábu o nosnosti 15 tun, který slouží v ocelárnách pro manipulaci se sochory. Rám je podroben pevnostní kontrole a kontrole únavové pevnosti. Výpočty jsou provedeny dle normy ČSN EN 13001 pomocí metody konečných prvků na prutovém a skořepinovém modelu rámu. Diplomová práce byla zpracována ve spolupráci s firmou Královopolská a.s.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rám kočky, mostový jeřáb, metoda konečných prvků, únava, prutový model, skořepinový model, pevnostní výpočet

ABSTRACT

The diploma thesis deals with crab frame of bridge magnet crane with lifting capacity 15t used in steel mill for handling billets. Thesis contains strength analysis and fatigue strength check of crab frame based on ČSN EN 13001. Strength analyses are made by using beam and shell models of finite element method.

The diploma thesis was carried out in cooperation with Královopolská a.s. company.

KEYWORDS

Crab frame, bridge crane, finite element method, fatigue, beam model, shell model, strength analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STROMMER, B. *Posouzení rámu kočky mostového magnetového jeřábu 15t 27,5m*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 103 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 30. května 2014

.....

Bc. Bohumír Strommer



PODĚKOVÁNÍ

Za cenné rady, věcné připomínky a poskytnuté informace tímto děkuji mému vedoucímu diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. Dále chci poděkovat panu Ing. Pavlu Kolářovi z firmy Královopolská a.s. za poskytnutí důležitých informací, hodnotných poznatků a pomoci v průběhu tvorby diplomové práce. Poděkování patří také mým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod.....	14
1 Popis a parametry jeřábu	15
1.1 Informace o provozu jeřábu.....	15
1.2 Základní technické parametry mostového jeřábu a kočky	16
1.3 Klasifikace jeřábu dle ČSN ISO 4301/1	16
1.4 Břemena jeřábu, pracovní cykly a spektrum zatížení	16
1.5 Konstrukce kočky, rozmístění a hmotnosti komponent	17
1.6 Navíjení lan.....	18
1.7 Použité materiály a jejich mechanické vlastnosti	19
2 Výpočtové modely	20
2.1 Vlastnosti oceli použité v modelech	20
2.2 Použité prvky v prutovém a skořepinovém modelu	20
2.3 Prutový model.....	21
2.4 Skořepinový model.....	24
2.5 Okrajové podmínky prutového a skořepinového rámu	25
2.6 Uložení pojezdových kol	26
2.7 Náhrada komponent a jejich uchycení.....	28
2.8 Náhrada lanového systému	29
2.8.1 Lanový buben a jeho uložení	29
2.8.2 Lana a jejich zavěšení v rámu kočky	30
2.8.3 Nosná traverza.....	31
2.9 Provedení manipulačních ok na rámu kočky.....	35
3 Zatížení modelu.....	37
3.1 Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	37
3.2 Součinitele pro výpočet pravidelného zatížení	37
3.2.1 Součinitel zahrnující účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	38
3.2.2 Zdvihání volně ležícího břemena	38
3.2.3 Náhlé uvolnění části břemena zdvihu	39
3.2.4 Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu	40



3.2.5	Zatížení způsobená zrychlením pohonů	40
3.3	Součinitele pro výpočet občasného zatížení	40
3.3.1	Zatížení způsobená větrem za provozu	40
3.3.2	Zatížení způsobená přičením.....	40
3.4	Součinitele pro výpočet výjimečného zatížení	46
3.4.1	Zatížení při zkouškách	46
3.4.2	Zatížení způsobená silami na nárazníky kočky	46
3.4.3	Zatížení způsobená silami na nárazníky mostu jeřábu	48
3.5	Základy návrhu zdvihání ve více bodech	49
3.6	Prokázání únosnosti závěsných bodů	49
3.7	Zatěžovací stavy	49
3.8	Další zavedené okrajové podmínky modelů rámu	51
3.9	Kombinace zatížení	51
3.9.1	Kombinace zatížení A	52
3.9.2	Kombinace zatížení B	53
3.9.3	Kombinace zatížení C	54
3.10	Výpočet únavové pevnosti	55
3.10.1	Kombinace zatížení pro únavu	55
3.10.2	Postup výpočtu dovoleného rozkmitu napětí	56
3.11	Zadávání kombinací do výpočetního softwaru	58
3.12	Přehled kombinací zatížení	58
3.13	Výběr kombinací zatížení pro výpočet pojezdu po třech kolech	61
3.14	Ostatní zatížení.....	62
3.14.1	Zatížení skořepinového modelu traverzy	62
3.14.2	Zatížení stoličky pojezdového elektromotoru	64
4	Výsledky pevnostních výpočtů	65
4.1	Výsledky kombinací zatížení.....	65
4.1.1	Kombinace zatížení L1 až L4.....	65
4.1.2	Kombinace zatížení L9.....	65
4.1.3	Kombinace zatížení L14, L15 a L22, L23	69
4.1.4	Kombinace zatížení L37 až L44.....	70



4.2	Prokázání únavové pevnosti	72
4.2.1	Průřez 1 – nosník A	73
4.2.2	Průřez 2 – nosník A	76
4.2.3	Průřez 3 – nosník C	78
4.3	Kontrola pevnosti manipulačních ok	80
4.4	Kontrola pevnosti uložení elektromotoru pojezdu	81
4.5	Kontrola pevnosti nosné traverzy	82
4.6	Vlastní kritické zhodnocení výsledků	84
	Závěr	86
	Seznam použitých zkratk a symbolů	89
	Seznam příloh	92



ÚVOD

V dnešní době patří mostové jeřáby již neodmyslitelně téměř ke všem výrobním a montážním halám strojírenského průmyslu. Podstatou jakéhokoliv jeřábu je pomoc člověku při manipulaci s těžkými a velkými břemeny s vynaložením co nejmenší energie a v co nejkratším čase. Můžeme říci, že moderní jeřáby tuto úlohu velmi dobře splňují, a proto jsou hojně využívány ke zvýšení produktivity pracoviště, ve kterém jsou instalovány. Protože jeřáby pracují v blízkosti lidí, je nutné, aby splňovaly přísné bezpečnostní požadavky stanovené různými normami a tím se předešlo haváriím a byl zaručen bezpečný provoz jeřábu. Mostový jeřáb můžeme rozdělit na dvě části – most jeřábu a jeřábovou kočku, která po mostě pojíždí a je na ní zavěšené břemeno. Rám kočky je jedním z hlavních nosných prvků a je během provozu staticky i dynamicky namáhán.

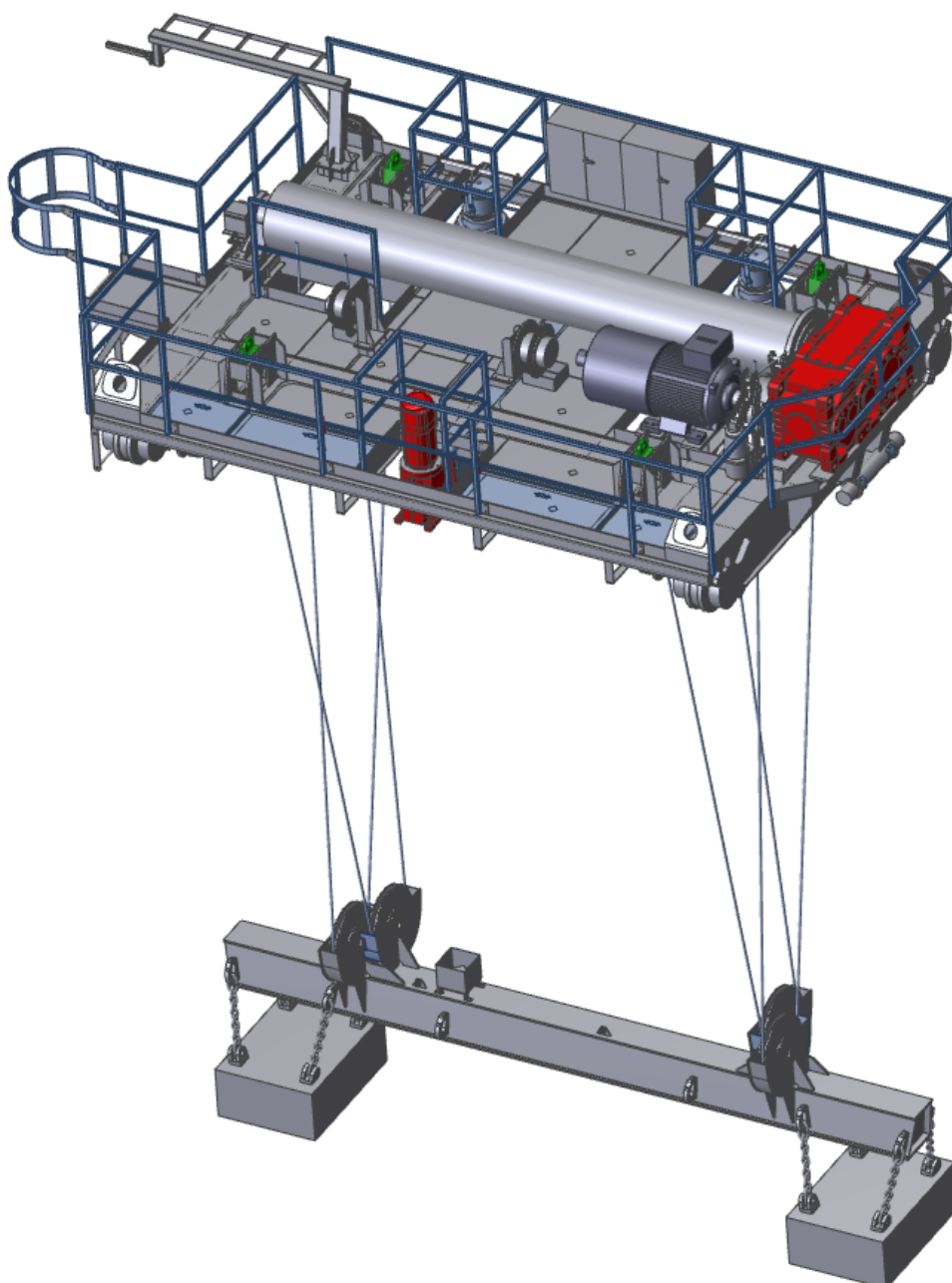
Diplomová práce se zabývá pevnostním výpočtem rámu jeřábové kočky dle normy ČSN EN 13001 a výpočtem únavové pevnosti, protože jeřáb jako celek je stroj cyklicky namáhaný a může u něj dojít později k porušení nosných prvků. Pevnostní výpočty jsou provedeny pomocí metody konečných prvků, která umožňuje provádění výpočtů na tvarově velmi složitých konstrukcích, což rám jeřábové kočky bezesporu je. K tvorbě konečnoprvkových modelů je použit software NX I-Deas od společnosti Siemens a pro porovnání je vytvořen prutový a skořepinový model rámu.



1 POPIS A PARAMETRY JEŘÁBU

1.1 INFORMACE O PROVOZU JEŘÁBU

Mostový jeřáb je určen k provoz v hale pro dochlazování, skladování a expedici sochorů. Sochory jsou přemísťovány z vozíků na uložistě, koleje vozíků jsou paralelně s kolejemi jeřábu. Teplota okolí v hale se pohybuje v rozmezí od -10°C do 70°C . Pro manipulaci se sochoru je jeřáb vybaven traverzou se dvěma magnety. Jeřáb je navržen v provedení dvounosníkovém s jednou kočkou. Řízení a ovládání jeřábu se provádí z klimatizované kabiny umístěné pod mostem jeřábu.



Obr. 1 Jeřábová kočka s traverzou a elektromagnety



1.2 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY MOSTOVÉHO JEŘÁBU A KOČKY

Tab. 1 Technické parametry mostového jeřábu a kočky, [11]

Parametr	JEŘÁB	KOČKA 15t
Nosnost zdvihu [t]	15 t	15 t
Rozpětí, rozchod [m]	27,5	4,6
Rozvor [m]	2,3 + 3,0 + 2,3	3,15
Počet hnacích kol/všech kol	4/8	2/4
Rychlost pojezdu [m/min]	0 - 150	0 - 40
Zrychlení pojezdu [m/s ²]	0,27	0,20
Rychlost zdvihu [m/min]		0 – 16
Zrychlení zdvihu [m/s ²]		0,14
Výška zdvihu [m]		8
Typ kolejnice	MRS 52	A55

1.3 KLASIFIKACE JEŘÁBU DLE ČSN ISO 4301/1

- jeřáb jako celek A8
- mechanismy pojezdu kočky a mostu M7
- mechanismus zdvihu kočky M7

1.4 BŘEMENA JEŘÁBU, PRACOVNÍ CYKLY A SPEKTRUM ZATÍŽENÍ

Jeřáb bude manipulovat se sochory o těchto rozměrech a hmotnostech:

- délka 10,5 až 12 m
- hmotnost jednoho kusu:
 - průměr 200 mm – 3 t
 - 270 mm – 5,4 t
 - 360 mm – 10 t
 - 400 mm – 12 t
- maximální teplota sochory při manipulaci je 400°C, maximální teplota při expedici je 50°C

Jeden pracovní cyklus je tvořen pohybem s břemenem a pohybem zpět bez břemena. Průměrná doba jednoho cyklu je 150 až 180 sekund, je uvažováno 20 až 22 cyklů za hodinu.



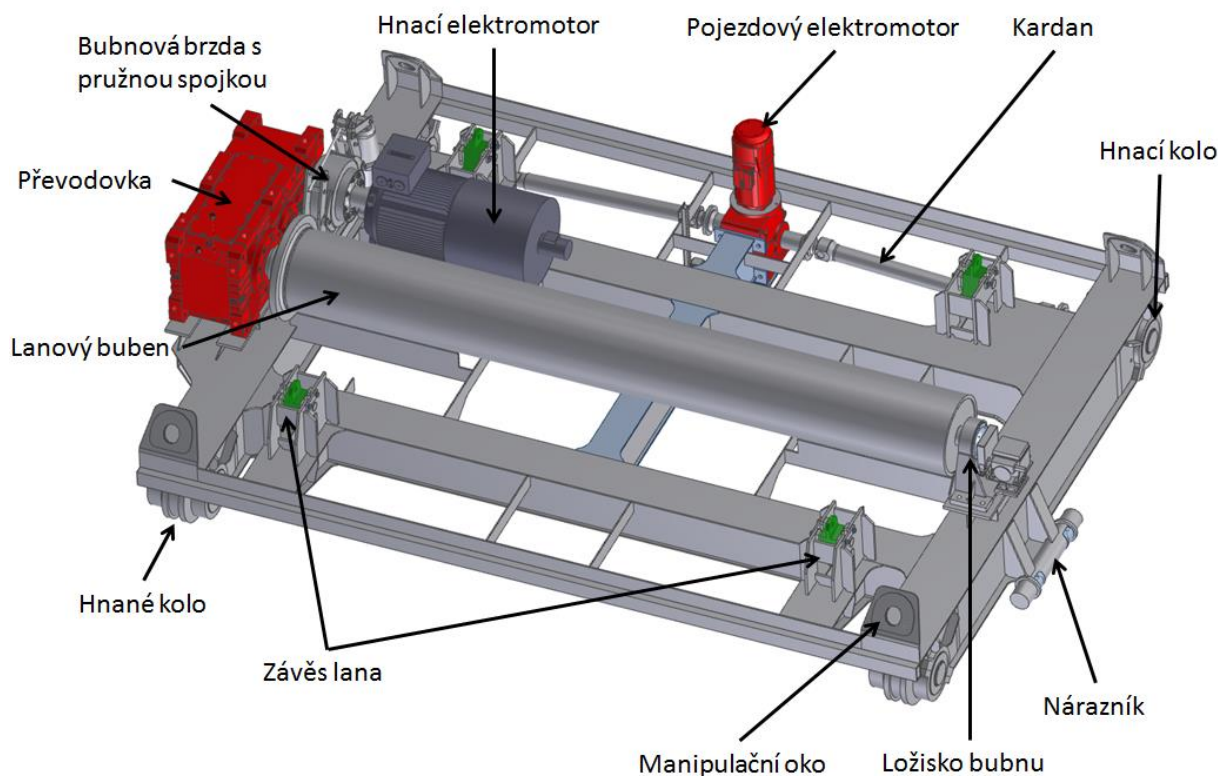
Denně bude kočka v provozu průměrně 23,5 hodiny, měsíčně pak 705 hodin. Třída pracovního cyklu jeřábu je U8, dle [5], str. 16.

Procentuální rozložení provozu vztahované na hmotnost manipulovaného břemene:

- břemeno 15 t – 80% provozu
- břemeno 9 t – 15% provozu
- břemeno 4,5 t – 5% provozu

1.5 KONSTRUKCE KOČKY, ROZMÍSTĚNÍ A HMOTNOSTI KOMPONENT

Celou konstrukci kočky můžeme rozdělit na tři hlavní části, které jsou spolu spojeny v jeden funkční celek. Je to zdvihové ústrojí s traverzou a elektromagnety, pojezdový mechanismus kočky a nosný rám. Další nezbytnou částí je elektrovybavení, žebřík nástupu, zábradlí, osvětlení a další. Rám kočky je svařen ze skříňových nosníků a válcovaných profilů, na horních stranách nosníků se nacházejí stoličky pro uchycení komponentů zdvihu, obr. [2]. Konstrukce rámu je přizpůsobena průchodu ocelových lan a kabelů napájení elektromagnetů, které jsou navíjeny na dva bubny. Pro usnadnění manipulace s kočkou při montáži jeřábu jsou v rozích rámu svařena čtyři oka určená k zavěšení.



Obr. 2 Komponenty osazené na jeřábové kočce



Přehled hmotností jednotlivých komponent osazených na jeřábové kočce:

Tab. 2 Hmotnosti komponent na jeřábové kočce, [11]

Zdvihové ústrojí	Hmotnost [kg]	Počet	Pojezd kočky	Hmotnost [kg]	Počet
Hnací elektromotor	600	1	Pojzdový elektromotor	245	1
Pružná spojka	87	1	Kardan	100	2
Bubnová brzda	90	1	Hnací kolo	200	2
Převodovka s náplní	1420	1	Hnané kolo	185	2
Spojka bubnu	146	1	Ostatní	Hmotnost [kg]	Počet
Lanový buben	1300	1	Traverza	1410	1
Ložisko bubnu	87	1	Elektromagnet	1900	2
Závěsy lan	29	4	Rameno troleje	300	1
Ocelové lano	65	4	Nástup na kočku	150	1

Hmotnost:

- jeřábové kočky bez uchopovacích prostředků

$$9\,600 \text{ kg}$$

- uchopovacích prostředků - traverzy včetně dvou elektromagnetů

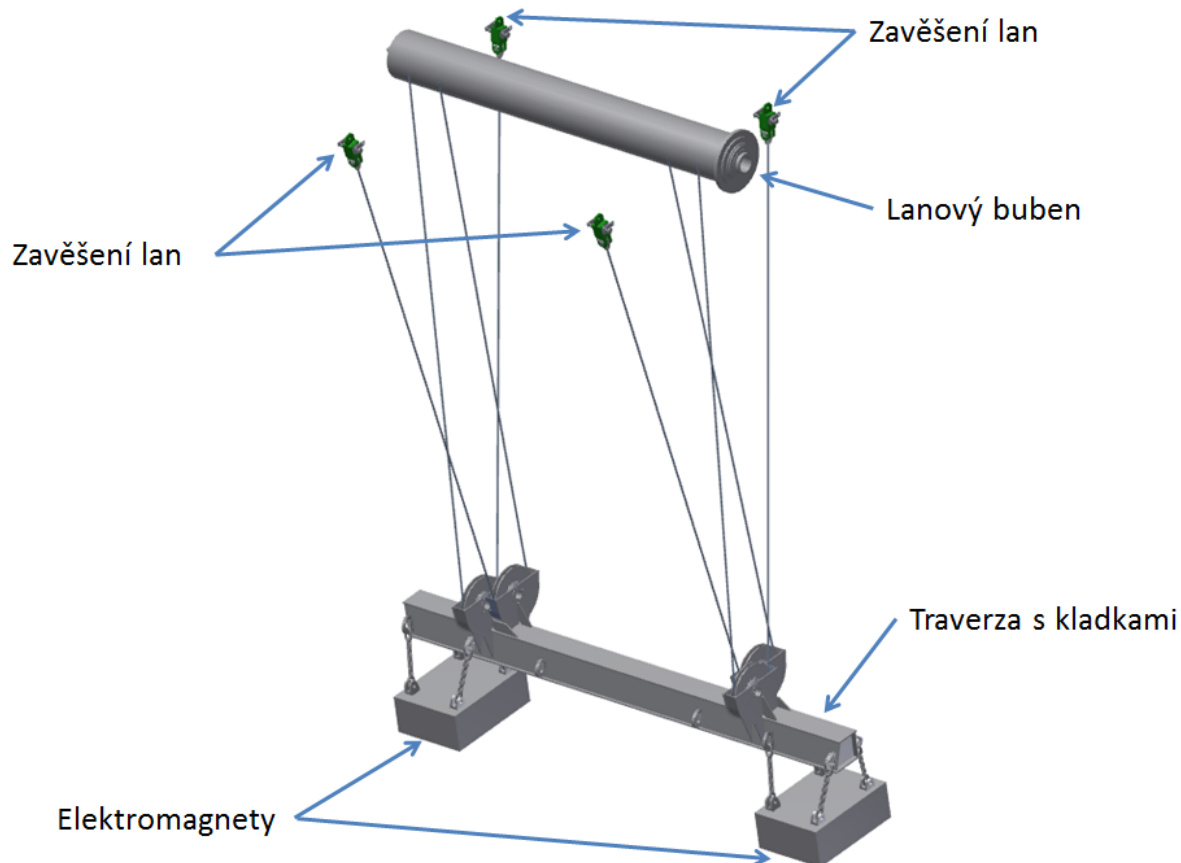
$$1\,410 + 2 \times 1\,900 = 5\,210 \text{ kg}$$

- kočky včetně uchopovacích prostředků a břemena (15t):

$$9\,600 + 5\,210 + 15\,000 = \text{cca } 30\,000 \text{ kg}$$

1.6 NAVÍJENÍ LAN

Zdvihové ústrojí kočky má čtyři lana, která jsou navíjena na jeden společný buben se čtyřmi závity, z nichž dva mají levé stoupání a dva pravé. Opačné konce lan jsou pomocí očnic uchyceny na rámu ve čtyřech závěsech s tenzometrickým čepem, kočka tedy nemá horní kladnice, obr. [3]. Lana mají průměr 20 mm, dvě jsou s pravým stoupáním a dvě s levým, jmenovitá pevnost drátků 1960 MPa. Délka jednoho lana je přibližně 36,5 m, průměr bubnu a kladek je 500 mm. Tenzometrické čepy jsou použity pro zjištění hmotnosti právě uchyceného břemene, tato hodnota je zobrazena obsluze jeřábu, která kontroluje možné přetížení elektromagnetů i celého jeřábu, a tím předchází pádu břemene.



Obr. 3 Zalanování zdvihového mechanismu

1.7 POUŽITÉ MATERIÁLY A JEJICH MECHANICKÉ VLASTNOSTI

Nosný rám kočky je svařen z oceli S355J2, stejně tak i stoličky a traverza nesoucí elektromagnety. Tato ocel je vhodná ke svařování všemi obvykle používanými způsoby, dále je také hojně používána pro staticky a dynamicky namáhané konstrukce tohoto typu. Ostatní části, které nejsou nosnými prvky, na sestavě kočky jsou z oceli S235JR, např. příložky, okopové plechy, kryty kladek, zábradlí atd. Ocel S235JR je také velmi dobře svařitelná.

S355J2 - nelegovaná jakostní konstrukční ocel s obsahem uhlíku 0,23%. Pro tloušťky menší než 16 mm je mez kluzu $R_{eH} = 355$ MPa, mez pevnosti pro tloušťky do 100 mm je $R_m = 470 - 630$ MPa. [15]

S235JR - nelegovaná jakostní konstrukční ocel s obsahem uhlíku 0,19%. Pro tloušťky menší než 16 mm je mez kluzu $R_{eH} = 235$ MPa, mez pevnosti pro tloušťky do 100 mm je $R_m = 360 - 510$ MPa. [14]



2 VÝPOČTOVÉ MODELY

2.1 VLASTNOSTI OCELI POUŽITÉ V MODELECH

- hustota oceli $\rho = 7\,820\text{ kgm}^{-3}$
- modul pružnosti v tahu $E = 210\,000\text{ MPa}$
- modul pružnosti ve smyku $G = 81\,000\text{ MPa}$
- Poissonův poměr $\mu = 0,3$
- Isotropní lineární materiál

2.2 POUŽITÉ PRVKY V PRUTOVÉM A SKOŘEPINOVÉM MODELU

Následující prvky jsou použity pro tvorbu konečnoprvkových modelů a jejich aplikace je popsána v dalších podkapitolách, [16].

Beam - jednorozměrný prvek definovaný počátečním a koncovým uzlem, souřadným systémem, materiálem a průřezem – tvarem, plochou, momenty setrvačností kolem osy Y, Z a dalšími parametry. Je používán pro tvorbu prutových modelů, mezi uzly přenáší všechny stupně volnosti. Výstupem pak jsou posunutí, přetvoření, napětí, síly v uzlech a ohybové momenty na prvku.

Rod - jednorozměrný prvek definován dvěma uzly, materiálem a průřezem. Do uzlů přenáší na rozdíl od Beamu pouze translace, je tedy využit jako náhrada lana za předpokladu, že nebude tlačen.

Thin Shell - dvojrozměrný skořepinový prvek mající 3 nebo 4 uzly, je mu přiřazena tloušťka, materiál a definován směr normály. Prvkem Thin Shell jsou nahrazovány tenkostěnné profily, je u něj možné vytvořit offset - posunutí o libovolnou vzdálenost od střednice plechu. Výstupem jsou napětí, přetvoření, posuvy a síly v jednotlivých uzlech. Formulace prvku je dle Mindlina.

Solid - trojrozměrný prvek určený pro síťování objemových těles. Existuje několik druhů, často používaný je parabolický čtyřstěn s deseti uzly a čtyřmi stěnami. Uzly mají pouze 3 stupně volnosti, výstupem jsou napětí, přetvoření, posuvy a reakční síly.

Constraint - jedná se o prvek RBE3 - nehmotný prvek spojující jeden závislý uzel s jedním nebo více nezávislými uzly. Závislý uzel roznáší všech 6 stupňů volnosti na základě váhových faktorů na nezávislé uzly, které dále přenášejí

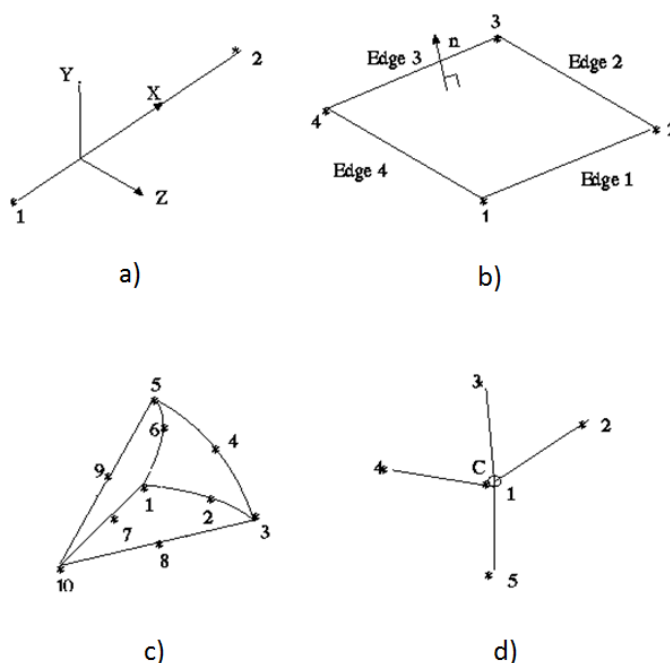


pouze posuvy. Váhové faktory jsou vypočítávány ze vzdáleností metodou nejmenších čtverců. Výstupem jsou posunutí a reakční síly.

Rigid - jedná se o prvek RBE2 - nekonečně tuhý nehmotný prvek spojující jeden závislý uzel s jedním nebo více nezávislými uzly, mezi kterými přenáší všechny tři posuvy i rotace. Výstupem jsou posunutí a reakční síly.

Lumped mass - prvek umístěvaný na jeden uzel. Zadávané vlastnosti jsou hmotnost, souřadný systém a momenty setrvačnosti kolem všech jeho os. Využívá se např. pro nahrazení hmotných součástí bodem v místě jejich těžiště.

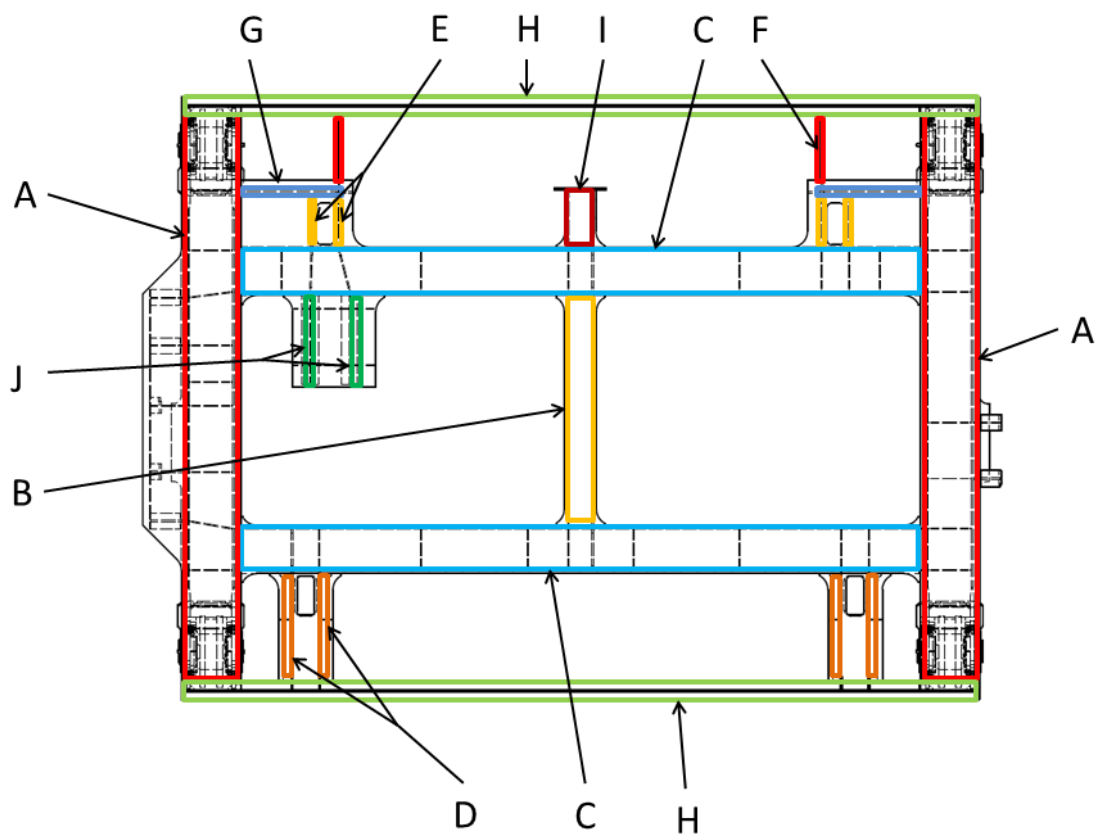
Couple DOF - pomocí této vazby se přenáší mezi jedním závislým uzlem a několika nezávislými uzly libovolné stupně volnosti, které jsou zadány uživatelem.



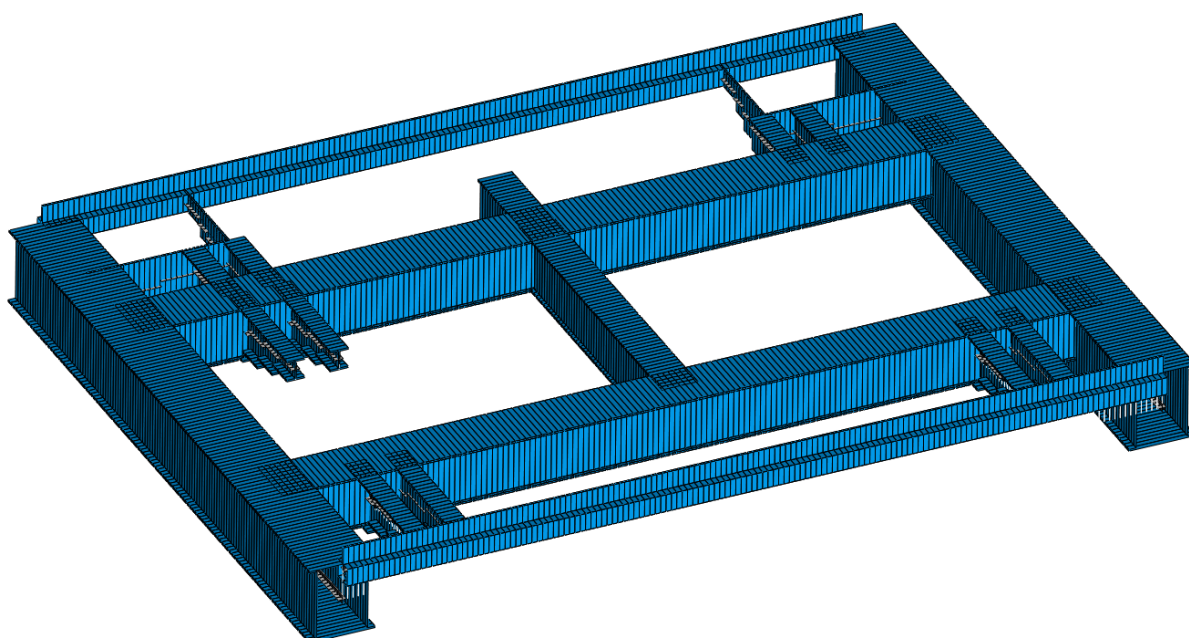
Obr. 4 a) prvek Beam, b) skořepinový prvek Thin Shell, c) parabolický čtyřstěn d) prvek Constraint

2.3 PRUTOVÝ MODEL

Abychom mohli rám kočky řešit jako prutový model, musíme jej nejdříve na jednotlivé pruty - nosníky rozdělit, obr. [5]. Prut je definován jako prvek, jehož jeden délkový rozměr svou velikostí převládá nad ostatními dvěma rozměry. Tuto podmínku splňují všechny nosníky, ze kterých je rám kočky svařen. V programu NX-Ideas se vytvářejí úsečky, které představují jednotlivé nosníky a program je považuje za střednice prutů, což jsou spojnice těžišť průřezů k nim kolmých. Střednice může být přímá, lomená nebo zakřivená. Uzly prutového modelu jsou od sebe vzdáleny 30 mm, obr. [6].



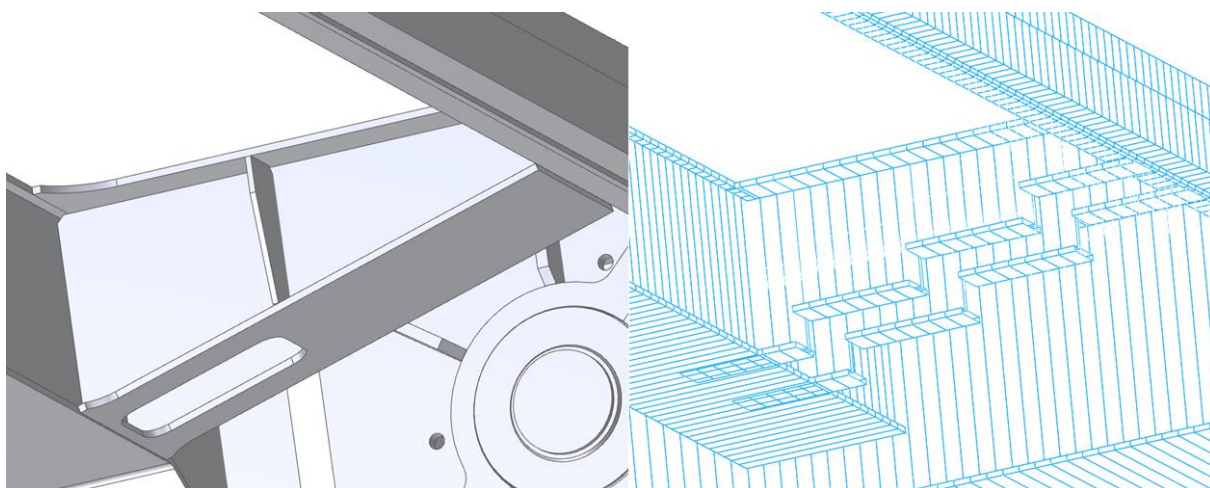
Obr. 5 Rozdělení rámu na jednotlivé nosníky a jejich označení



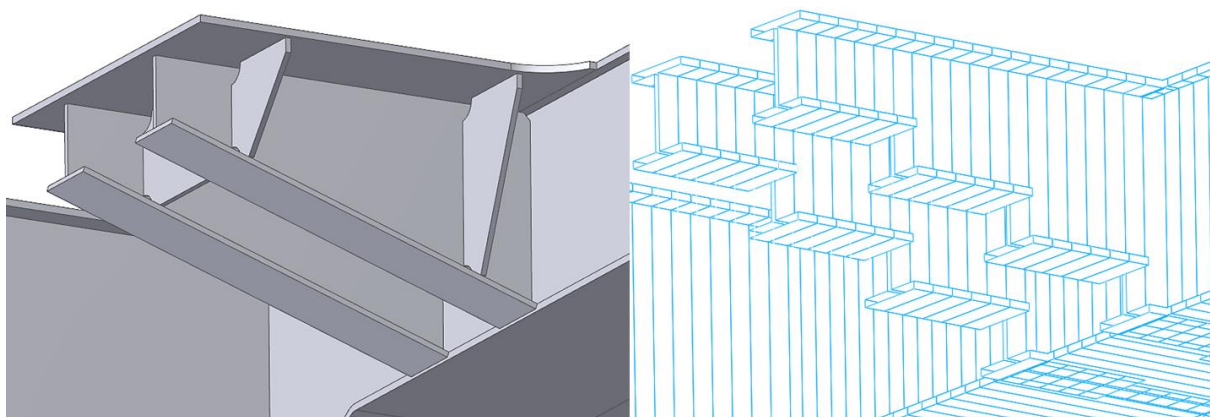
Obr. 6 Náhled na síť prvků prutového modelu



U nosníků D a J se plynule mění výška profilu. Abychom se přiblížili modelováním více realitě, jsou pruty těchto nosníků rozděleny na čtyři stejně dlouhé části a každé z nich je přiřazen profil o jiné výšce stojiny. Tímto se dosáhne přesnějšího rozložení napětí po prutu, které by jinak bylo použitím profilu o jedné výšce zkreslené. Nosníky, označenými D a E, prochází ocelová lana a v těchto místech jsou přerušeny jejich horní a spodní pásnice - mají otevřený profil, obr. [7]. Program I-Deas neumožňuje prutům přiřazovat otevřené profily, proto jsou tyto nosníky vytvořeny jako dva užší nosníky vedle sebe. Stejný princip je použit i u nosníku J nesoucího elektromotor, který je ve skutečnosti ze dvou profilů „I“ se společnou horní pásnicí, obr. [8].



Obr. 7 Odstupňování výšky profilu nosníku D



Obr. 8 Odstupňování výšky profilu nosníku J

V procesu, kdy se v programu přidělují profily prutům, se také zadává rozteč uzlů, v jejichž konečné síti jsou počítány námi hledané posuvy a napětí. Získání hodnot posuvů a napětí je podmíněno znalostí plochy průřezu a kvadratických momentů, které si software po zadání rozměrů a tvaru profilu sám dopočítá. Protože při modelování jsou těžiště profilů automaticky umisťovány na prut, je z hlediska správné geometrie dále nutné zadávat hodnoty posunutí

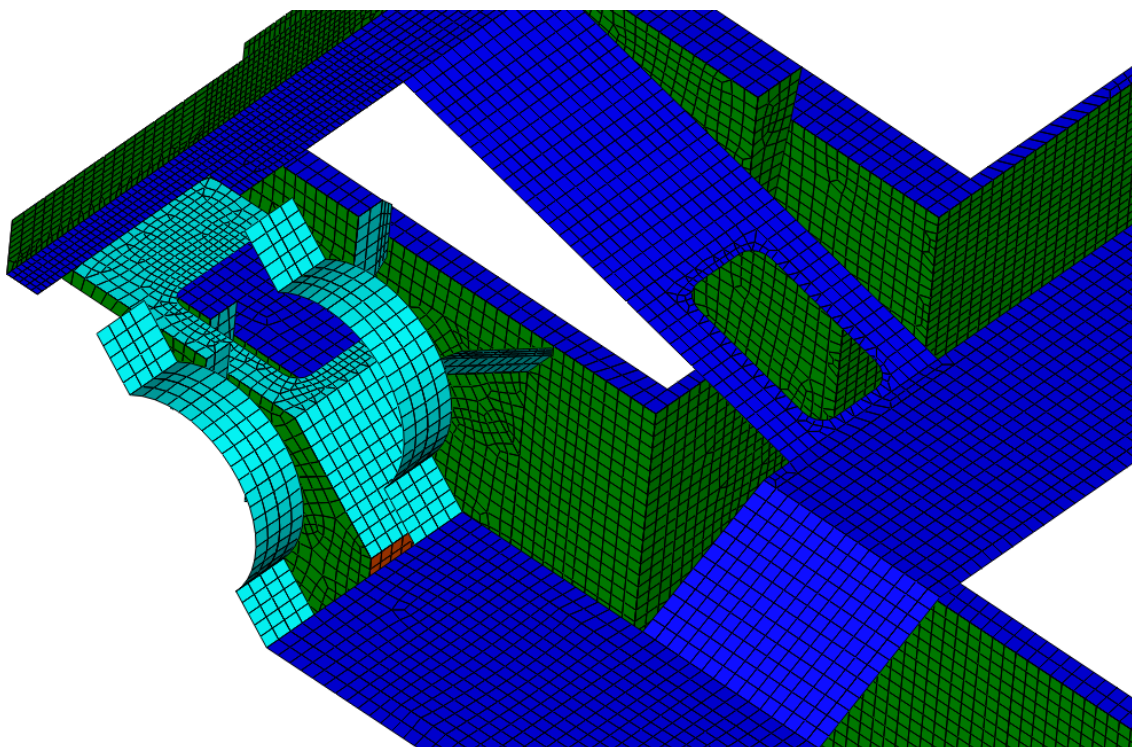


těžiště vůči prutu (tzv. offset), které zajistí přesnou polohu profilu. Tento krok je důsledkem toho, že jednotlivé nosníky nemají stejnou výšku, ale jejich horní pásnice musí ležet v jedné rovině, aby tvořily rovnou podlahu kočky. U profilů nesymetrických kolem vertikální osy je nutné zadávat i druhou souřadnici posunutí, která koriguje horizontální rozdíl vzdáleností mezi prutem a těžištěm profilu, protože prutový model je tvořen tak, že pruty (úsečky) nesymetrických profilů D, E a J prochází prostředkem stojiny.

Prutový model má oproti skořepinovému tu výhodu, že jeho tvorba je podstatně méně časově náročná a méně pracná. Naopak nevýhoda spočívá v nemožnosti modelování výztuh, žeber, stoliček pro uložení komponentů zdvihu a dalších konstrukčních prvků. Skořepinový model tedy přesněji simuluje reálnou konstrukci.

2.4 SKOŘEPINOVÝ MODEL

Vytvoření skořepinového modelu spočívá v síťování ploch, které vzniknou postupným řezáním kvádrů o vnějších rozměrech shodných s maximálními rozměry rámu jeřábové kočky. Řezy jsou umístěny tak, aby vznikly všechny potřebné střednicové plochy plechů. Při síťování se přiřadí elementům tloušťka odpovídající skutečné tloušťce plechu. Pro zjednodušení modelu jsou vynechány konstrukční prvky jako sražení, zaoblení a malé otvory, což nezpůsobí významné rozdíly ve výsledcích výpočtů.



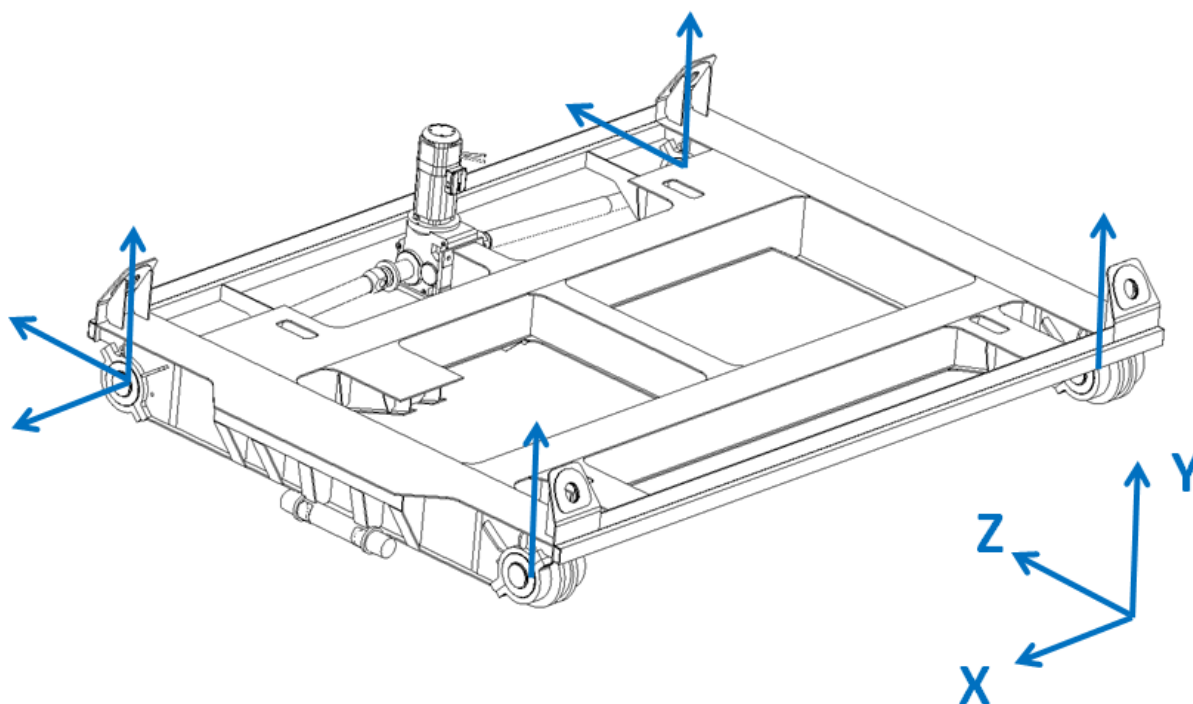
Obr. 9 Detail skořepinové sítě



Velikosti elementů se odvíjí od plochy, která je síťována. V modelu jsou použity velikosti elementů 5 až 20 mm a tloušťky 3 až 55 mm. Pro následné vyhodnocování výsledků je nutné elementy správně orientovat, protože každý z nich má svoji horní a spodní stranu (top – horní, bottom – spodní). To umožňuje vyhodnocovat napětí na vnější a vnitřní straně plechu, která se mohou značně lišit.

2.5 OKRAJOVÉ PODMÍNKY PRUTOVÉHO A SKOŘEPINOVÉHO RÁMU

Pro správný výpočet je nutné odebrat modelu patřičně stupně volnosti v prostoru tak, aby co nejlépe vystihovaly skutečnost a zároveň byla úloha dostatečně zadefinovaná. Za předpokladu, že kočka leží na všech čtyřech kolech, jsou odebrány v místech kol posuvy v ose Y. Kola hnací nápravy jsou spřažená s elektromotorem přes kardany, a není tedy možné jejich vzájemné pootočení – posunutí jednoho kola ve směru pojezdu. Toto je ošetřeno odebráním stupňů volnosti v místě hnacích kol v ose Z. Pro úplné zavazbení v prostoru zbývá zamezit posuv v ose X, což je provedeno u jednoho z hnacích kol, obr. [10]. Uvedené zavazbení má název „pojezd“.



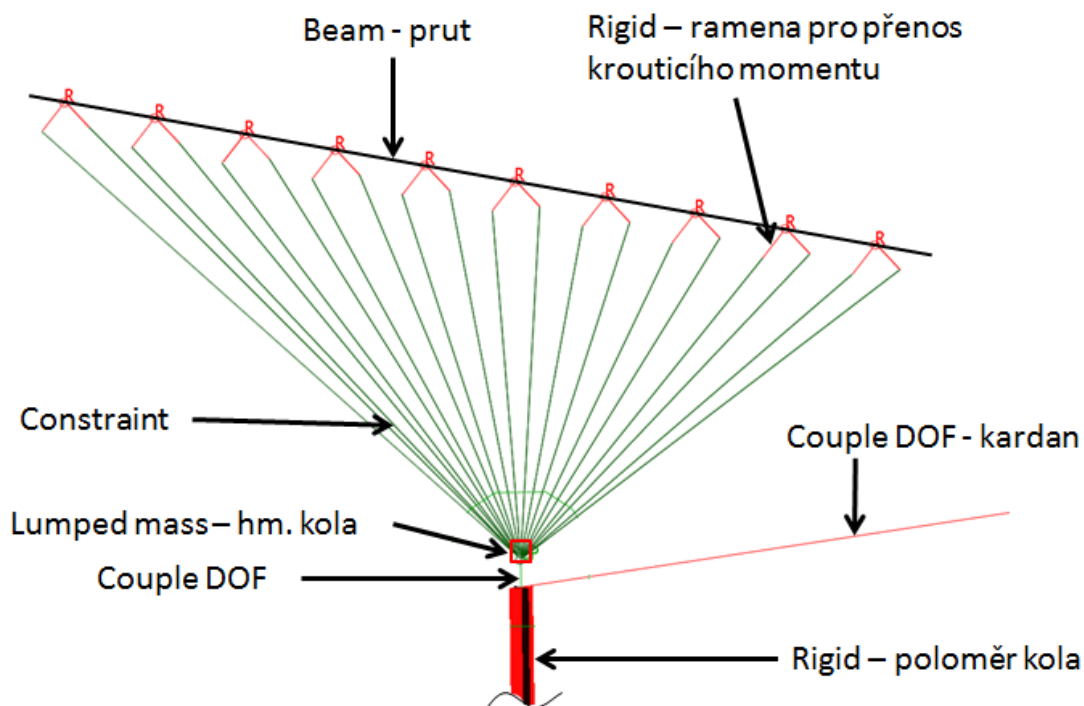
Obr. 10 Umístění a směry odebraných posuvů – „pojezd“

2.6 ULOŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

PRUTOVÝ MODEL

Kočka má čtyři pojezdová kola o průměru 400 mm umístěná v rozích rámu, dvě hnaná a dvě hnací. Každé kolo má nákolky z obou stran a je uloženo ve dvou ložiscích. Hmotu kola nahrazuje prvek Lumped mass umístěný v ose kola. Pokud by byl spojen s prutem prvkem Constraint, nedocházelo by k přenosu krouticího momentu kolem osy prutu, protože Constraint přenáší v nezávislých uzlech pouze posuvy. Řešení problému spočívá ve vytvoření několika Rigidů k jednotlivým uzlům Beamu, které tvoří ramena, a je možné tedy přenášet k prutu krouticí moment vznikající například při nárazu mostu jeřábu. Poloměr kola tvoří prvek Rigid, na jehož konci je místo styku s kolejnicí, do kterého se umisťují vazby.

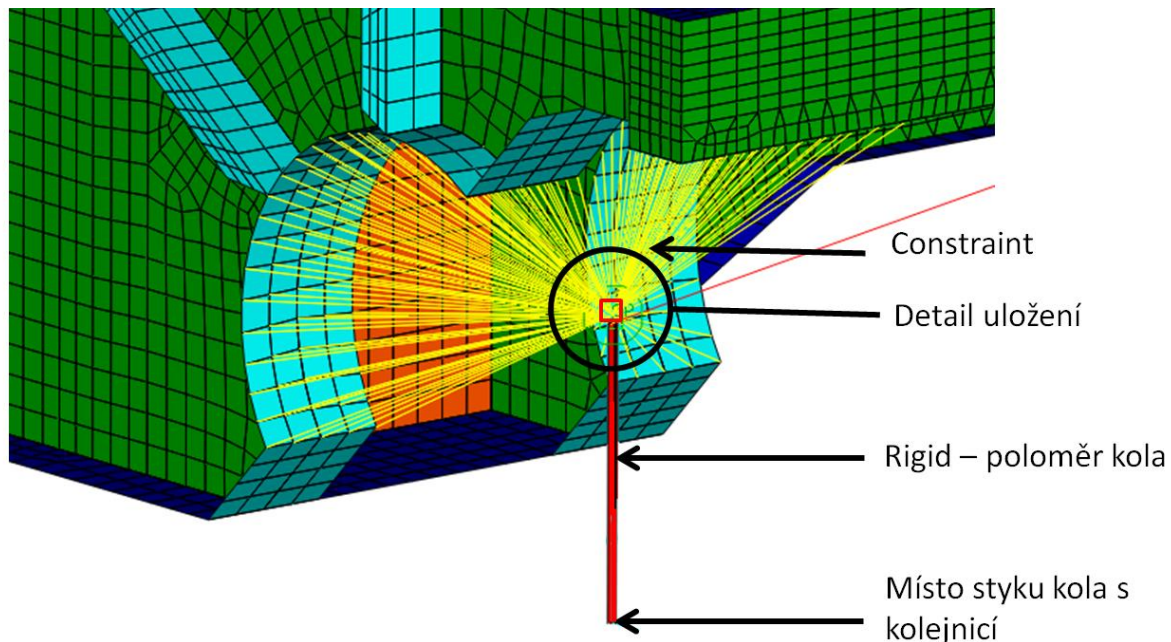
Pár hnacích kol je spřažen kardany s elektromotorem pojezdu. Kardan díky své konstrukci přenáší pouze krouticí moment. Pokud se kočka rozjíždí nebo brzdí, elektromotor působí krouticím momentem na kola, a reakce k tomuto momentu je zachycena v rámu skrze stoličku a hnací elektromotor. Ve výpočtovém modelu je kardan nahrazen vazbou Couple DOF, která spojuje uzel v těžišti elektromotoru se dvěma uzly umístěnými na koncích prvků Rigid tvořících poloměr hnacího kola, a má ve vlastnostech nastaven přenos pouze krouticího momentu (kolem osy X). Druhá vazba Couple DOF přenáší všechny translace a dva zbylé momenty – nahrazuje uložení kola v ložisku, obr. [11]. Uzel na konci prvku Rigid je od uzlu v ose kola posunut o 1 mm, aby bylo možné mezi nimi Couple DOF vytvořit. Hmotnost každého z kardanů je rozdělena na poloviny, vždy mezi jedno hnací kolo a elektromotor pojezdu pomocí prvku Lumped mass.



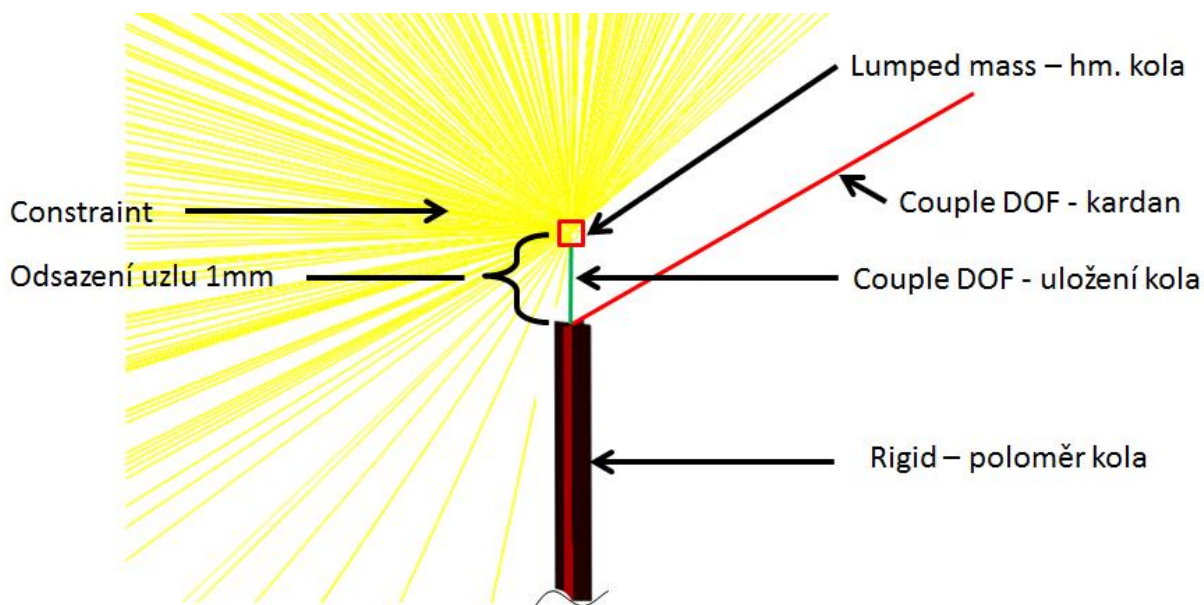
Obr. 11 Uložení kol na prutovém modelu

SKOŘEPINOVÝ MODEL

Ve skořepinovém modelu je uložení vyřešeno spojením prvku Lumped mass se skořepinovou sítí v místě opření ložisek kol prvkem Constraint, obr. [12]. Řešení poloměrů kol a nahrazení kardanů je shodné s řešením v prutovém modelu, obr. [13].



Obr. 12 Nahrazení uložení pojzdových kol u skořepinového modelu

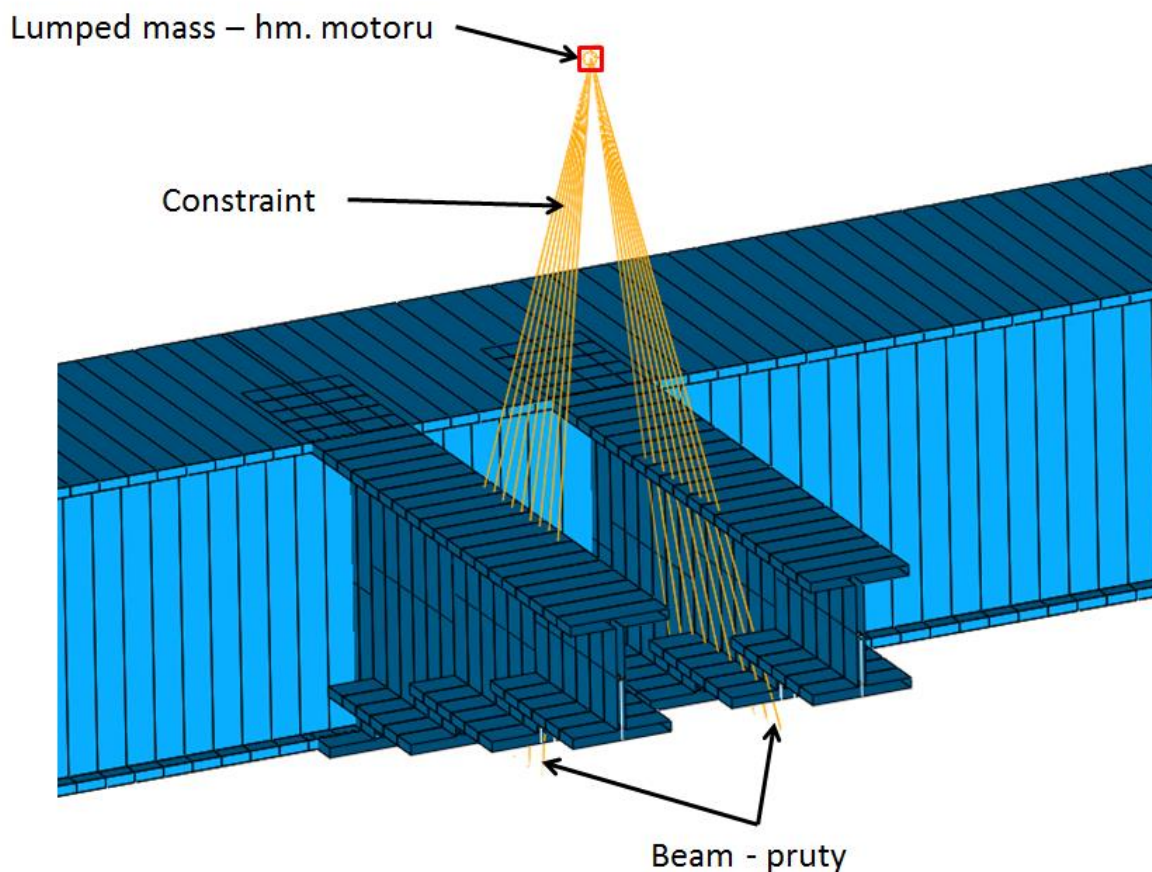


Obr. 13 Detail nahrazení uložení pojzdových kol u skořepinového modelu

2.7 NÁHRADA KOMPONENT A JEJICH UCHYCENÍ

PRUTOVÝ MODEL

Do výpočtu je nutné zahrnout také hmotnosti jednotlivých komponent osazených na jeřábové kočce, které nejsou zanedbatelné (např. hmotnost převodovky s náplní je 1420 kg). Komponenty jsou nahrazeny ve svém těžišti vždy prvkem Lumped mass, v jehož vlastnostech je nastavena patřičná hmotnost. Pokud komponenty leží na dvou prutech (například motor, závěsy lan), tak jsou jejich těžiště s uzly na prutech spojeny prvkem Constraint napřímo, obr. [14]. Pokud jsou však uchyceny pouze k jednomu prutu (převodovka, ložisko bubnu), je nutné zavést prvkem Rigid přenos momentu k prutům jako u nahrazování pojezdových kol. Náhled na celý prutový model je v příloze 1.

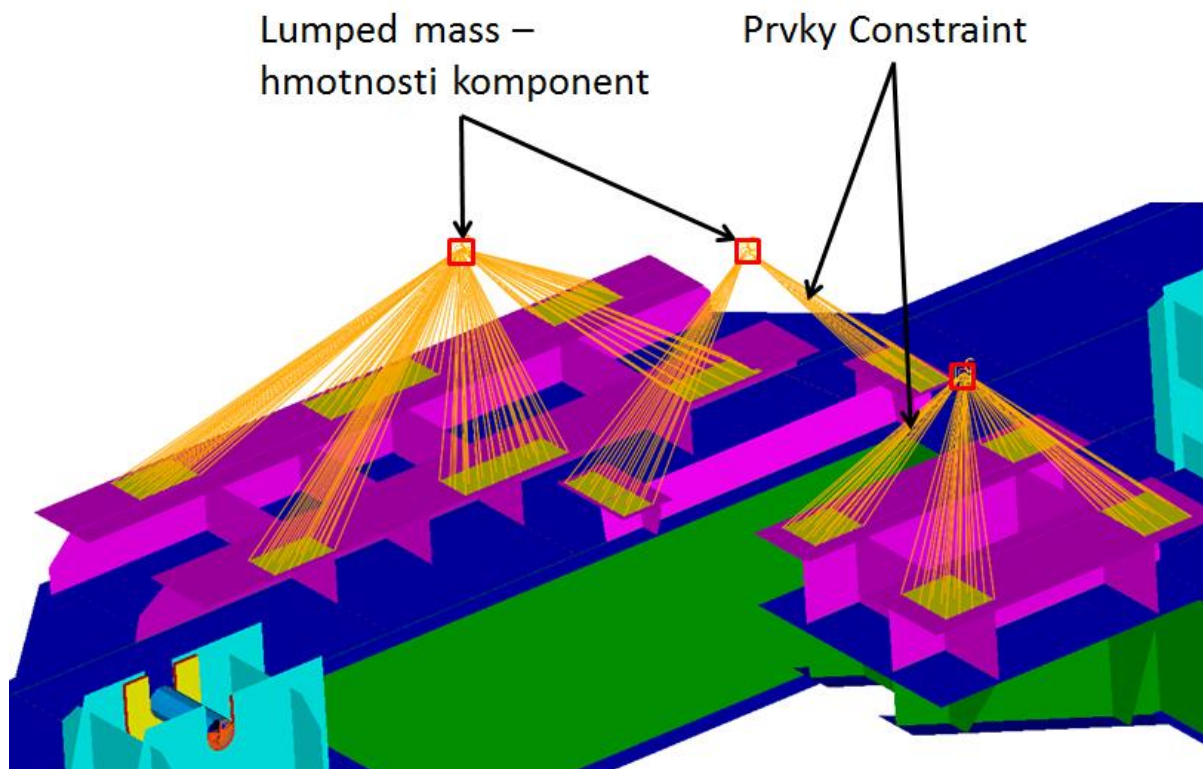


Obr. 14 Uložení elektromotoru na prutovém modelu



SKOŘEPINOVÝ MODEL

U skořepinového modelu je pro zajištění správného rozložení hmotnosti na stoličku od těžiště veden prvek Constraint do míst, kde se nacházejí skutečné patky pro uchycení – žluté plochy na obr. [15]. Další alternativou tohoto uložení je zavedení síly ve směru gravitačního zrychlení do uzlu umístěného v těžišti a rozvedení opět pomocí prvku Constraint do míst patek. Tento způsob ale nezajistí přenos momentu, který vzniká při zrychlení, brzdění a nárazech kočky a mostu jeřábu.

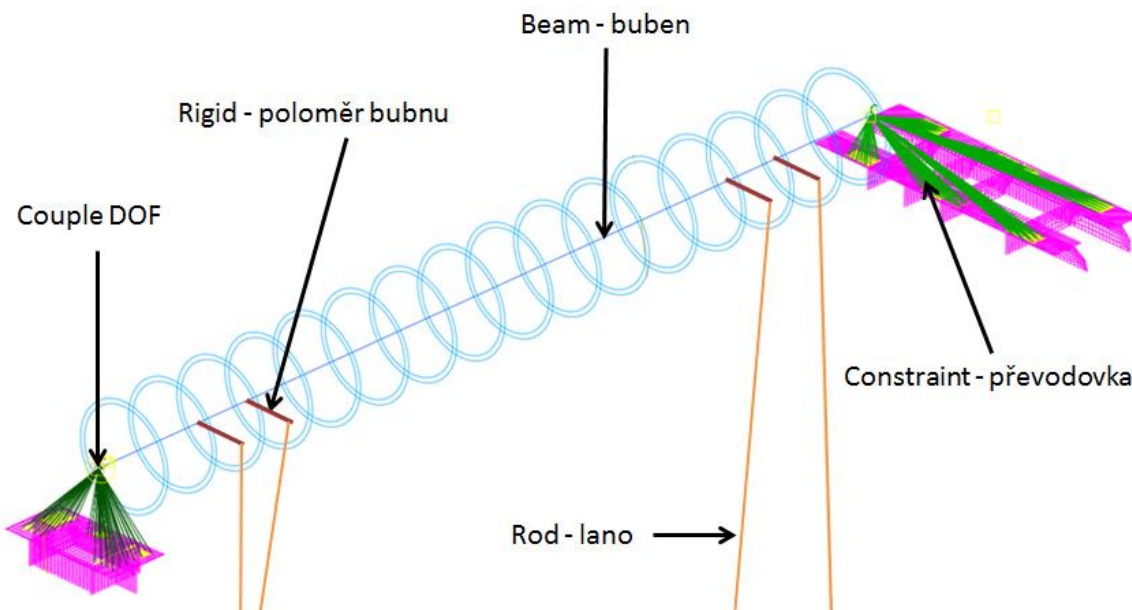


Obr. 15 Náhrada komponent na skořepinovém modelu

2.8 NÁHRADA LANOVÉHO SYSTÉMU

2.8.1 LANOVÝ BUBEN A JEHO ULOŽENÍ

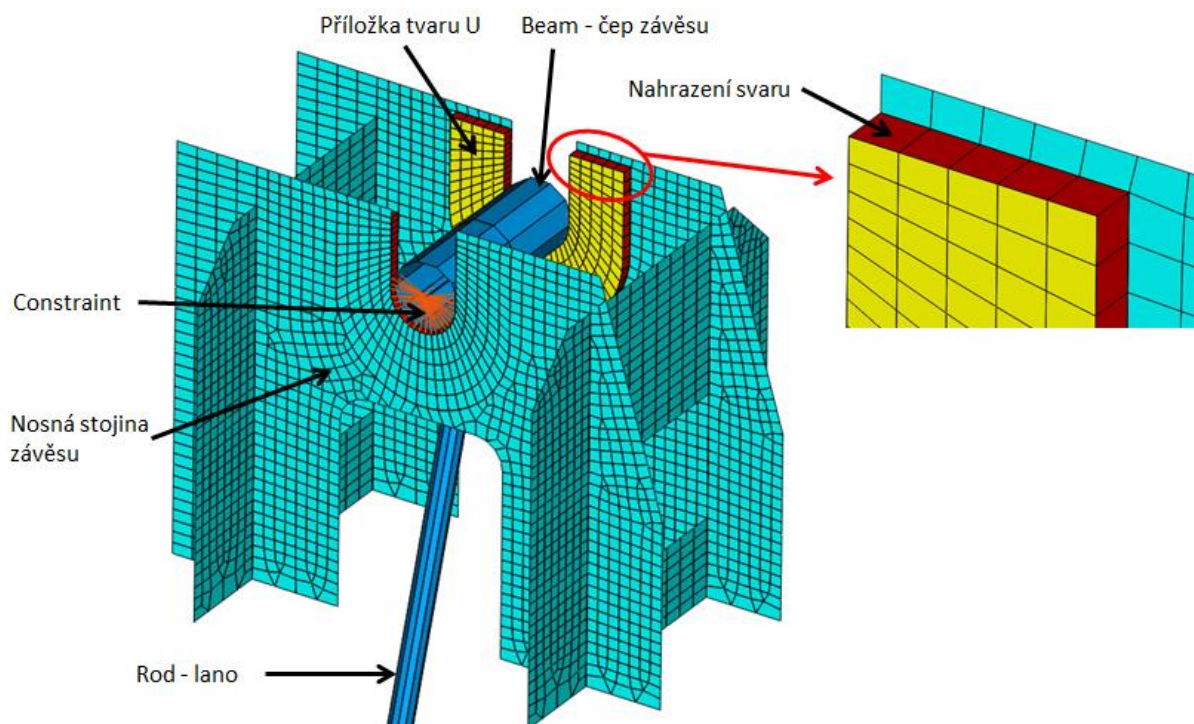
Buben je namodelován prvkem Beam, který má přiřazený průřez trubky o vnějším průměru 500 mm a tloušťce 22,5 mm. Tah lana na poloměru bubnu (prvek Rigid) vytváří kroučící moment přivedený přes buben do převodovky a následně zachycený ve stoličce na rámu kočky. Na opačné straně bubnu se nachází soudečkové ložisko, které umožňuje naklápění osy bubnu a přenáší translace v osách Y a Z. Osa X má stejný směr jako osa bubnu, a posuv v této ose je u ložiska povolen, aby mohlo docházet k vzájemným posuvům konců bubnu při jeho prohnutí. V ose ložiska je umístěn uzel, do kterého jsou z bubnu skrze Couple DOF přenášeny translace v těchto dvou osách, na straně převodovky jsou odebrány všechny stupně volnosti. Přenos zatížení do stoliček z krajních uzlů bubnu je proveden prvkem Constraint, obr. [16].



Obr. 16 Náhrada lanového bubnu a jeho uložení

2.8.2 LANA A JEJICH ZAVĚŠENÍ V RÁMU KOČKY

Lano je tvořeno prvkem ROD přenášejícím pouze tah a tlak. Poslední uzel lana je zároveň prostředním uzlem Beamu nahrazujícího čep zavěšení. Průřez čepu je plná kruhová tyč o průměru 60 mm a zatížení je od něj rozneseno Constraintem do nosné stojiny závěsu a do příložky tvaru U přivařené ke stojině z důvodu snížení měrného tlaku. Svar je nasíťován prvkem Thin Shell o tloušťce 8 mm odpovídající výšce předepsaného svaru, obr. [17].

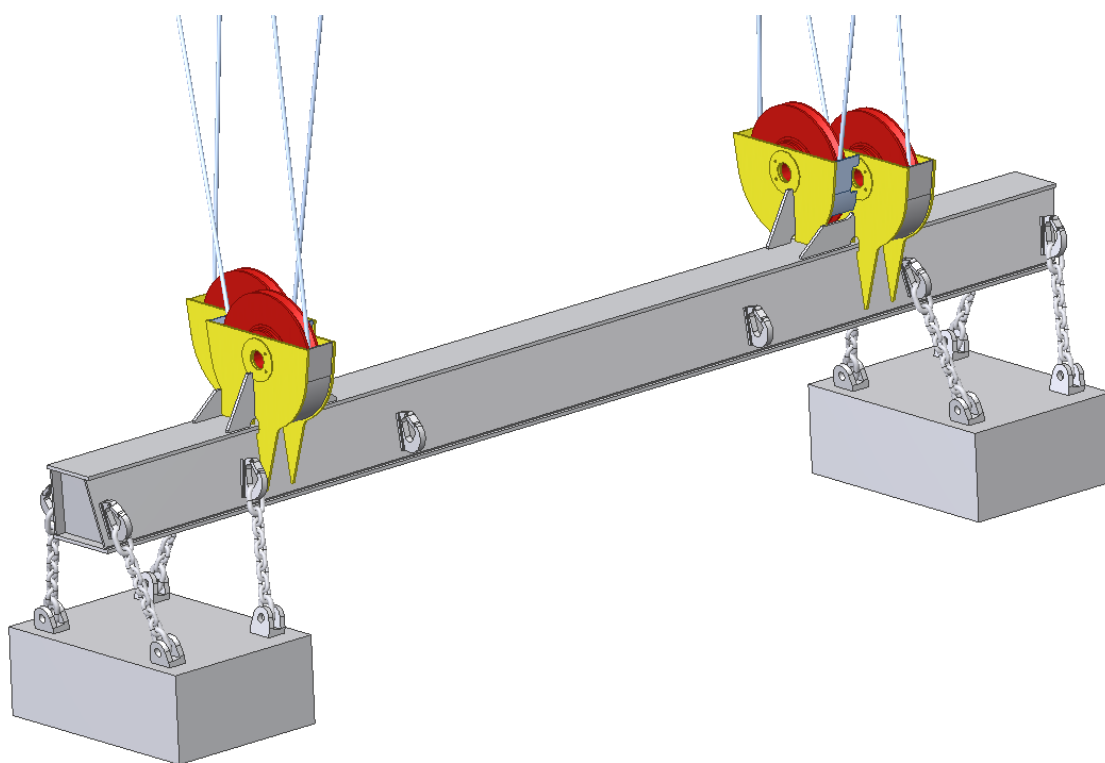


Obr. 17 Náhrada lan a jejich zavěšení v rámu kočky



2.8.3 NOSNÁ TRAVERZA

Traverza s kladkami a magnety tvoří celek zvaný uchopovací prostředek, obr. [18]. Je to jeden skříňový nosník s průřezem ve tvaru lichoběžníku, má dvanáct háků, z nichž osm krajních slouží pro zavěšení dvou magnetů a další čtyři vnitřní pro zavěšení libovolného břemena. Háky pro zavěšení magnetů jsou přivařeny pod úhlem sklonu řetězu ke stojinám traverzy koutovým svarem výšky 8 mm a traverza je v těchto místech vyztužena vnitřními žebry. Maximální nosnost jednoho háku je 4 750 kg. Vnitřní dvojice kladek je vychýlena od podélné osy traverzy o 150 mm, vnější dvojice je vychýlena směrem opačným. Tímto je dosaženo větší stability břemena při brzdění a rozjezdu, tedy menšího kývání ve směru pojezdu kočky.



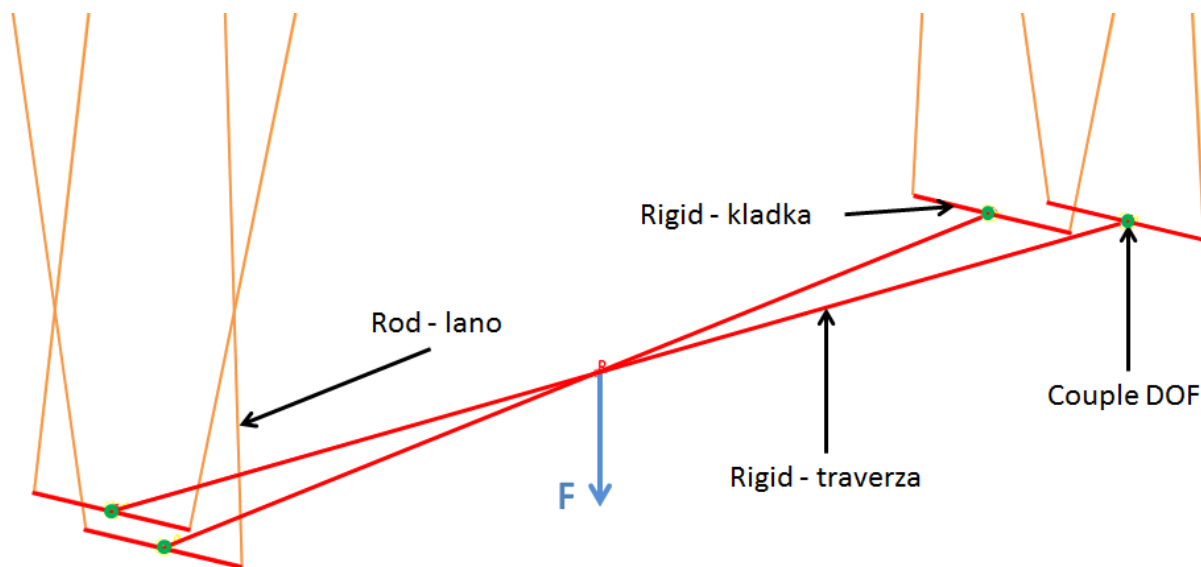
Obr. 18 Nosná traverza s kladkami a zavěšenými elektromagnety

Do výpočtů prutového a skořepinového modelu rámu je traverza s kladkami vytvořena zjednodušeně, aby zbytečně nekomplikovala a neprodlužovala výpočet, ale aby zároveň adekvátně roznesla zatížení na rám kočky. Není proto možné tento způsob použít pro analýzu napjatosti nosné traverzy. Pro tento účel je vytvořen samostatný skořepinový model traverzy, který není nijak spojen s prutovým ani se skořepinovým modelem rámu, protože by dohromady tvořily jednu velkou výpočetní úlohu.



ZJEDNODUŠENÝ MODEL TRAVERZY

Traverza i kladky jsou nahrazeny prvky Rigid, pro zajištění správné funkce se přenášejí z traverzy do jednotlivých kladek všechny stupně volnosti kromě rotace kolem osy kladky, což nahrazuje uložení kladky na ložisku. Tento přenos je zajištěn vazbou Couple DOF. Síla zavedená do prostředního uzlu traverzy představuje hmotnost břemene a uchopovacích prostředků při působení gravitačního zrychlení. Od uzlů na koncích kladek vedou lana k bubnu a závěsům na rámu kočky, obr. [19].



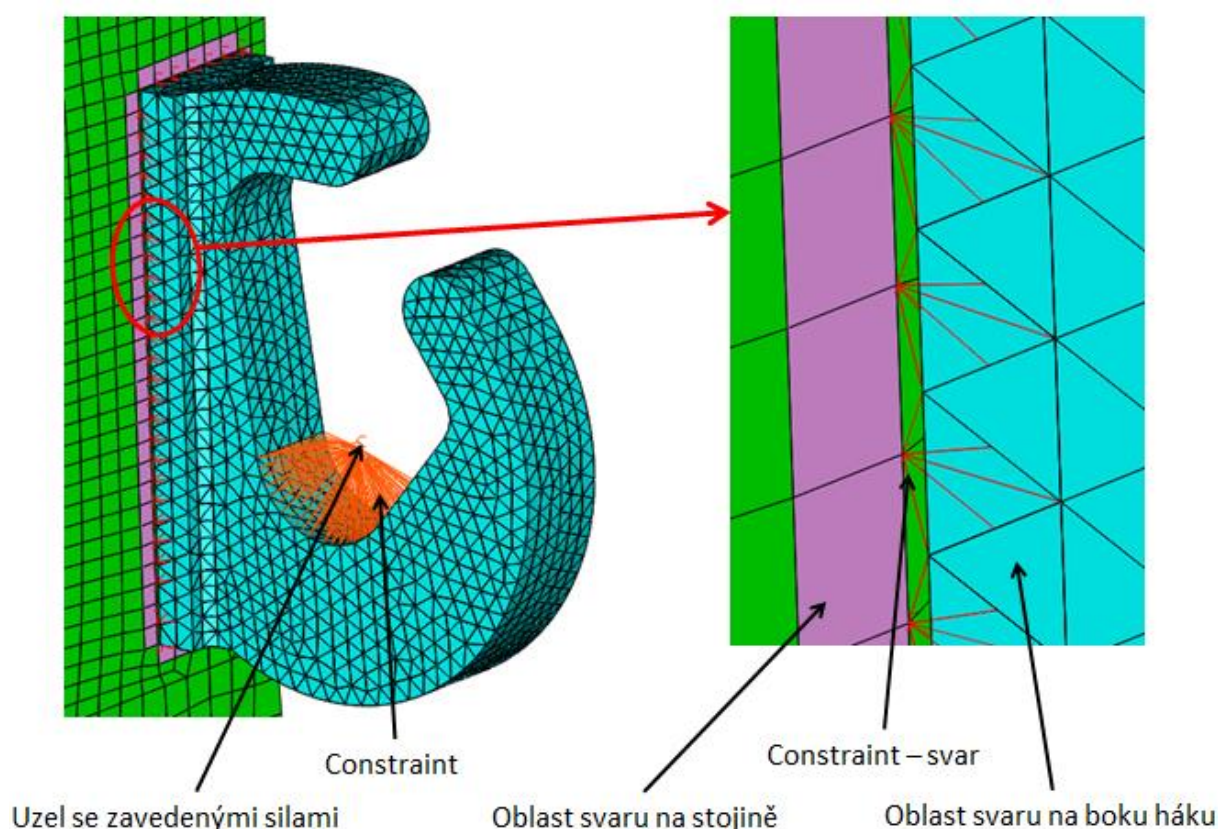
Obr. 19 Náhrada traverzy a kladek

Jednodušší alternativou této náhrady je zavedení sil do míst uchycení lana na rámu kočky – čtyři na bubnu a čtyři v závěsech. Každá síla by měla vertikální směr a velikost jedné osminy síly, která je zavedena do traverzy v použitém způsobu. Mezi uvedenými dvěma způsoby vznikají drobné odchylky v napjatosti způsobené odlišným směrem zatížení závěsů lan a bubnu (závěsy lan jsou ve skutečnosti stahovány k sobě) a nerovnoměrným rozložením zatížení, což je dáno nesymetrickým umístěním lanového bubnu mezi závěsy lan, a tím pádem i těžiště břemene a uchopovacích prostředků. Odchylky v napjatosti se pohybují maximálně do 5% (do 6 MPa), přičemž menší hodnoty se vyskytují u způsobu, kde je použito osmi sil. Nahrazení celého lanového systému, včetně uložení bubnu, je provedeno stejně pro prutový i skořepinový model. Je nutné také myslet na výšku zdvihu traverzy, ta se během provozu neustále mění. Nejméně příznivý případ pro rám kočky představuje poloha, kdy je traverza nejvýše – nejbližší kočce (4 115 mm mezi osami kladek a kolejnicovou drahou). Tehdy je úhel rozevření lan největší, a také horizontální síly od lan v závěsech mají právě největší hodnotu. Proto jsou modely vytvořeny s traverzou umístěnou v nejvyšší možné poloze.



SKOŘEPINOVÝ MODEL TRAVERZY

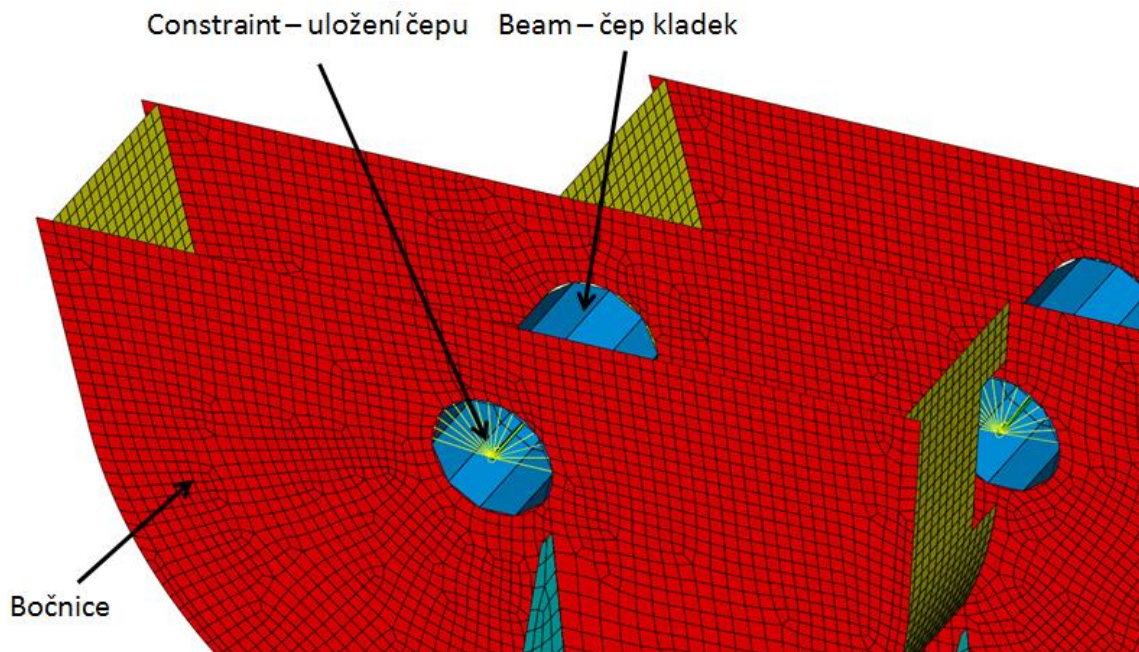
Celá traverza je namodelována prvkem Thin Shell stejně jako skořepinová síť rámu kočky, háky jsou tvořeny objemovými 3D prvky. Svar je proveden prvkem Constraint tak, že spojuje uzly v místě kořene svaru na stojině s uzly 3D prvků nacházejících se na bočních plochách háků, obr. [20]. Takovýto způsob náhrady slouží především pro přenos zatížení z háků na traverzu, z výsledků výpočtu bude možné pozorovat namáhání traverzy i háků vyjma oblastí svarů. Síly působící na hák jsou rozvedeny z uzlu prvkem Constraint na plochu oblouku, kde dochází k dotyku háku se závěsným okem řetězu.



Obr. 20 Provedení svarů háků na skořepinovém modelu traverzy

ZAVĚŠENÍ TRAVERZY

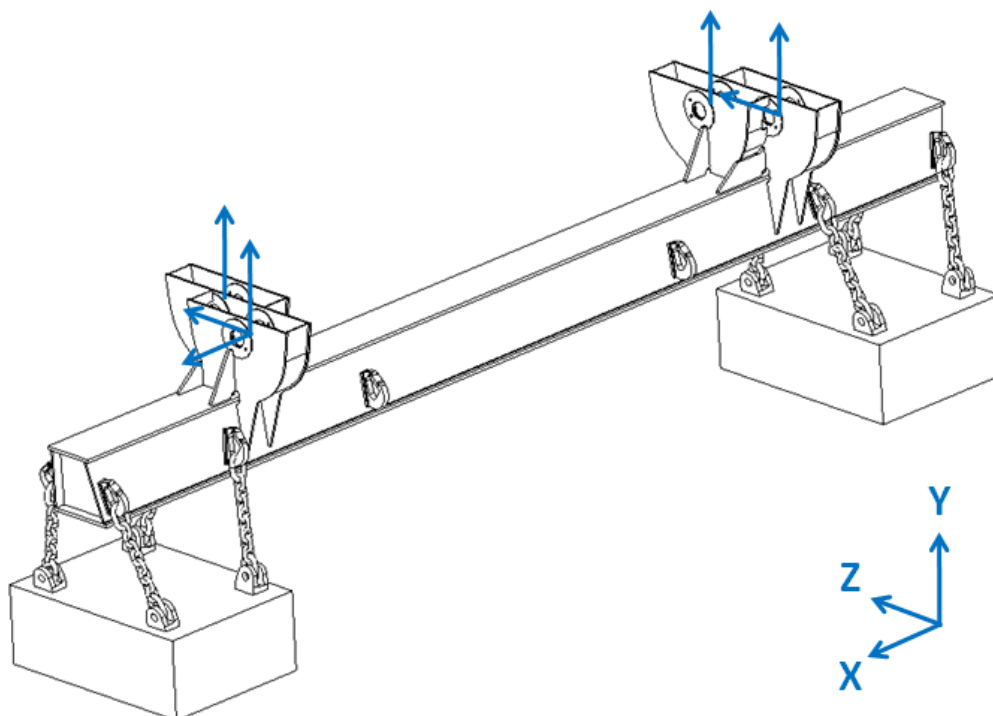
Bočnice spojující kladky s traverzou mají díry pro uložení čepů kladek. Ve středech děr jsou vytvořeny uzly, z nichž vedou prvky Constraint do uzlů, které se nacházejí na horní polovině hrany díry. Tímto způsobem je nahrazeno uložení čepů kladek v každé bočnici. Mezi uzly ve středech děr je vytvořen prvek Beam o průřezu čepu kladky, obr. [21].



Obr. 21 Uložení čepů kladek ve skořepinovém modelu traverzy

OKRAJOVÉ PODMÍNKY SKOŘEPINOVÉHO MODELU TRAVERZY

Odebrané posuvy jsou v prostředních uzlech Beamů, které představují čepy kladek. U všech čtyř čepů jsou odebrány translace ve vertikálním směru – ose Y, což představuje zavěšení na lanech. V krajních kládkách jsou translace zamezeny ve směru osy Z a u jedné z nich i v ose X, aby byla úloha staticky určitá, obr. [22].

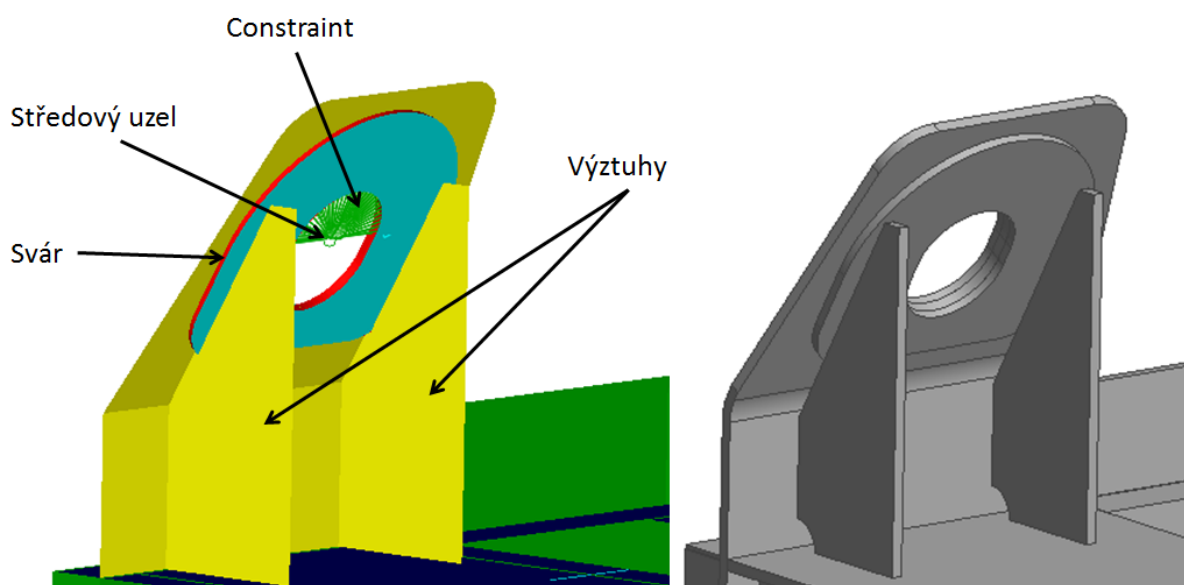


Obr. 22 Okrajové podmínky skořepinového modelu traverzy



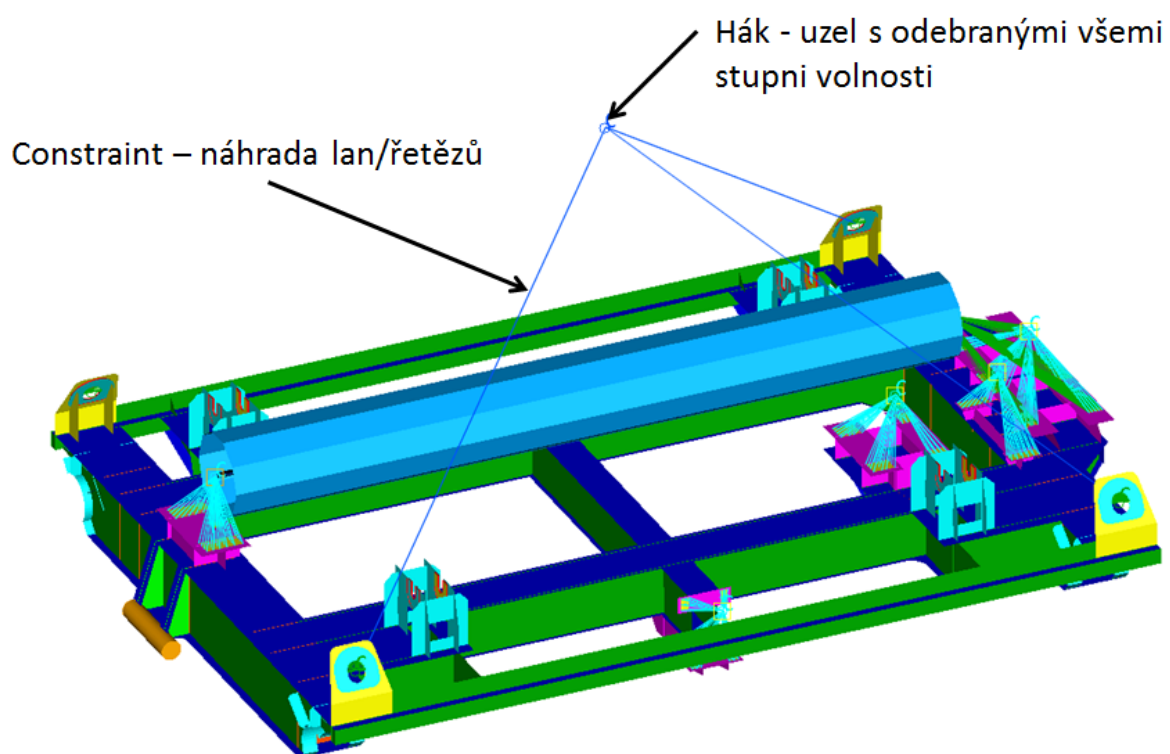
2.9 PROVEDENÍ MANIPULAČNÍCH OK NA RÁMU KOČKY

Manipulační oka jsou umístěna v každém rohu rámu a jsou svařena ze tří plechů (tloušťky 10 mm a 2 x 8 mm), ve kterých je proveden otvor na zaháknutí. Oka jsou vyztužena dvěma žebry a skloněna pod úhlem tak, aby se eliminovalo namáhání ohybem při manipulaci. Svary jsou v modelu nahrazeny prvkem Thin Shell o tloušťce 5 mm orientovaným kolmo k oběma plechům. V ose díry pro hák je umístěn uzel spojený prvkem Constraint s okrajovými uzly plechů v místech možného dotyku háku – obvod horního půlkruhu díry, obr. [23].



Obr. 23 Provedení manipulačního oka

Při umístění kočky do pracovní pozice na most jeřábu je kočka zavěšena na čtyřech lanách nebo řetězech. Háček jeřábu, který kočku umísťuje, je nahrazen uzlem s odebranými všemi stupni volnosti a nachází se 2 m nad podlahou kočky. Těžiště kočky není přesně v geometrickém středu, je mírně posunuto ve směru jízdy k hnacím kolům a v příčném směru k elektromotoru a převodovce zdvihu. Proto je ve výpočtu kočka zavěšena jen na třech okách, které jsou nejbližší těžišti. Tento případ je méně bezpečný oproti zavěšení na všech čtyřech okách, a pravděpodobně se bude v praxi vyskytovat častěji, obr. [24].



Obr. 24 Nahrazení zavěšení kočky při manipulaci



3 ZATÍŽENÍ MODELU

V této kapitole je obsažen výpočet všech potřebných součinitelů, kterými jsou násobeny jednotlivé zatěžovací stavy, z nichž se sestavují kombinací zatížení dle normy ČSN EN 13001. Kombinace zatížení se aplikují na prutový a skořepinový model. Jejich seznam je uveden na konci kapitoly v tabulce.

3.1 DÍLČÍ SOUČINITEL SPOLEHLIVOSTI MATERIÁLU

Návrhové napětí únosnosti f_{Rd} pro nosné prvky se počítá rozdílně pro normálová a smyková napětí. [7], str. 21.

NORMÁLOVÁ NAPĚTÍ

$$f_{Rd} = \frac{f_{yk}}{\gamma_m \cdot \gamma_{sm}} \quad (1)$$

$$f_{Rd} = \frac{355}{1,1 \cdot 1} = 322,727 \cong 322 \text{ MPa}$$

SMYKOVÁ NAPĚTÍ

$$f_{Rd} = \frac{f_{yk}}{\gamma_m \cdot \gamma_{sm} \cdot \sqrt{3}} \quad (2)$$

$$f_{Rd} = \frac{355}{1,1 \cdot 1 \cdot \sqrt{3}} = 186,326 \cong 186 \text{ MPa}$$

Kde:

γ_m [-] dílčí součinitel spolehlivosti materiálu, dle [6], str. 32

γ_{sm} [-] dílčí součinitel spolehlivosti pro válcovaný materiál

f_{yk} [MPa] hodnota meze kluzu materiálu

3.2 SOUČINITELE PRO VÝPOČET PRAVIDELNÉHO ZATÍŽENÍ

Pravidelná zatížení se vyskytují často za běžného provozu, patří k nim zdvihání a pokládání břemene, náhlé uvolnění části břemene, pojezd po nerovném povrchu a zrychlení od pohonů pojezdu a zdvíhu.

V následujících podkapitolách se vyskytuje slovní spojení břemeno zdvíhu. Dle normy se jedná o hmotnost břemene a uchopovacích prostředků jeřábu, což je v tomto případě traverza a dva elektromagnety (dohromady $15\,000 + 1\,410 + 2 \cdot 1\,900 = 20\,210$ kg). [6], str. 13.



3.2.1 SOUČINITEL ZAHRNÚJÍCÍ ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Při zdvihání břemene ze země se zohledňuje kmitání jeřábu tak, že se gravitační zrychlení působící na hmotnost jeřábu vynásobí součinitelem ϕ_1 . Tento součinitel nijak neovlivňuje břemeno zdvihu.

$$\phi_1 = 1 + \delta \quad (3)$$

$$\phi_1 = 1 + 0,1 = 1,1$$

Kde:

δ [-] hodnota závisící na konstrukci jeřábu, dle [6], str. 13

3.2.2 ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA

Dynamické účinky při zdvihání volně ležícího břemena se zahrnují do součinitele ϕ_2 , který je závislý na charakteristice zdvihového mechanismu, a je jím násobena hmotnost břemena zdvihu. Pro výpočet tohoto součinitele musíme znát zdvihovou třídu zařízení, která je určována na základě teoretického součinitele ϕ_{2t} vyjadřujícího pružnost lanového systému.

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot v_{h,max}}{0,45 + \left(\frac{R_r \cdot l_r}{1500 \cdot Z_a}\right)^{0,5}} \quad (4)$$

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot 0,266}{0,45 + \left(\frac{1770 \cdot 13}{1500 \cdot 8}\right)^{0,5}} = 1 + \frac{0,746}{0,45 + 1,384} = 1 + 0,407 = 1,407$$

Zdvihová třída se určí z tabulky 2 v [8], str. 18:

$$1,17 + 0,58 \cdot v_{h,max} < \phi_{2t} \quad (5)$$

$$1,17 + 0,58 \cdot 0,266 < 1,407$$

$$1,324 < 1,407 \Rightarrow \text{Zdvihová třída HC4}$$

Přiřazením této zdvihové třídy jsou dány součinitele β a $\phi_{2,min}$ tabulkou 2 z [6], str. 14:

Tab. 3 Součinitele β a $\phi_{2,min}$ pro danou zdvihovou třídu, [6], str. 14

Zdvihová třída zařízení	β_2	$\phi_{2,min}$
HC4	0,68	1,20

V pevnostním výpočtu se uvažují dva případy, které mohou při zvedání břemena nastat:

- jeřáb při normálním používání, zahájení zdvihání řízenou rychlostí s uvolněnými lany – kombinace zatížení A1 a B1



- výjimečný případ, zahájení zdvihání maximální rychlostí s uvolněnými lany – kombinace zatížení C1

Odlišení těchto dvou případů je pouze v rychlosti zdvihu, která se použije do výpočtu součinitele, a její určení je závislé na typu ovládání pohonu zdvihu.

Tab. 4 Vzorce pro výpočet rychlosti zdvihu v_h různých kombinací zatížení, dle [6], str. 14

Kombinace zatížení	Typ pohonu zdvihu a způsob jeho činnosti
	HD4
A1, B1	$0,5 \cdot v_{h,max}$
C1	$v_{h,max}$

HD4 - bezstupňové ovládání pohonu zdvihu, které provádí plynulé zvyšování rychlosti

Pro kombinace zatížení A1 a B1:

$$\phi_2 = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_h = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot 0,5 \cdot v_{h,max} \quad (6)$$

$$\phi_2 = 1,20 + 0,68 \cdot 0,5 \cdot 0,266 = 1,290$$

Pro kombinace zatížení C1:

$$\phi_2 = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_h = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_{h,max} \quad (7)$$

$$\phi_2 = 1,20 + 0,68 \cdot 0,266 = 1,380$$

Kde:

$v_{h,max}$ [ms^{-1}] maximální ustálená rychlost zdvihu (16 m/min = 0,266 m/s)

v_h [ms^{-1}] rovnoměrná rychlost zdvihání

R_r [MPa] třída pevnosti lana

l_r [m] délka větve lana

Z_a [-] skutečný součinitel bezpečnosti lana, zadáno

3.2.3 NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENA ZDVIHU

U jeřábů, které mají jako uchopovací prostředek magnet, dochází k rychlému uvolnění břemena. Tato rychlá změna zatížení vyvolá dynamický účinek zohledněný v součiniteli ϕ_3 , kterým se násobí hmotnost břemena zdvihu. [6], str. 14

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_H}{m_H} \cdot (1 + \beta_3) \quad (8)$$

$$\phi_3 = 1 - \frac{15000}{20210} \cdot (1 + 1) = 1 - 1,484 = -0,484$$



Kde:

Δm_H	[kg]	uvolněná část břemena zdvihu, břemeno s maximální možnou hmotností
m_H	[kg]	hmotnost břemena zdvihu
β_3	[-]	součinitel používaný pro jeřáby s magnetem (s rychlým uvolňováním břemene)

Výpočtem vychází záporná hodnota součinitele, což by odpovídalo té situaci, že po uvolnění břemene bude působit zatížení na rám směrem vzhůru. Toho není možné dosáhnout, jelikož je traverza zavěšena na lanech. Proto bude ve výpočtech uvažován součinitel β_3 jako nulový.

3.2.4 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Předpokládá se, že kočka i most budou pojíždět po souvislých kolejnicích nebo po svařených kolejnicích, jejichž sváry budou opracované, a budou celkově bez nerovností. Součinitel β_4 pak bude roven jedné. [6], str. 18

3.2.5 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

Účinek zatížení je aplikován na komponenty vystavené silám pohonu a určuje se podle typu ovládání pohonu. Zadaná zrychlení kočky, jeřábu i zdvihového mechanismu jsou vynásobena součinitelem β_5 , dle [8], str. 19:

- pohony pojezdu i pohon zdvihu jsou ovládány plynule
- pro mechanismus pojezdu jeřábu a kočky je $\beta_5 = 1,2$
- pro zdvihový mechanismus $\beta_5 = 1,1$

3.3 SOUČINITELE PRO VÝPOČET OBČASNÉHO ZATÍŽENÍ

3.3.1 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM ZA PROVOZU

Jeřáb se nachází uvnitř haly, zatížení větrem tedy na něj nijak nepůsobí. To samé platí pro zatížení sněhem a námrazou a pro zatížení způsobená změnami teplot.

3.3.2 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ PŘÍČENÍM

Pojížděním kočky nebo jeřábu po kolejnicích dochází vlivem nerovnoměrného rozložení hmotnosti a geometrické nepřesnosti pojízděcích kol a kolejnic k příčiení. Síly vznikající při příčiení jsou přes nákolky přenášeny do konstrukce rámu, a je nutné s nimi počítat. Ve výpočtu velikostí sil je rozlišováno vzájemné uložení kol jednoho páru, kde mohou nastat čtyři případy, [6], str. 20:

- kola jsou spolu spřažená a žádné není axiálně posuvné – CFF
- kola jsou spolu spřažená a jedno z nich je axiálně posuvné – CFM
- kola jsou nezávislá a žádné není axiálně posuvné – IFF
- kola jsou nezávislá a jedno z nich je axiálně posuvné – IFM



V případě posuzované kočky vedou od pohonné jednotky pojezdu kočky k hnacím kolům kardany, a tím je zajištěno jejich spřažení. Hnaná kola jsou nezávislá, žádné kolo kočky není axiálně posuvné. Na posuzované kočce je tedy pár hnacích kol CFF a pár hnaných kol IFF.

Hodnoty potřebné pro výpočet jsou dány geometrií a konstrukcí jeřábové kočky, jejich výčet je v tabulce 5. Následující výpočet je proveden podle kapitoly 4.2.3.4 v [6].

Tab. 5 Hodnoty pro výpočet sil při přičení, [6], str. 22

b_h	S_g	W_b	$S_{g \min}$	α_t	n	p	l	d_1	d_2	μ, μ'
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rad]	[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]
55	15	3150	4	0,001	2	1	4600	0	3150	0,5

ČÁST ÚHLU PŘÍČENÍ OD VŮLE VE VEDENÍ

Pro výpočet α_g je nutné zjistit podmínku, zda hodnota S_g je menší nebo větší než $\frac{4}{3} \cdot S_{g \min}$, a na základě této nerovnosti určit vzorec pro výpočet α_g .

$$S_g > \frac{4}{3} \cdot S_{g \min} \quad (9)$$

$$15 > \frac{4}{3} \cdot 4 = 5,333 \Rightarrow \alpha_g = 0,75 \cdot \frac{S_g}{W_b} \quad (10)$$

$$\alpha_g = 0,75 \cdot \frac{15}{3150} = 3,571 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

ČÁST ÚHLU PŘÍČENÍ OD OPOTŘEBENÍ KOLA A NÁKOLKU KOLA

$$\alpha_w = 0,10 \cdot \frac{b_h}{W_b} \quad (11)$$

$$\alpha_w = 0,10 \cdot \frac{55}{3150} = 1,746 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

ČÁST ÚHLU PŘÍČENÍ OD ÚCHYLEK ZÁKRYTU KOL NA KOLEJNICI

$$\alpha_t = 0,001 \text{ rad} \quad (12)$$

ÚHEL PŘÍČENÍ

$$\alpha = \alpha_g + \alpha_w + \alpha_t \quad (13)$$

$$\alpha = (3,571 + 1 + 1,746) \cdot 10^{-3} = 6,317 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

SOUČINITEL TŘENÍ ODVALUJÍCÍHO SE KOLA

$$f = 0,3 \cdot [1 - e^{(-250 \cdot \alpha)}] \quad (14)$$

$$f = 0,3 [1 - e^{(-250 \cdot 6,317 \cdot 10^{-3})}] = 0,3 \cdot [1 - 0,206] = 0,238$$



VZDÁLENOST MEZI OKAMŽITÝM PÓLEM OTÁČENÍ A VODÍCÍM PROSTŘEDKEM (PRVNÍ NÁPRAVOU)

$$h = \frac{(p \cdot \mu \cdot \mu' \cdot l^2 + \sum d_i^2)}{\sum d_i} \quad (15)$$

$$h = \frac{[1 \cdot 0,5 \cdot 0,5 \cdot 4,6^2 + (0^2 + 3,15^2)]}{0 + 3,15} = \frac{15,21}{3,15} = 4,83 \text{ m}$$

U výpočtů sil vzniklých přičením se uvažuje směr, kterým kočka pojíždí, tedy zda kola první nápravy jsou spřažená a kola druhé nápravy nezávislá, nebo naopak.

4.4.2.1 NÁPRAVA SE SPŘAŽENÝMI KOLY JE PRVNÍ VE SMĚRU JÍZDY

Pro zjednodušení uvažujeme, že levá i pravá strana kočky jsou stejně zatíženy. Pak hodnota μ je stejná jako μ' a jednotlivé součinitele ν , ξ a síly F_x , F_y pro levou a pravou stranu náprav nabývají stejných hodnot. U součinitelů a sil jsou vždy dva indexy, kde první z nich vyjadřuje stranu kočky ve směru pojezdu (1-levá, 2-pravá), druhý index je pořadí nápravy ve směru pojezdu (1-první, 2-druhá), obr. [25].

VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA KOLA PRVNÍ NÁPRAVY - CFF

$$\xi_{11} = \xi_{21} = \frac{\mu \cdot \mu' \cdot l}{n \cdot h} \quad (16)$$

$$\xi_{11} = \xi_{21} = \frac{0,5 \cdot 0,5 \cdot 4,6}{2 \cdot 4,83} = 0,119$$

$$\nu_{11} = \nu_{21} = \frac{\mu}{n} \cdot \left(1 - \frac{d_1}{h}\right) \quad (17)$$

$$\nu_{11} = \nu_{21} = \frac{0,5}{2} \cdot \left(1 - \frac{0}{4,83}\right) = 0,25$$

Síly působící na kola kočky ve směru jízdy – tyto síly jsou navzájem opačně orientované

$$F_{z11} = F_{z21} = \xi_{11} \cdot f \cdot m \cdot g \quad (18)$$

$$F_{z11} = F_{z21} = 0,119 \cdot 0,238 \cdot 30\,000 \cdot 9,81 = 8\,335 \text{ N}$$

Síly působící na kola kočky kolmo na směr jízdy

$$F_{x11} = F_{x21} = \nu_{11} \cdot f \cdot m \cdot g \quad (19)$$

$$F_{x11} = F_{x21} = 0,25 \cdot 0,238 \cdot 30\,000 \cdot 9,81 = 17\,511 \text{ N}$$



VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA KOLA DRUHÉ NÁPRAVY - IFF

$$\xi_{12} = \xi_{22} = 0 \quad (20)$$

$$v_{12} = v_{22} = \frac{\mu}{n} \cdot \left(1 - \frac{d_2}{h}\right) \quad (21)$$

$$v_{12} = v_{22} = \frac{0,5}{2} \cdot \left(1 - \frac{3,15}{4,83}\right) = 0,087$$

Síly působící na kola kočky ve směru jízdy – tyto síly jsou navzájem opačně orientované

$$F_{z12} = F_{z22} = \xi_{12} \cdot f \cdot m \cdot g \quad (22)$$

$$F_{z12} = F_{z22} = 0 \cdot 0,238 \cdot 30\,000 \cdot 9,81 = 0 \text{ N}$$

Síly působící na kola kočky kolmo na směr jízdy

$$F_{x12} = F_{x22} = v_{12} \cdot f \cdot m \cdot g \quad (23)$$

$$F_{x12} = F_{x22} = 0,087 \cdot 0,238 \cdot 30\,000 \cdot 9,81 = 6\,090 \text{ N}$$

4.4.2.2 NÁPRAVA S NEZÁVISLÝMI KOLY JE PRVNÍ VE SMĚRU JÍZDY

VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA KOLA PRVNÍ NÁPRAVY - IFF

$$\xi_{11} = \xi_{21} = 0 \quad (24)$$

$$v_{11} = v_{21} = \frac{\mu}{n} \cdot \left(1 - \frac{d_1}{h}\right) \quad (25)$$

$$v_{11} = v_{21} = \frac{0,5}{2} \cdot \left(1 - \frac{0}{4,83}\right) = 0,25$$

Síly působící na kola kočky ve směru jízdy – tyto síly jsou navzájem opačně orientované

$$F_{z11} = F_{z21} = \xi_{11} \cdot f \cdot m \cdot g \quad (26)$$

$$F_{z11} = F_{z21} = 0 \cdot 0,238 \cdot 30\,000 \cdot 9,81 = 0 \text{ N}$$

Síly působící na kola kočky kolmo na směr jízdy

$$F_{x11} = F_{x21} = v_{11} \cdot f \cdot m \cdot g \quad (27)$$

$$F_{x11} = F_{x21} = 0,25 \cdot 0,238 \cdot 30\,000 \cdot 9,81 = 17\,511 \text{ N}$$



VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA KOLA DRUHÉ NÁPRAVY - CFF

$$\xi_{12} = \xi_{22} = \frac{\mu \cdot \mu' \cdot l}{n \cdot h} \quad (28)$$

$$\xi_{12} = \xi_{22} = \frac{0,5 \cdot 0,5 \cdot 4,6}{2 \cdot 4,83} = 0,119$$

$$v_{12} = v_{22} = \frac{\mu}{n} \cdot \left(1 - \frac{d_i}{h}\right) \quad (29)$$

$$v_{12} = v_{22} = \frac{0,5}{2} \cdot \left(1 - \frac{3,15}{4,83}\right) = 0,087$$

Síly působící na kola kočky ve směru jízdy – tyto síly jsou navzájem opačně orientované

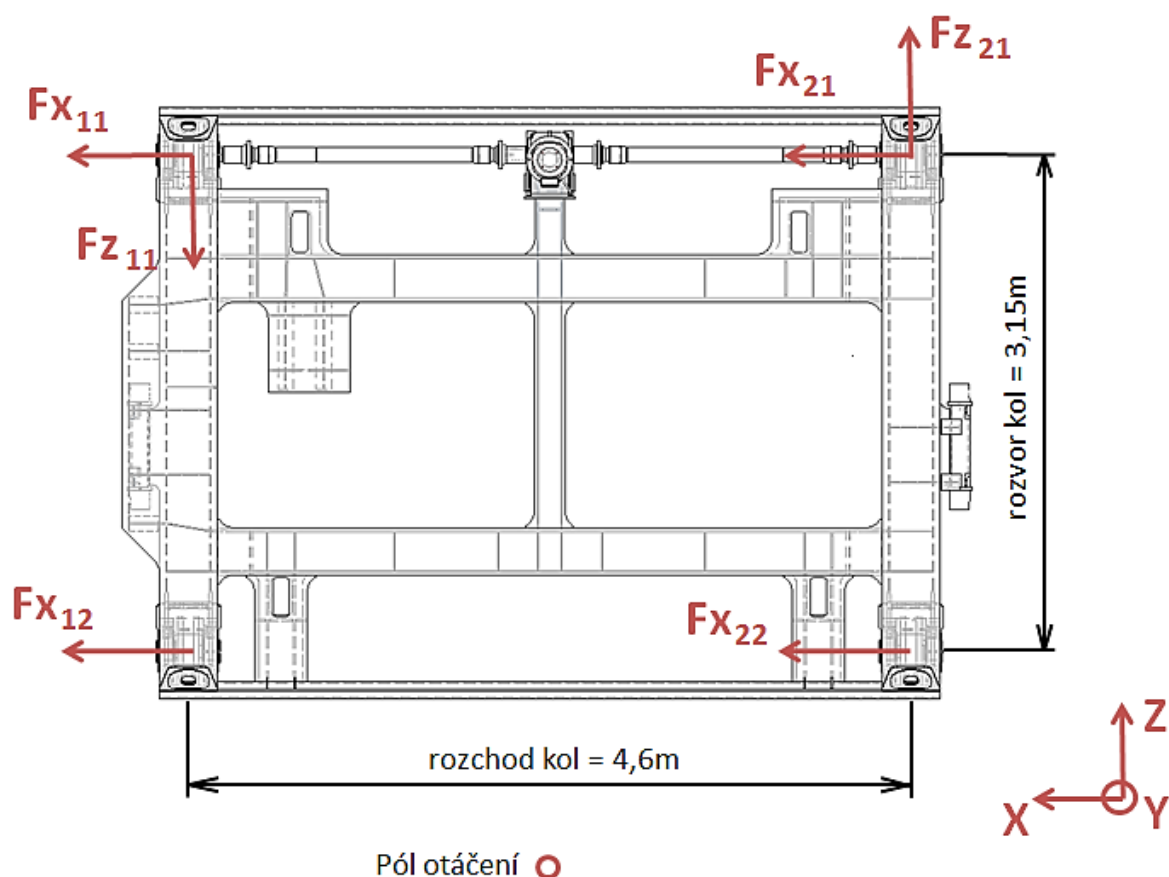
$$F_{z12} = F_{z22} = \xi_{12} \cdot f \cdot m \cdot g \quad (30)$$

$$F_{z12} = F_{z22} = 0,119 \cdot 0,238 \cdot 30\,000 \cdot 9,81 = 8\,335 \text{ N}$$

Síly působící na kola kočky kolmo na směr jízdy

$$F_{x12} = F_{x22} = v_{12} \cdot f \cdot m \cdot g \quad (31)$$

$$F_{x12} = F_{x22} = 0,087 \cdot 0,238 \cdot 30\,000 \cdot 9,81 = 6\,090 \text{ N}$$



Obr. 25 Směry sil působící při přičení, kdy první náprava ve směru jízdy je spřažená



Pokud by kočka byla vybavena vodítkem, lze podle normy spočítat sílu, která na vodítko při přičení působí. Síla působící na vodítko by vytvořila moment, jehož rameno je vzdálenost mezi pólem otáčení a vodítkem, a tímto momentem je kočka při přičení zatížena. Je to adekvátní způsob k výše vypočteným silám působícím na kola, neboť výsledné momenty k pólu otáčení jsou shodné. Na model je tedy zatížení přičením aplikováno ve formě dvou sil působících ve směru jízdy v místech uložení kol na jedné straně kočky, jelikož nelze všechny vypočtené síly aplikovat na dostatečně zavazbený model, obr. [26].

Moment od vypočtených sil přičení k pólu otáčení:

$$M_v = (F_{x11} + F_{x21}) \cdot h + (F_{x12} + F_{x22}) \cdot (h - d_2) + F_{z11} \cdot \frac{l}{2} + F_{z21} \cdot \frac{l}{2} \quad (32)$$

$$M_v = (2 \cdot 17\,511) \cdot 4,83 + (2 \cdot 6\,090) \cdot (4,83 - 3,15) + 2 \cdot 8\,335 \cdot 2,3$$

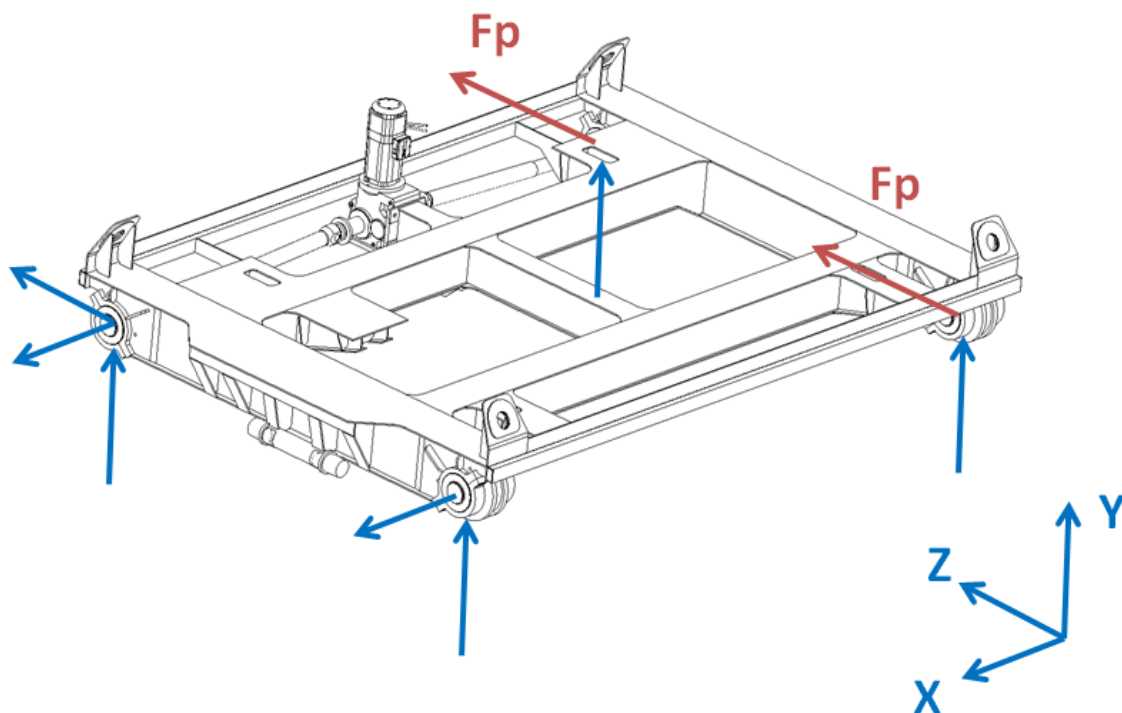
$$M_v = 227\,960 \text{ Nm}$$

Tento moment bude tvořen dvěma silami F_p působícími na rameni o délce rozchodu kočky. Protože musí být dle normy spočteny případy pro oba směry pojezdu kočky, budou tyto síly orientovány pro každý případ opačně.

Velikost sil:

$$F_p = \frac{M_v}{l \cdot 2} \quad (33)$$

$$F_p = \frac{227\,960}{4,6 \cdot 2} = 24\,778 \text{ N}$$



Obr. 26 Zavedení sil při přičení (červené šipky) a vazby „přičení“ (modré šipky)



Kde:

b_h	[mm]	šířka hlavy kolejnice
S_g	[mm]	vůle dráhy
$S_{g\ min}$	[mm]	minimální hodnota vůle dráhy pro příčný pojezd kočky
W_b	[mm]	vzdálenost mezi vodícími prostředky (rozvor kol)
n	[-]	počet kol na každé straně kočky
p	[-]	počet párů spřažených kol
l	[m]	rozchod kol kočky
d_1	[mm]	vzdálenost prvního páru kol od vodícího prostředku (kočka je bez vodících prostředku, proto $d_1=0$)
d_2	[mm]	vzdálenost druhého páru kol od vodícího prostředku (od prvního páru kol)
μ, μ'	[mm]	poměrné části rozpětí
m	[kg]	hmotnost jeřábové kočky včetně břemene
ξ	[-]	součinitel pro výpočet sil působících při přičení na kola ve směru jízdy
ν	[-]	součinitel pro výpočet sil působících při přičení na kola kolmo na směr jízdy
F_p	[N]	přepočtená síla přičení
M_v	[Nm]	moment k pólu otáčení od sil přičení

3.4 SOUČINITELE PRO VÝPOČET VÝJIMEČNÉHO ZATÍŽENÍ

3.4.1 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Při tomto zatížení se počítá se zkušebním břemenem, jehož hmotnost a součinitel ϕ_6 , kterým je hmotnost násobena, se získá těmito dvěma způsoby, [6], str. 26:

- a) Dynamické zkušební zatížení – zkušební břemeno musí mít hmotnost nejméně 110% maximálního břemena zdvihu. Hodnota součinitele ϕ_6 je závislá na ϕ_2 , který je rozdílný pro pravidelná, občasná a výjimečná zatížení. V tomto případě je uvažováno s přemísťováním břemene jako při běžném provozu – rozjezdy a brzdění kočky a mostu jeřábu.

$$\phi_6 = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) \quad (34)$$

$$\phi_6 = 0,5 \cdot (1 + 1,38) = 1,19$$

- b) Statické zkušební zatížení – hmotnost zkušebního břemena je 125% maximálního břemena zdvihu a součinitel $\phi_6 = 1$, nejsou uvažována zatížení od zrychlení pohonů.

3.4.2 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ SILAMI NA NÁRAZNÍKY KOČKY

Síla působící na nárazníky se počítá z kinetické energie pojíždějící kočky rychlostí 0,7 až 1 násobku jmenovité rychlosti. Do výpočtu je uvažován součinitel 0,7, protože je použito



zálohovaného ovládacího systému pro zpomalení pohybu. Pokud může břemeno volně vykývnout, nemusí se uvažovat hmotnost zavěšeného břemena. [6], str. 26.

Rychlost pojezdu kočky před nárazem:

$$v_{kn} = 0,7 \cdot v_k \quad (35)$$

$$v_{kn} = 0,7 \cdot 40 = 28 \text{ } mmin^{-1} = 0,467 \text{ } ms^{-1}$$

Charakteristika tlumiče je lineární, dle [6], str. 26 je součinitel $\phi_7 = 1,25$.

Kinetická energie při nárazu kočky:

$$E_{kk} = \frac{1}{2} \cdot m_k \cdot v_{kn}^2 \quad (36)$$

$$E_{kk} = \frac{1}{2} \cdot 9600 \cdot 0,467^2 = 1047 \text{ } J$$

Na rámu kočky je z každé strany umístěn jeden nárazník, celkovou energii nárazu pohlcují tedy dva nárazníky. Energie pohlcená jedním nárazníkem:

$$E_{kk1} = \frac{E_{kk}}{2} \quad (37)$$

$$E_{kk1} = \frac{1047}{2} = 523,5 \text{ } J$$

Z charakteristiky nárazníku dle [12], str. 3, je při pohlcené energii 523 J reakce na nárazník na rámu kočky o velikosti přibližně 14 kN. Tato reakce působí na každý nárazník na kočce, výsledná síla je tedy:

$$F_{2n} = 2 \cdot 14 = 28 \text{ } kN \quad (38)$$

Zpomalení kočky způsobené nárazem:

$$F_{2n} = m_k \cdot a_{nk} \Rightarrow a_{nk} = \frac{F_{2n}}{m_k} \quad (39)$$

$$a_{nk} = \frac{28\,000}{9\,600} = 2,92 \text{ } ms^{-2}$$

Kde:

- v_k [ms⁻¹] maximální rychlost pojezdu kočky
- F_{2n} [N] celková síla působící oba nárazníky kočky
- m_k [kg] hmotnost jeřábové kočky
- a_{nk} [ms⁻²] zpomalení kočky při nárazu



3.4.3 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ SILAMI NA NÁRAZNÍKY MOSTU JEŘÁBU

Nárazem mostu na nárazníky dojde také k zatížení kočky, které se přenesou od kolejnic do pojezdových kol a má směr kolmý na zatížení od nárazu kočky.

Rychlost pojezdu mostu před nárazem, [6], str. 27:

$$v_{mn} = 0,7 \cdot v_m \quad (40)$$

$$v_{mn} = 0,7 \cdot 150 = 105 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} = 1,75 \text{ ms}^{-1}$$

Do výpočtu kinetické energie je dosazena redukovaná hmotnost mostu s kočkou bez zavěšeného břemena. Pokud kočka dojde do nejkrajnější polohy, kde se nachází kabina jeřábíka, bude od kraje vzdálena 1,75 m. Ve vzorci pro redukovanou hmotnost mostu je uvažována hmotnost poloviny mostu a poměr hmotnosti kočky v krajní poloze. Výpočet je tedy proveden pro nárazník, který se nachází na té straně mostu jeřábu, kde je kabina. Pro nárazník na opačné straně mostu nemusí být výpočet proveden, protože dojezd kočky do krajní polohy je větší (2,3 m) než na straně kabiny, a redukovaná hmotnost mostu by byla menší.

Redukovaná hmotnost mostu:

$$m_{m,red} = \frac{m_m}{2} + m_k \cdot \frac{l_m - l_d}{l_m} \quad (41)$$

$$m_{m,red} = \frac{62\,000}{2} + 9\,600 \cdot \frac{27,5 - 1,75}{27,5} \cong 40\,000 \text{ kg}$$

Kinetická energie pohlcená jedním nárazníkem při nárazu mostu jeřábu:

$$E_{km} = \frac{1}{2} \cdot m_{m,red} \cdot v_{mn}^2 \quad (42)$$

$$E_{km} = \frac{1}{2} \cdot 40\,000 \cdot 1,75^2 = 61\,250 \text{ J}$$

Jedná se o hydraulický nárazník s obdélníkovou charakteristikou, $\phi_7 = 1,6$. Nárazová síla se určí:

$$E_{km} = W = F_{nm} \cdot s \rightarrow F_{nm} = \frac{E_{km}}{s} \quad (43)$$

Dle [13], str. 6 zavedeme součinitel 0,85:

$$F_{nm} = \frac{E_{km}}{s \cdot 0,85} \quad (44)$$

$$F_{nm} = \frac{61\,250}{0,4 \cdot 0,85} = 180\,147 \text{ N} \cong 180 \text{ kN}$$



Zpomalení způsobené nárazem:

$$a_{nm} = \frac{F_{nm}}{m_{m,red}} \quad (45)$$

$$a_{nm} = \frac{180\,000}{40\,000} = 4,50 \text{ ms}^{-2}$$

Kde:

v_m	[ms^{-1}]	maximální rychlost pojezdu mostu
m_m	[kg]	hmotnost mostu
l_m	[m]	rozpětí mostu
l_d	[m]	minimální vzdálenost kočky od kraje mostu
F_{nm}	[N]	nárazová síla při nárazu mostu jeřábu
s	[mm]	maximální stlačení nárazníku – 400 mm
W, E_{km}	[J]	energie, kterou utlumí nárazník – 96 kJ

3.5 ZÁKLADY NÁVRHU ZDVIHÁNÍ VE VÍCE BODECH

U jeřábů majících pro zdvihání břemen dva a více závěsných bodů, je zatížení jednotlivých závěsných bodů závislé na poloze těžiště břemena. V našem případě jsou sochory přichyceny na dvou magnetech a mohou se zvedat s maximální excentricitou 0,5 m s hmotností do 12 t, aby nedošlo k přetížení magnetu (7,5 t). [8], str. 24.

3.6 PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI ZÁVĚSNÝCH BODŮ

Závěsná oka na rámu kočky určená k manipulaci při montáži a údržbě musí být také pevnostně kontrolována. Kontrola je provedena bez použití jakéhokoliv bezpečnostního součinitele a je aplikována na skořepinový model, prutový model nedovoluje detailní namodelování těchto závěsných ok. Při manipulaci je rám kočky osazen všemi komponenty kromě lan a uchopovacích prostředků, které se zavěšují až po usazení kočky, a zatížen gravitačním zrychlením. [8], str. 25.

3.7 ZATĚŽOVACÍ STAVY

HMOTNOST JEŘÁBU - Z1

Zahrnuje části, které jsou trvale přítomny v provozu bez břemena zdvihu. V tomto případě se jedná o hmotnost samotného rámu kočky, komponentů a jejich stoliček. Celkem je tato hmotnost 9 600 kg a do výpočtu se zavádí ve formě gravitačního zrychlení. Hmotnost skořepinového modelu v softwaru I-Deas je 8 250 kg, protože nejsou modelovány všechny



součástí. Je tedy nutné gravitační zrychlení zvětšit (poměrem $9\,600/8\,250 = 1,164$), aby ve vertikálních vazbách byly reakce co nejlépe odpovídající správné hmotnosti kočky. Pro prutový model platí totéž, jeho hmotnost je $7\,193\text{ kg}$ ($9\,600/7\,193 = 1,335$).

HMOTNOST BŘEMENA ZDVIHU – Z2

Zahrnuje hmotnost užitečného břemena a prostředků pro uchopení. Dohromady je tato hmotnost $15\,000 + 5210 = 20\,210\text{ kg}$. Do výpočtových modelů je zavedena jako síla v těžišti nosné traverzy:

$$F_B = m_b \cdot g \quad (46)$$
$$F_B = 20210 \cdot 9,81 = 198\,260\text{ N}$$

Kde:

F_B	[N]	síla nahrazující hmotnost břemene zdvihu
m_b	[kg]	hmotnost břemene zdvihu
g	$[\text{ms}^{-2}]$	gravitační zrychlení

ZRYCHLENÍ OD POHONU KOČKY – Z3

Zrychlení kočky se uvažuje v obou směrech pohybu po dráze, pro zjednodušení je jeden z těchto směrů brán jako brzdění kočky ($-a_z, +a_z$), obr. [27]. Ze zadaných hodnot toto zrychlení známe $-0,2\text{ ms}^{-2}$.

ZRYCHLENÍ OD POHONU JEŘÁBU – Z4

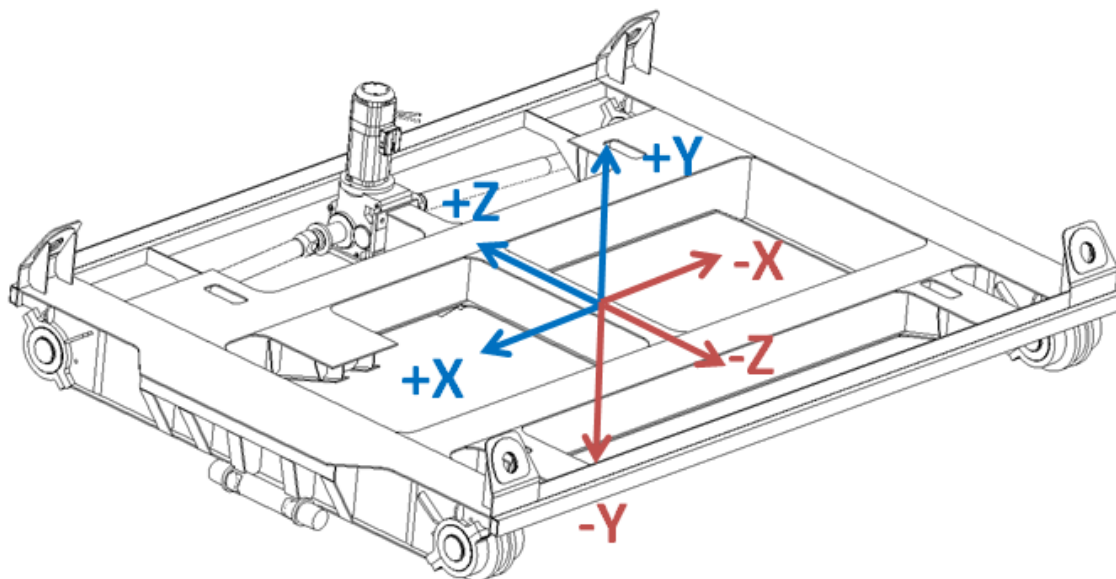
Zrychlení a brzdění mostu jeřábu je uvažováno stejně jako u kočky ($-a_x, +a_x$). Zrychlení jeřábu je $0,27\text{ ms}^{-2}$.

ZATÍŽENÍ PŘÍČENÍM – Z5

Zatížení je na model aplikováno ve formě sil umístěných v osách kol a jsou použity vazby „příčení“. Jsou uvažovány dva případy s opačnými směry sil.

ZATÍŽENÍ OD NÁRAZU NA NÁRAZNÍKY – Z6

Zatížení od nárazu na nárazníky jsou zavedena pomocí zrychlení v horizontálním směru, přičemž je nutné rozlišovat směry od nárazu kočky ($-a_z, +a_z$) a mostu jeřábu ($-a_x, +a_x$). Pro výpočty nárazů jsou použity vazby „náraz kočky“ a „náraz mostu“.



Obr. 27 Používaný souřadný systém ve výpočtových modelech

3.8 DALŠÍ ZAVEDENÉ OKRAJOVÉ PODMÍNKY MODELŮ RÁMU

Okrajové podmínky použité při výpočtech zatížení od hmotnosti jeřábu, břemene a od zrychlení pohonů mají název „pojezd“, okrajové podmínky pro výpočet kombinace zatížení s příčnícím nesou název „příčení“, obě jsou popsány a znázorněny v kapitole 2.5 a 3.3.2. Pro další zatěžovací stavy jsou použity následující okrajové podmínky:

Náraz kočky - stejné jako „pojezd“, ale odebrané posuvy v ose Z jsou z hnacích kol přemístěny na nárazníky kočky

Náraz mostu - zde je nutné přenést především zatížení v ose X. Všechna kola mají odebrané posuvy v ose Y, v ose X pak obě kola na levé straně a levé hnací kolo i posuv v ose Z.

3.9 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

K prokázání pevnosti rámu výpočtem musí být model zatížen kombinacemi jednotlivých zatěžovacích stavů. Tyto kombinace předepisuje norma [6], str. 28, a určuje k nim příslušné dílčí součinitele bezpečnosti γ_p , kterými se musí součinitele zatížení násobit. Hodnoty dílčích součinitelů bezpečnosti pro hmotnosti jeřábu a jeho částí (je jimi násoben pouze součinitel ϕ_1) závisí na metodě určení těchto hmotností a na kombinaci zatížení. V našem případě jsou hmotnosti a těžiště jeřábu a jeho částí určena výpočtem.

Norma udává tři základní kombinace zatížení – A, B a C. Kombinace A zahrnuje pouze



pravidelná zatížení, kombinace B navíc občasná zatížení a kombinace C zahrnuje pravidelná, občasná i výjimečná zatížení, [6], str. 31.

Tab. 6 Dílčí součinitele bezpečnosti, [6], str. 29

Metoda určení hmotností částí jeřábu a jejich těžišť	Kombinace zatížení		
	A	B	C
Výpočtem	1,22	1,16	1,10
Vážením	1,16	1,10	1,05

3.9.1 KOMBINACE ZATÍŽENÍ A

L0 - ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU A UCHOPOVACÍCH PROSTŘEDKŮ

Zahrnuje hmotnost jeřábu a uchopovacích prostředků bez jakýchkoliv zvyšujících součinitelů. Toto zatížení je nejmenší, které na rám kočky působí při provozu. Je použito pro určování nejmenších napětí na konstrukci při vyhodnocování únavové pevnosti.

L1 - ZDVIHÁNÍ A UKLÁDÁNÍ BŘEMENA

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená součinitelem ϕ_1 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,22$
- hmotnost břemena zdvihu násobená součinitelem ϕ_2 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,34$
- zrychlení od pohonů pojezdu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem ϕ_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,34$

$$L1 = Z1 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \phi_2 \cdot \gamma_p + Z3 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p + Z4 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p \quad (47)$$

$$L1 = Z1 \cdot 1,1 \cdot 1,22 + Z2 \cdot 1,29 \cdot 1,34 + Z3 \cdot 1,2 \cdot 1,34 + Z4 \cdot 1,2 \cdot 1,34$$

$$L1 = Z1 \cdot 1,34 + Z2 \cdot 1,73 + Z3 \cdot 1,61 + Z4 \cdot 1,61$$

Další kombinace zatížení L2, L3 a L4 jsou stejné, ale ve výpočtovém modelu se rozlišují směrem působícího zrychlení - rozjezdy a brzdění kočky a mostu. Stejným způsobem jsou tvořeny některé další kombinace, viz níže. Přehledný seznam všech kombinací zatížení je v tabulce na konci kapitoly.

L5 - NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENA ZDVIHU

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená součinitelem ϕ_1 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,22$
- hmotnost břemena zdvihu násobená součinitelem ϕ_3 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,34$
- zrychlení od pohonů pojezdu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená



součinitelem \emptyset_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,34$

$$L5 = Z1 \cdot \emptyset_1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \emptyset_3 \cdot \gamma_p + Z3 \cdot \emptyset_5 \cdot \gamma_p + Z4 \cdot \emptyset_5 \cdot \gamma_p \quad (48)$$

$$L5 = Z1 \cdot 1,1 \cdot 1,22 + Z2 \cdot 0 \cdot 1,34 + Z3 \cdot 1,2 \cdot 1,34 + Z4 \cdot 1,2 \cdot 1,34$$

$$L5 = Z1 \cdot 1,34 + Z3 \cdot 1,61 + Z4 \cdot 1,61$$

L9 - ZRYCHLENÍ OD POHONU ZDVIHU

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená 1, dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,22$
- hmotnost břemena zdvihu násobená 1, dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,34$
- zrychlení od pohonu zdvihu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem \emptyset_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,34$

$$L9 = Z1 \cdot 1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot 1 \cdot \gamma_p + Z1 \cdot \emptyset_5 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \emptyset_5 \cdot \gamma_p \quad (49)$$

$$L9 = Z1 \cdot 1 \cdot 1,22 + Z2 \cdot 1 \cdot 1,34 + Z1 \cdot 1,1 \cdot 1,34 + Z2 \cdot 1,1 \cdot 1,34$$

$$L9 = Z1 \cdot 1,22 + Z2 \cdot 1,34 + Z1 \cdot 1,47 + Z2 \cdot 1,47 = Z1 \cdot 1,79 + Z2 \cdot 1,97$$

L10 - POJEZD PO NEROVNÉM POVRCHU NEBO DRÁZE

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem \emptyset_4 , dílčí součinitel bezp. $\gamma_p = 1,22$
- zrychlení od pohonů pojezdu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem \emptyset_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,34$

$$L10 = Z1 \cdot \emptyset_4 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \emptyset_4 \cdot \gamma_p + Z3 \cdot \emptyset_5 \cdot \gamma_p + Z4 \cdot \emptyset_5 \cdot \gamma_p \quad (50)$$

$$L10 = Z1 \cdot 1 \cdot 1,22 + Z2 \cdot 1 \cdot 1,22 + Z3 \cdot 1,2 \cdot 1,34 + Z4 \cdot 1,2 \cdot 1,34$$

$$L10 = Z1 \cdot 1,22 + Z2 \cdot 1,34 + Z3 \cdot 1,61 + Z4 \cdot 1,61$$

3.9.2 KOMBINACE ZATÍŽENÍ B

L14 - POJÍŽDĚNÍ PO NEROVNÉM POVRCHU S PŘÍČENÍM

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem \emptyset_4 , dílčí součinitel bezp. $\gamma_p = 1,16$
- síly od příčeni násobené jedničkou, dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,16$

$$L14 = Z1 \cdot \emptyset_4 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \emptyset_4 \cdot \gamma_p + Z5 \cdot 1 \cdot \gamma_p \quad (51)$$

$$L14 = Z1 \cdot 1 \cdot 1,16 + Z2 \cdot 1 \cdot 1,16 + Z5 \cdot 1 \cdot 1,16$$

$$L14 = Z1 \cdot 1,16 + Z2 \cdot 1,16 + Z5 \cdot 1,16$$



3.9.3 KOMBINACE ZATÍŽENÍ C

L16 - ZDVIHÁNÍ LEŽÍCIHO BŘEMENA PŘI MAXIMÁLNÍ ZDVIHOVOU RYCHLOSTÍ

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená součinitelem ϕ_1 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,1$
- hmotnost břemena zdvihu násobená součinitelem ϕ_2 počítaným z maximální zdvihové rychlosti $v_{h,max}$, dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,1$

$$L16 = Z1 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \phi_2 \cdot \gamma_p \quad (52)$$

$$L16 = Z1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z2 \cdot 1,38 \cdot 1,1$$

$$L16 = Z1 \cdot 1,21 + Z2 \cdot 1,51$$

L17 - ZATÍŽENÍ JEŘÁBU PŘI ZKOUŠKÁCH

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená součinitelem ϕ_1 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,1$
- zrychlení od pohonů pojezdu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem ϕ_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,1$
- zatížení při zkouškách se součinitelem ϕ_6 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,1$

a) Dynamické zkušební zatížení

$$L17 = Z1 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \phi_6 \cdot \gamma_p \cdot 110\% + Z3 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p + Z4 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p \quad (53)$$

$$L17 = Z1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z2 \cdot 1,19 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z3 \cdot 1,2 \cdot 1,1 + Z4 \cdot 1,2 \cdot 1,1$$

$$L17 = Z1 \cdot 1,21 + Z2 \cdot 1,44 + Z3 \cdot 1,32 + Z4 \cdot 1,32$$

b) Statické zkušební zatížení

$$L21 = Z1 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \phi_6 \cdot \gamma_p \cdot 125\% \quad (54)$$

$$L21 = Z1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z2 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,25$$

$$L21 = Z1 \cdot 1,21 + Z2 \cdot 1,37$$

L22 - ZATÍŽENÍ SILAMI OD NÁRAZNÍKŮ

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená jedničkou, dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,1$
- hmotnost břemena zdvihu násobená jedničkou, dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,1$
- síly na nárazník násobené součinitelem ϕ_7 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1,1$



a) Náraz kočky na nárazníky

$$L22 = Z1 \cdot 1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot 1 \cdot \gamma_p + Z6 \cdot \emptyset_7 \cdot \gamma_p \quad (55)$$

$$L22 = Z1 \cdot 1 \cdot 1,1 + Z2 \cdot 1 \cdot 1,1 + Z6 \cdot 1,25 \cdot 1,1$$

$$L22 = Z1 \cdot 1,1 + Z2 \cdot 1,1 + Z6 \cdot 1,37$$

b) Náraz mostu na nárazníky

$$L23 = Z1 \cdot 1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot 1 \cdot \gamma_p + Z6 \cdot \emptyset_7 \cdot \gamma_p \quad (56)$$

$$L23 = Z1 \cdot 1 \cdot 1,1 + Z2 \cdot 1 \cdot 1,1 + Z6 \cdot 1,6 \cdot 1,1$$

$$L23 = Z1 \cdot 1,1 + Z2 \cdot 1,1 + Z6 \cdot 1,76$$

3.10 VÝPOČET ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Cyklickým namáháním konstrukce rámu může v místech vrubu docházet k šíření a tvorbě nových trhlin, které by později mohly vést například k prasknutí nosných prvků, porušení celistvosti a následnému pádu břemene. Tomuto se dá zabránit prokázáním únavové pevnosti konstrukce, proto má její provedení velký význam z hlediska bezpečnosti. Pro výpočet únavové pevnosti se za dílčí součinitele bezpečnosti dosazuje $\gamma_p = 1$ a použijí se kombinace zatížení A. [7], str. 34.

3.10.1 KOMBINACE ZATÍŽENÍ PRO ÚNAVU

L24 - ZDVIHÁNÍ A UKLÁDÁNÍ BŘEMENA

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená součinitelem \emptyset_1 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$
- hmotnost břemena zdvihu násobená součinitelem \emptyset_2 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$
- zrychlení od pohonů pojezdu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem \emptyset_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$

$$L24 = Z1 \cdot \emptyset_1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \emptyset_2 \cdot \gamma_p + Z3 \cdot \emptyset_5 \cdot \gamma_p + Z4 \cdot \emptyset_5 \cdot \gamma_p \quad (57)$$

$$L24 = Z1 \cdot 1,1 \cdot 1 + Z2 \cdot 1,29 \cdot 1 + Z3 \cdot 1,2 \cdot 1 + Z4 \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$L24 = Z1 \cdot 1,1 + Z2 \cdot 1,29 + Z3 \cdot 1,2 + Z4 \cdot 1,2$$

L28 - NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENA ZDVIHU

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená součinitelem \emptyset_1 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$
- hmotnost břemena zdvihu násobená součinitelem \emptyset_3 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$
- zrychlení od pohonů pojezdu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem \emptyset_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$



$$L28 = Z1 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \phi_3 \cdot \gamma_p + Z3 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p + Z4 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p \quad (58)$$

$$L28 = Z1 \cdot 1,1 \cdot 1 + Z2 \cdot 0 \cdot 1 + Z3 \cdot 1,2 \cdot 1 + Z4 \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$L28 = Z1 \cdot 1,1 + Z3 \cdot 1,2 + Z4 \cdot 1,2$$

L32 - ZRYCHLENÍ OD POHONU ZDVIHU

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu násobená 1, dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$
- hmotnost břemena zdvihu násobená 1, dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$
- zrychlení od pohonu zdvihu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem ϕ_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$

$$L32 = Z1 \cdot 1 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot 1 \cdot \gamma_p + Z1 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p \quad (59)$$

$$L32 = Z1 \cdot 1 \cdot 1 + Z2 \cdot 1 \cdot 1 + Z1 \cdot 1,2 \cdot 1 + Z2 \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$L32 = Z1 \cdot 1 + Z2 \cdot 1 + Z1 \cdot 1,2 + Z2 \cdot 1,2 = Z1 \cdot 1,2 + Z2 \cdot 1,2$$

L33 - POJEZD PO NEROVNÉM POVRCHU NEBO DRÁZE

Zahrnuje tato zatížení:

- hmotnost jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem ϕ_4 , dílčí součinitel bezp. $\gamma_p = 1$
- zrychlení od pohonů pojezdu působící na hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu násobená součinitelem ϕ_5 , dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma_p = 1$

$$L33 = Z1 \cdot \phi_4 \cdot \gamma_p + Z2 \cdot \phi_4 \cdot \gamma_p + Z3 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p + Z4 \cdot \phi_5 \cdot \gamma_p \quad (60)$$

$$L33 = Z1 \cdot 1 \cdot 1 + Z2 \cdot 1 \cdot 1 + Z3 \cdot 1,2 \cdot 1 + Z4 \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$L33 = Z1 \cdot 1 + Z2 \cdot 1 + Z3 \cdot 1,2 + Z4 \cdot 1,2$$

3.10.2 POSTUP VÝPOČTU DOVOLENÉHO ROZKMITU NAPĚTÍ

CHARAKTERISTICKÁ HODNOTA ROZKMITU NAPĚTÍ

Závisí na typu a konstrukci nosníku. Pro skříňový nosník s příčně přivařenými výztuhami oboustranným koutovým svarem (stupeň jakosti svarů B) je charakteristická hodnota rozkmitu napětí $\Delta\sigma_c = 100 \text{ MPa}$, [7], str. 75.

RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET VÝSKYTŮ ROZKMITŮ NAPĚTÍ

Celkový počet výskytů rozkmitů napětí N_t - při životnosti jeřábu 25 let a uvážení nejkratších možných cyklů trvajících 150 vteřin jeřáb za svou životnost vykoná 4 752 000 cyklů.

$$v = \frac{N_t}{N_{ref}} = \frac{4\,752\,000}{2\,000\,000} = 2,376 \quad (61)$$



Kde:

N_t [1] celkový počet výskytů rozkmitů napětí během životnosti jeřábu

N_{ref} [1] referenční počet cyklů, 2×10^6 ; [7], str. 39

SOUČINITELE SPEKTRA ZATÍŽENÍ

Hodnoty n_i ve výpočtu součinitele spektra zatížení k_m jsou získány násobením celkového počtu cyklů číslem udávajícím poměrné zastoupení provozu s břemenem o dané hmotnosti vůči celkovému provozu (kap. 1.4).

$$n_1 = 80\% \cdot 4\,752\,000 = 0,80 \cdot 4\,752\,000 = 3\,801\,600 \quad (62)$$

$$n_2 = 15\% \cdot 4\,752\,000 = 0,15 \cdot 4\,752\,000 = 712\,800$$

$$n_3 = 5\% \cdot 4\,752\,000 = 0,05 \cdot 4\,752\,000 = 237\,600$$

$$k_m = \sum_i \frac{n_i}{N_t} \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\hat{\sigma}} \right)^m = \frac{n_1}{N_t} \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_1}{\Delta\hat{\sigma}} \right)^3 + \frac{n_2}{N_t} \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_2}{\Delta\hat{\sigma}} \right)^3 + \frac{n_3}{N_t} \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_3}{\Delta\hat{\sigma}} \right)^3 \quad (63)$$

$$k_m = \frac{3\,801\,600}{4\,752\,000} \cdot \left(\frac{15\,000}{15\,000} \right)^3 + \frac{712\,800}{4\,752\,000} \cdot \left(\frac{9\,000}{15\,000} \right)^3 + \frac{237\,600}{4\,752\,000} \cdot \left(\frac{4\,500}{15\,000} \right)^3$$

$$k_m = 0,80 \cdot 1 + 0,15 \cdot 0,216 + 0,05 \cdot 0,027 = 0,833$$

Jelikož jsou pro prokázání únavové pevnosti historie napětí vyjádřeny jako jednoparametrické vyjádření frekvencí výskytu výchylek napětí (metoda stékajícího deště nebo metoda rezervoáru), tak ve vzorcích pro výpočet k_m jsou místo rozkmitů napětí $\Delta\sigma_i$ dosazeny hmotnosti břemena, s kterými bude manipulováno v daném poměru v provozu. Místo maximálního rozkmitu napětí $\Delta\hat{\sigma}$ je pak dosazena maximální hmotnost břemene, [7], str. 39.

Kde:

n_i [1] počet výskytů rozkmitů i -tého napětí; [7], str. 39

$\Delta\sigma_i$ [MPa] rozkmit i -tého napětí

$\Delta\hat{\sigma}$ [MPa] maximální rozkmit napětí

m [-] konstanta sklonu křivky $\log \Delta\sigma - \log N$, [7], str. 75

PARAMETR HISTORIE NAPĚTÍ

Parametr historie napětí se vypočítá na základě jednoparametrického vyjádření součinitele spektra zatížení během životnosti jeřábu a relativního celkového počtu výskytů rozkmitů napětí.



$$s_m = v \cdot k_m \quad (64)$$

$$s_3 = 2,376 \cdot 0,833 = 1,979$$

Dle tabulky 10 z [7], str. 40 je na základě parametru historie napětí s_3 zvolena třída S8, pro niž platí rozsah parametru s_3 od 1,000 do 2,000.

Kde:

v [1] relativní celkový počet výskytů rozkmitů napětí

DOVOLENÝ ROZKMIT NAPĚTÍ

Pro výpočet dovoleného rozkmitu napětí $\Delta\sigma_{Rd}$ je použita nejvyšší hodnota s_3 pro třídu S8, tedy $s_3 = 2$, [7], str. 41.

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf} \cdot \sqrt[3]{s_3}} \quad (65)$$

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{100}{1,25 \cdot \sqrt[3]{2}} = 63,5 \text{ MPa}$$

Kde:

$\Delta\sigma_c$ [MPa] charakteristická hodnota rozkmitu napětí

γ_{Mf} [-] dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti

s_3 [-] parametr průběhu napětí

3.11 ZADÁVÁNÍ KOMBINACÍ DO VÝPOČETNÍHO SOFTWARE

Aby proběhly výpočty všech kombinací zatížení, musela by každá z kombinací být zvlášť vytvořena a spočítána. To by při celkovém počtu kombinací a velké délce jednoho výpočtu mohlo být velmi časově náročné. Pro zrychlení a ulehčení této práce je s výhodou použito funkce Combine, která umožňuje kombinovat různé zatěžovací stavy násobené libovolnými koeficienty. Všechny zatěžovací stavy jsou vytvořeny zvlášť a aplikovány na jeden model o nominálních hodnotách (gravitační zrychlení $9,81 \text{ ms}^{-2}$, hmotnost břemena 15 t atd.). Výpočet tedy probíhá jeden a je v něm nastaveno, aby byly počítány jednotlivé zatěžovací stavy zvlášť, které se nakonec vynásobí patřičným zvyšujícím součinitelem a správně zkombinují. Protože je úloha statická a lineární, můžeme tento postup použít.

3.12 PŘEHLED KOMBINACÍ ZATÍŽENÍ

Ve sloupci Kombinace zatížení je označení kombinace dle normy ČSN EN 13001-2, ve sloupci Označení jsou pak kombinace pro náš účel a přehlednost pojmenovány jinak.



Tab. 7 Označení a popis kombinací zatížení

Kombinace zatížení		Označení	Popis	Vazby
		L0	Zatížení od hmotnosti jeřábu a uchopovacích prostředků	Pojezd
A	A1	L1	Zdvihání a ukládání břemena, RKRM	Pojezd
		L2	Zdvihání a ukládání břemena, RKBM	Pojezd
		L3	Zdvihání a ukládání břemena, BKBM	Pojezd
		L4	Zdvihání a ukládání břemena, BKRM	Pojezd
	A2	L5	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu, RKRM	Pojezd
		L6	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu, RKBM	Pojezd
		L7	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu, BKBM	Pojezd
		L8	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu, BKRM	Pojezd
	A3	L9	Zrychlení pohonu zdvihu – působící na hm. jeřábu a břemena	Pojezd
	A4	L10	Pojezd po nerovném povrchu, RKRM	Pojezd
		L11	Pojezd po nerovném povrchu, RKBM	Pojezd
		L12	Pojezd po nerovném povrchu, BKBM	Pojezd
		L13	Pojezd po nerovném povrchu, BKRM	Pojezd
B	B5	L14	Příčení	Příčení
		L15	Příčení – opačný směr	Příčení
C	C1	L16	Zdvihání ležícího břemena maximální zdvihovou rychlostí	Pojezd
	C3	L17	Zatížení jeřábu při zkouškách – dynamické, RKRM	Pojezd
		L18	Zatížení jeřábu při zkouškách – dynamické, RKBM	Pojezd
		L19	Zatížení jeřábu při zkouškách – dynamické, BKBM	Pojezd
		L20	Zatížení jeřábu při zkouškách – dynamické, BKRM	Pojezd
		L21	Zatížení jeřábu při zkouškách – statické	Pojezd
	C4	L22	Zatížení při nárazu kočky	Náraz kočky
L23		Zatížení při nárazu mostu	Náraz mostu	
A – únava	A1U	L24	Únava - zdvihání a ukládání břemena, RKRM	Pojezd
		L25	Únava - zdvihání a ukládání břemena, RKBM	Pojezd
		L26	Únava - zdvihání a ukládání břemena, BKBM	Pojezd
		L27	Únava - zdvihání a ukládání břemena, BKRM	Pojezd
	A2U	L28	Únava - náhlé uvolnění části břemena zdvihu, RKRM	Pojezd
		L29	Únava - náhlé uvolnění části břemena zdvihu, RKBM	Pojezd
		L30	Únava - náhlé uvolnění části břemena zdvihu, BKBM	Pojezd
		L31	Únava - náhlé uvolnění části břemena zdvihu, BKRM	Pojezd
	A3U	L32	Únava – zrychlení pohonu zdvihu	Pojezd
	A4U	L33	Únava - pojezd po nerovném povrchu, RKRM	Pojezd
		L34	Únava - pojezd po nerovném povrchu, RKBM	Pojezd
		L35	Únava - pojezd po nerovném povrchu, BKBM	Pojezd
L36		Únava - pojezd po nerovném povrchu, BKRM	Pojezd	

Vysvětlivky: RK – rozjezd kočky
BK – brzdění kočky

RM – rozjezd mostu
BM – brzdění mostu



Při porovnání zvyšujících součinitelů u jednotlivých zatěžovacích stavů mezi všemi kombinace zatížení dojdeme k tomu, že některé kombinace jsou již v jiných obsaženy. Viz příklad.

Porovnejme zvyšující součinitele například mezi těmito kombinacemi:

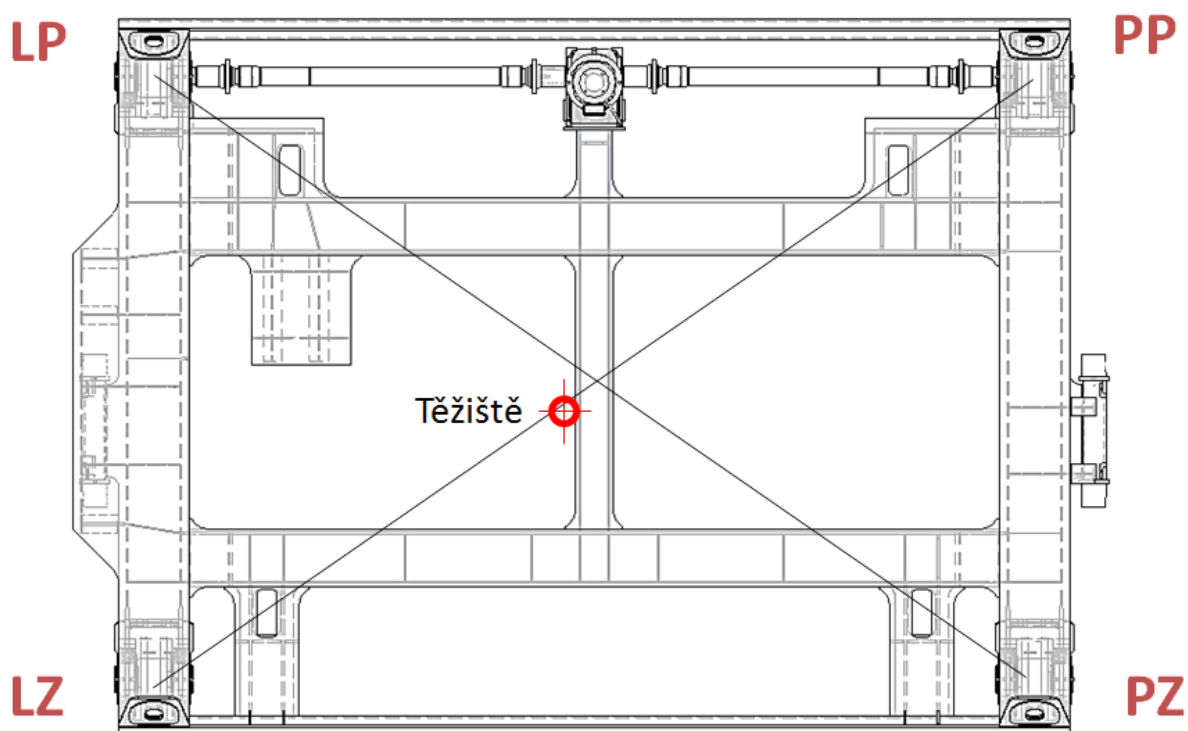
$$L1 = Z1 \cdot 1,34 + Z2 \cdot 1,73 + Z3 \cdot 1,61 + Z4 \cdot 1,61$$

$$L10 = Z1 \cdot 1,22 + Z2 \cdot 1,34 + Z3 \cdot 1,61 + Z4 \cdot 1,61$$

$$L16 = Z1 \cdot 1,21 + Z2 \cdot 1,51$$

Je patrné, že součinitele u zatěžovacího stavu Z1 jsou nejvyšší v kombinaci L1, to samé platí pro Z2. U zatěžovacího stavu Z3 a Z4 jsou shodné mezi L1 a L10, u L16 nejsou žádné. Můžeme tedy říct, že kombinace L1 v sobě obsahuje kombinace L10 a L16, je z nich nejméně bezpečná a k prokázání těchto tří kombinací stačí, pokud vyhoví právě L1. Takto však nelze postupovat např. mezi kombinace L1 a L2 až L4, u nichž jsou velikosti součinitelů shodné, ale zrychlení působí opačným směrem.

Pokud tímto způsobem analyzujeme všechny kombinace, jejich celkový počet se zredukuje z 37 na 14. Z výpočtu tedy mohou být vynechány tyto kombinace: L5 – L8, L10 – L13, L16 – L21, L28 – L36.



Obr. 28 Poloha těžiště kočky s břemenem a označení kol



3.13 VÝBĚR KOMBINACÍ ZATÍŽENÍ PRO VÝPOČET POJEZDU PO TŘECH KOLECH

Z kombinací pro pravidelná zatížení (L1 až L4 a L9) jsou vybrány dva nejméně příznivé případy. U každého z nich jsou upraveny vazby tak, že jsou vždy jednomu ze čtyř kol povoleny translace ve všech směrech – nedochází ke styku kola s kolejnicí, a vazby na ostatních třech kolech zajišťují statickou určitost úlohy. Vznikne tím 8 dalších kombinací zatížení L37 až L44.

Tab. 8 Označení a popis kombinací zatížení

Kombinace zatížení		Označení	Výchozí kombinace	Označení	Nezatížené kolo
A	A1	L1	L4	L37	LP
		L2		L38	LZ
		L3		L39	PP
		L4		L40	PZ
	A3	L9	L41	LP	
B	B5	L14	L9	L42	LZ
		L15		L43	PP
C	C4	L22		L44	PZ
		L23			
A – únava	A1U	L24			
		L25			
		L26			
		L27			

Vysvětlivky: LP – levé přední kolo LZ – levé zadní kolo
 PP – pravé přední kolo PZ – pravé zadní kolo

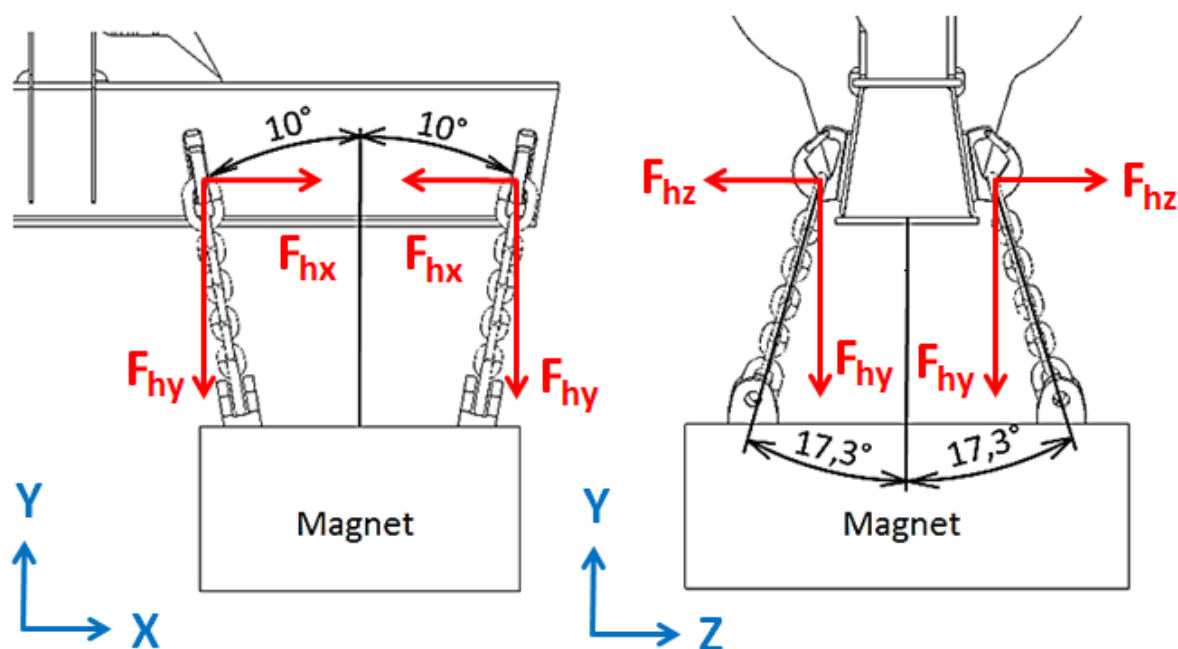
Ve skutečnosti kočka nebude mít při provozu všechna čtyři kola rovnoměrně zatížena. Je to dáno polohou těžiště kočky včetně břemene, které je mírně posunuto směrem k převodovce a elektromotoru zdvihu, obr. [28]. Stejně tak ale nelze uvažovat, že zatížená kočka bude pojíždět pouze po třech kolech, neboť by musela být kolejová dráha značně nerovná. Skutečný provozní stav se bude nacházet někde mezi těmito dvěma stavy. Provedením výpočtu, kdy kočka leží na třech kolech, získáme mezní zatížení, přes které by se jakékoliv jiné zatížení kočky nemělo již dostat.



3.14 OSTATNÍ ZATÍŽENÍ

3.14.1 ZATÍŽENÍ SKOŘEPINOVÉHO MODELU TRAVERZY

Traverza je zatížena gravitačním zrychlením, hmotností břemene a elektromagnetů, které jsou zavěšeny pomocí řetězů na háčích. Řetěz přenáší pouze tah, a jelikož je zde skloněn ve dvou rovinách vůči souřadnému systému modelu, síla působící na hák má složky ve všech třech osách, obr. [29].



Obr. 29 Sklony řetězů nesoucích elektromagnety a směry působících sil

VÝPOČET VELIKOSTÍ SIL PŮSOBÍCÍCH NA HÁK

Břemeno o hmotnosti 15 t a dva elektromagnety, každý o hmotnosti 1,9 t, visí dohromady na osmi řetězech. Svislá síla na jeden hák tedy bude, obr. [30]:

$$F_{hy} = \frac{Q + 2 \cdot m_{el}}{8} \cdot g \quad (66)$$

$$F_{hy} = \frac{15\,000 + 2 \cdot 1\,900}{8} \cdot 9,81 = 23\,053,5 \cong 23\,054 \text{ N}$$

Velikost síly F_{hx} :

$$F_{hx} = F_{hy} \cdot \text{tg } 10^\circ \quad (67)$$

$$F_{hx} = 23\,054 \cdot \text{tg } 10^\circ = 4\,065,04 \cong 4\,065 \text{ N}$$



Velikost síly F_{hz} :

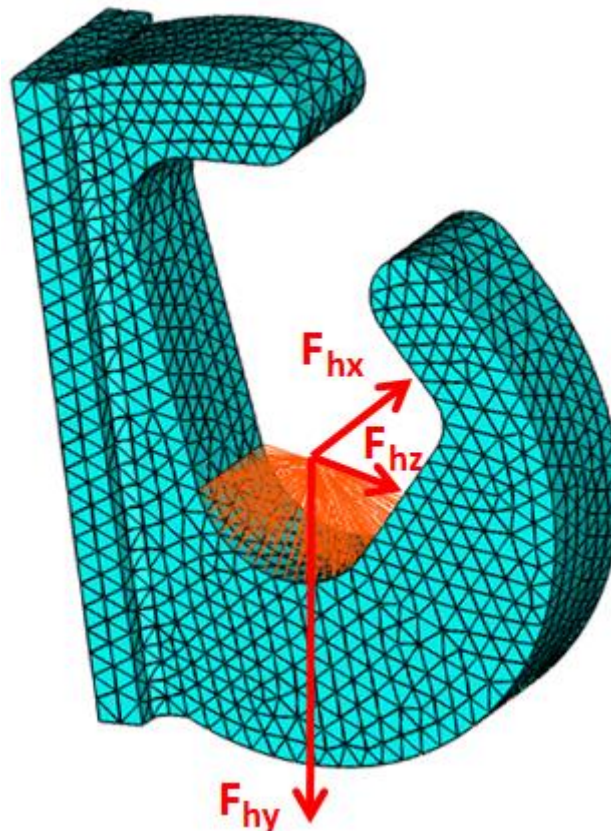
$$F_{hz} = F_{hy} \cdot \operatorname{tg} 17^\circ \quad (68)$$

$$F_{hz} = 23\,054 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ = 7\,048,315 \cong 7\,048 \text{ N}$$

Kde:

Q [kg] maximální hmotnost zavěšeného břemena

m_{el} [kg] hmotnost elektromagnetu



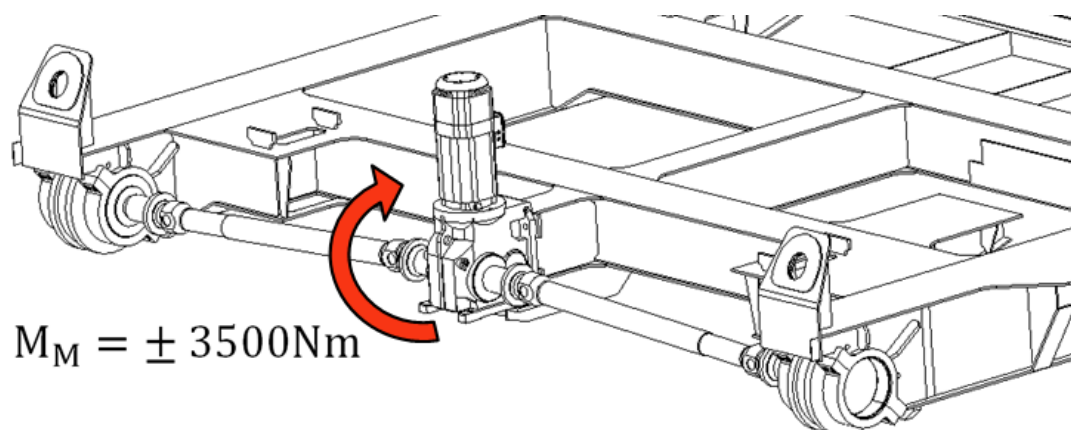
Obr. 30 Zavedení sil na hák

Gravitační zrychlení působící na hmotnost traverzy a síly od zavěšených břemen je nutné také zvětšit o patřičné součinitele jako u modelů rámu kočky. Kombinace, která má největší zvyšující součinitele u hmotnosti jeřábu (nyní traverzy) a břemene, je kombinace L9 zahrnující zatížení od pohonu zdvihu – pro hmotnost je to součinitel 1,79 a pro břemeno 1,97. Gravitační zrychlení bude tedy zvětšeno součinitelem 1,79 a síly na háčích součinitelem 1,97. Při zatěžování traverzy budou uvažovány dva stavy. Stav T1, kdy je břemeno uchyceno pomocí elektromagnetů, a ty visí na osmi krajních háčích, a stav T2 představující břemeno zavěšené na čtyřech prostředních háčích traverzy.



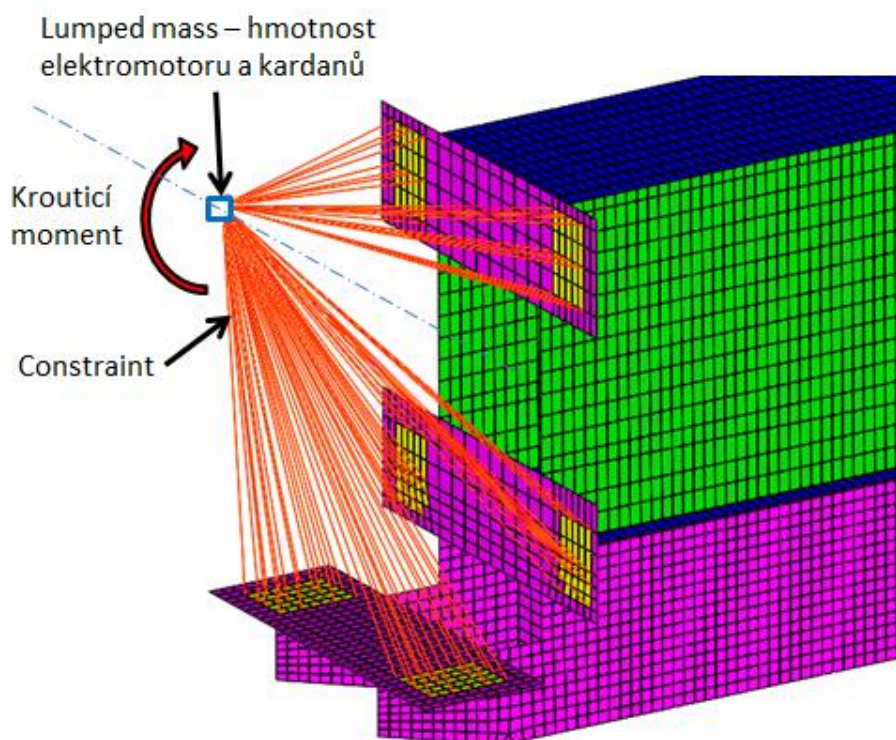
3.14.2 ZATÍŽENÍ STOLIČKY POJEZDOVÉHO ELEKTROMOTORU

Při rozjezdu a brzdění kočky dochází k přenosu krouticího momentu od elektromotoru ke kolům, reakce k tomuto momentu je zachycena ve stoličce elektromotoru, obr. [31]. Maximální krouticí moment motoru při rozjezdu oběma směry je 3500 Nm, [11]. Při brzdění – použití STOP tlačítka je hodnota momentu 1802 Nm.



Obr. 31 Působení momentu na stoličku elektromotoru

Do uzlu v těžišti elektromotoru pojezdu s převodovkou, který je spojen prvkem Constraint se skořepinovou sítí, jsou zavedeny momenty o velikostech 3500 a 1802 Nm působící oběma směry a prvky Lumped mass s hmotností elektromotoru s převodovkou a dvěma polovinami hmotností kardanu, obr. [32].



Obr. 32 Nahrazení elektromotoru pojezdu ve skořepinovém modelu



4 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍCH VÝPOČTŮ

Výsledky z pevnostních výpočtů prutového a skořepinového modelu rámu kočky a ze skořepinového modelu traverzy jsou prezentovány v této kapitole. Na prutovém modelu rámu lze zobrazit napětí a deformace přímo na prutech, ale pro vyhodnocování výsledků při kontrole únavy jsou napětí vykreslena na průřezech nosníků z libovolného místa na rámu, a na nich jsou odečítány hodnoty napětí.

Na skořepinových modelech jsou napětí zobrazena jako Top and Bottom, tedy rozdílná na horní a spodní straně elementu. Pro plynulejší přechody jsou hodnoty napětí na elementech průměrovány. Při vyhodnocování redukovaného napětí podle podmínky HMM na konstrukčním detailu je napětí porovnáváno s návrhovou hodnotou pro normálová napětí $f_{Rd} = 322 \text{ MPa}$. Měřítko deformace je vždy zapsáno v popisu obrázku.

4.1 VÝSLEDKY KOMBINACÍ ZATÍŽENÍ

Při porovnávání výsledků napětí na jednotlivých nosnících jsou pozorována stejná místa na obou modelech, kde se nevyskytují špičky napětí. Ty jsou způsobeny u prutového modelu převážně napojením kolmých prutů a změnou průřezu a u skořepinového modelu napojením dvou plechů kolmo na sebe (např. stolička na pásnici), kde vzniká velký skok tuhosti modelu v daném směru, dále v místech kde jsou zavedeny síly nebo vazby a v oblasti konstrukčních vrubů.

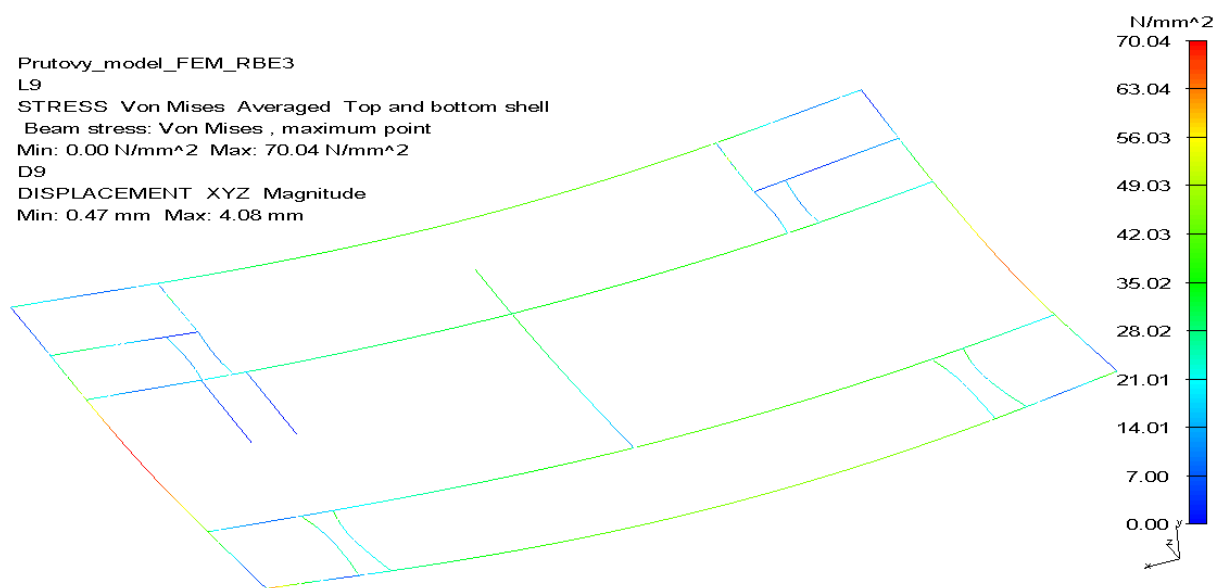
Dále jsou v podkapitole popsány výsledky kombinací zatížení a zobrazeny některé významněji namáhané konstrukční detaily na rámu. Pro lepší přehlednost jsou oba modely zatížené stejnou kombinací zobrazeny v příloze diplomové práce.

4.1.1 KOMBINACE ZATÍŽENÍ L1 AŽ L4

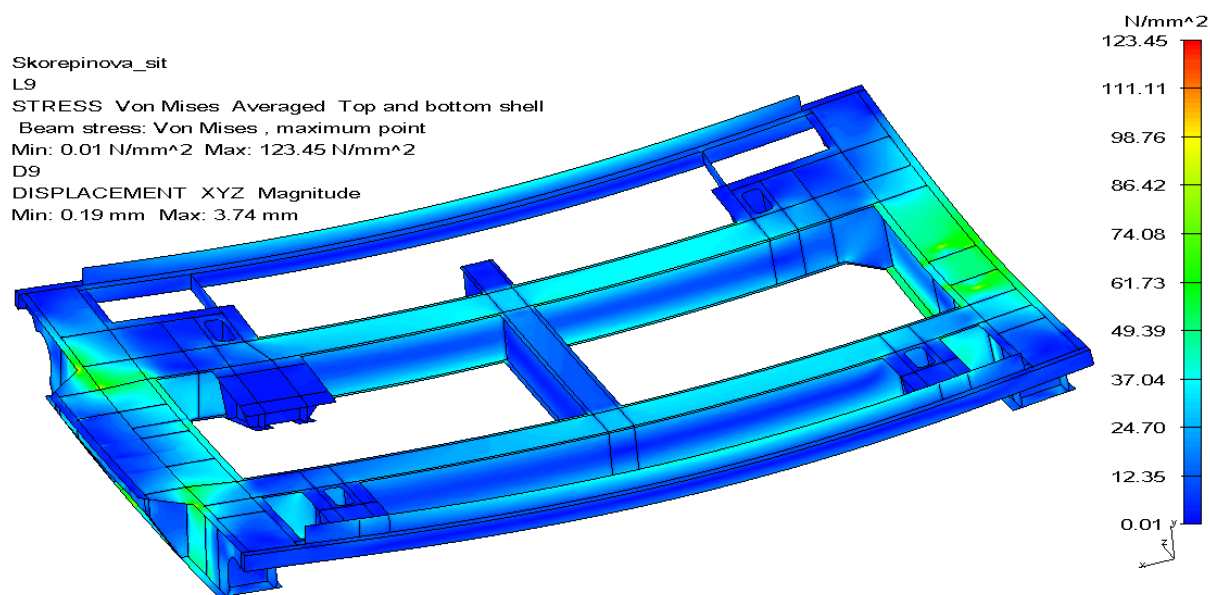
Kombinace L1 až L4 zahrnují zatížení od rozjíždění a brzdění kočky i mostu jeřábu a vzájemně se liší pouze směry těchto zatížení. Rozdíly v hodnotách napětí na konkrétních zvolených místech na nosnících jsou v jednotkách procent mezi těmito kombinacemi, a to platí jak pro prutový, tak i skořepinový model. Maximální hodnoty redukovaného napětí dle podmínky HMM se na nosnících pohybují u obou modelů v rozmezí 45 až 50 MPa. Výsledky od zatížení kombinací L4 jsou zobrazeny v příloze 5.

4.1.2 KOMBINACE ZATÍŽENÍ L9

Kombinace zatížení L9 obsahuje nejvyšší součinitele pro hmotnost břemene a hmotnost jeřábu (1,97 a 1,79) a představuje tak ze všech kombinací největší zatížení konstrukce ve vertikálním směru. Proto jsou při zatížení touto kombinací sledovány na skořepinovém modelu napjatosti na stoličkách komponent, závěsech lan a nosnících pod nimi.



Obr. 33 Kombinace zatížení L9 na prutovém modelu, napětí dle HMH, max. hodnota 70 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty a maximální hodnota z prvku, maximální deformace 4,08 mm, měřítko deformace 50:1

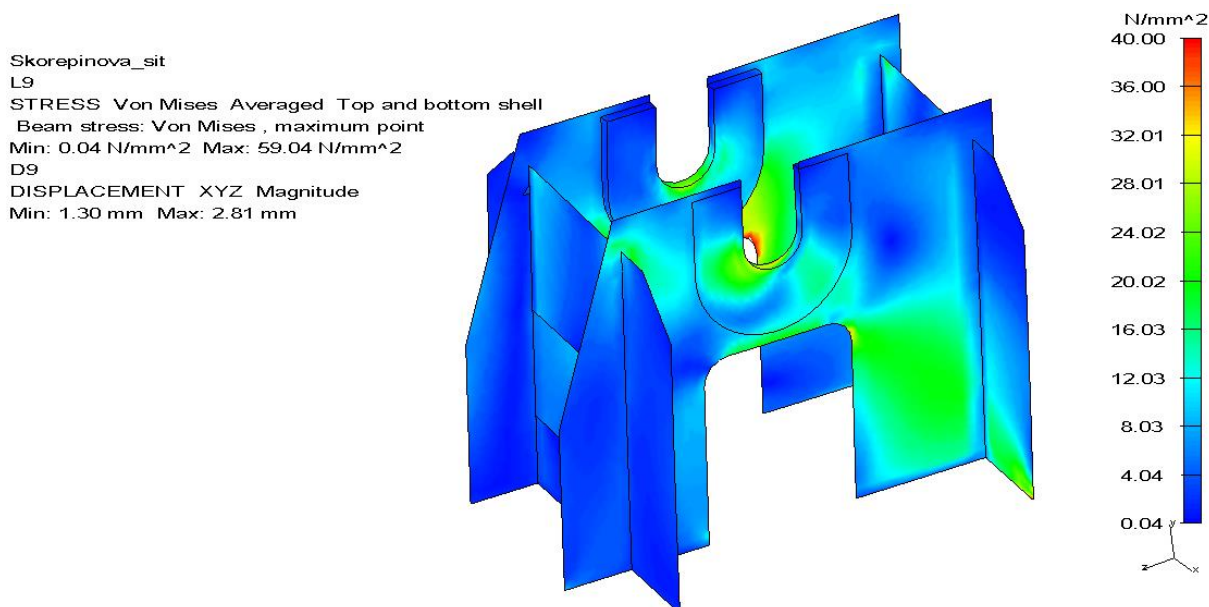


Obr. 34 Kombinace zatížení L9 na skořepinovém modelu, napětí dle HMH, max. hodnota 124 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, maximální deformace 3,74 mm, měřítko deformace 50:1



ZÁVĚSY LAN

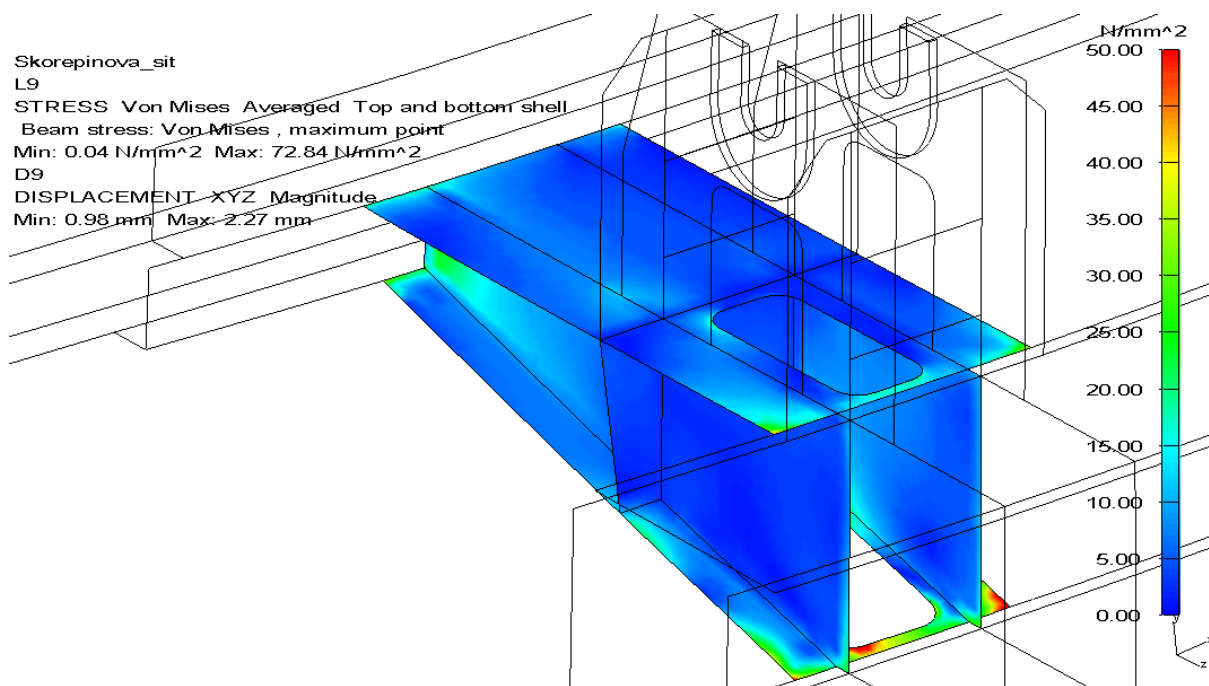
Každý ze závěsů lan nese přibližně osminu celého břemene. Jsou svařeny z ocelových plechů tloušťky 16 mm a mají přivařeny dvě příložky tvaru U tloušťky 20 mm ke snížení měrného tlaku od čepu závěsu s tenzometrem, na němž pomocí očnice visí lano. V těchto místech jsou uzly sítě spojeny s prvkem Constraint, a zobrazené napětí je tedy zkreslené. Špička napětí 59 MPa se nachází v rohu výřezu na stojině, jinak je celkově napětí na závěsech nízké a bezpečnost k návrhové hodnotě 322 MPa je vysoká (5,45). Maximální deformace 2,81 mm je dána uložením závěsu na nosníku, který se při zatížení prohýbá. Neznamená to tedy, že se závěs deformuje o tuto hodnotu, ale že je po zatížení posunut celý o 2,81 mm vůči nezatíženému stavu díky prohnutí a natočení nosníku.



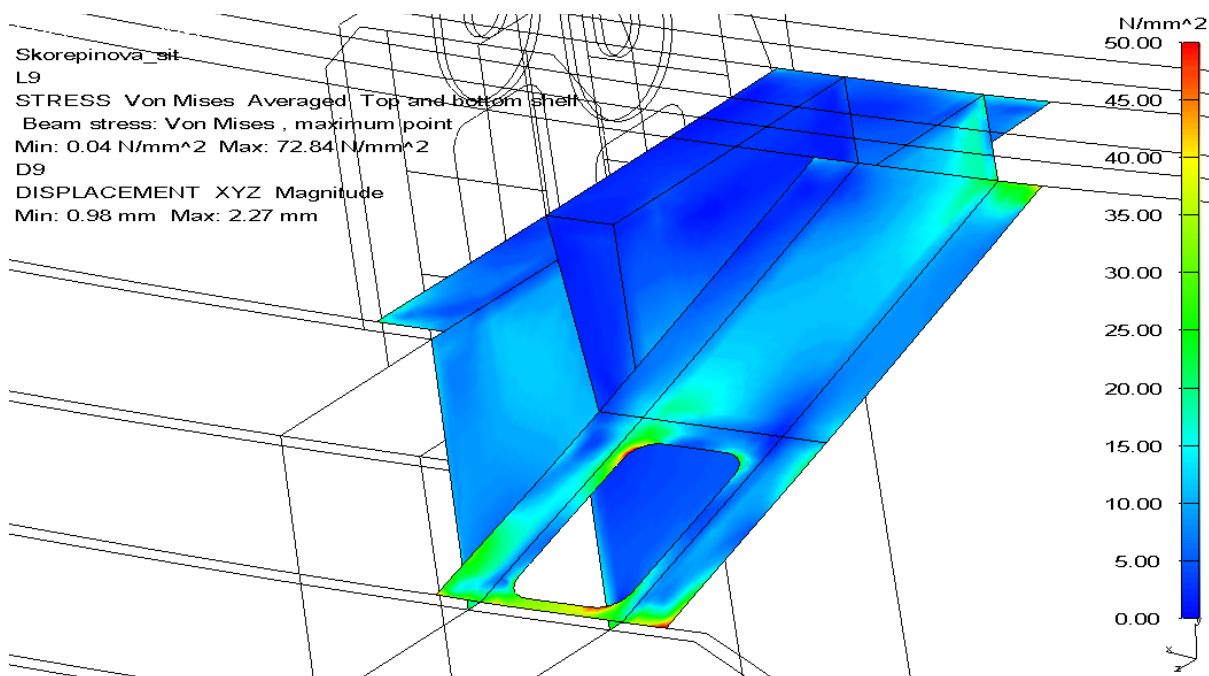
Obr. 35 Závěs lana při kombinaci zatížení L9, napětí dle HMM, max. hodnota 59 MPa zobrazeny průměrované hodnoty, rozsah napětí 0 – 40 MPa, horní a spodní strana elementu, měřítko def. 50:1

NOSNÍKY POD ZÁVĚSY LAN

Nosníky s označením D a E přenášejí zatížení od závěsů lan do zbytku konstrukce. V pásnicích jsou provedeny poměrně velké otvory pro průchod lan, a tím je snížena jejich únosnost. Maximální napětí se vyskytují v rozích těchto otvorů (cca 73 MPa) a v napojení pásnic s nosníkem C, kde jsou ale ve skutečnosti pásnice mírně rozšířeny a na nich vytvořeny rádiusy. Pro lepší představu o rozložení napětí je na obrázku nastaveno rozpětí 0 – 50 MPa a oblasti, kde je větší napětí než 50 MPa, jsou vykresleny červeně. Nosníky E jsou zobrazeny v příloze 6.



Obr. 36 Nosník D při kombinace zatížení L9, napětí dle HMM, max. hodnota 73 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, rozsah napětí 0 – 50 MPa, horní a spodní strana elementu, měřítko def. 50:1

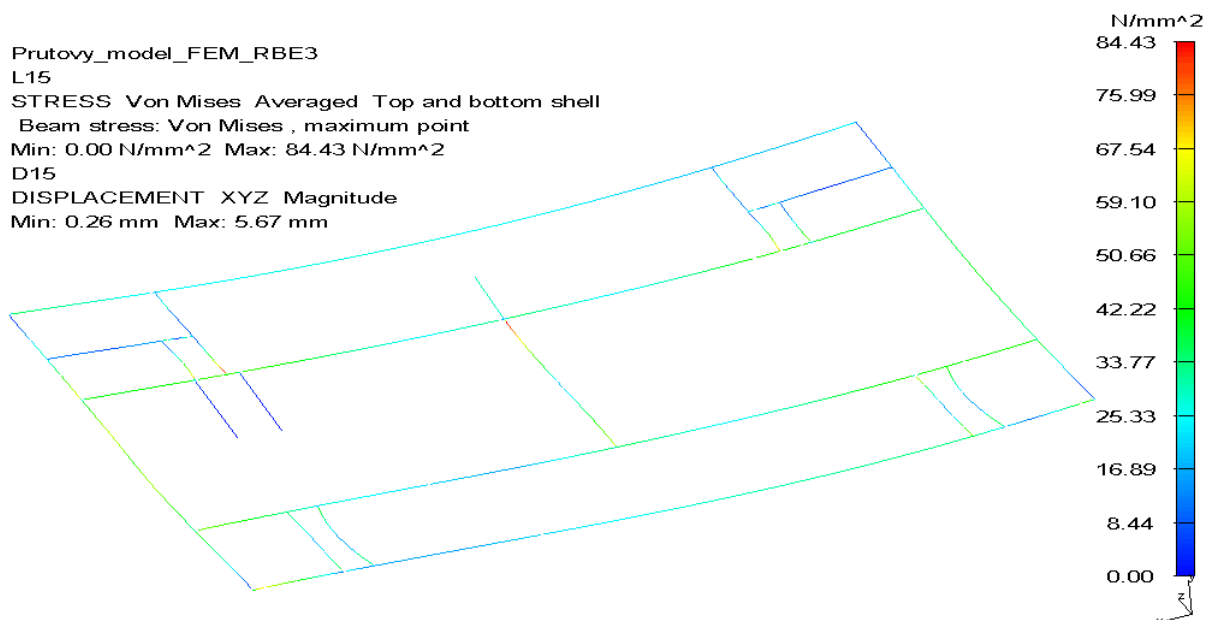


Obr. 37 Nosník D při kombinace zatížení L9, napětí dle HMM, max. hodnota 73 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, rozsah napětí 0 – 50 MPa, horní a spodní strana elementu, měřítko def. 50:1

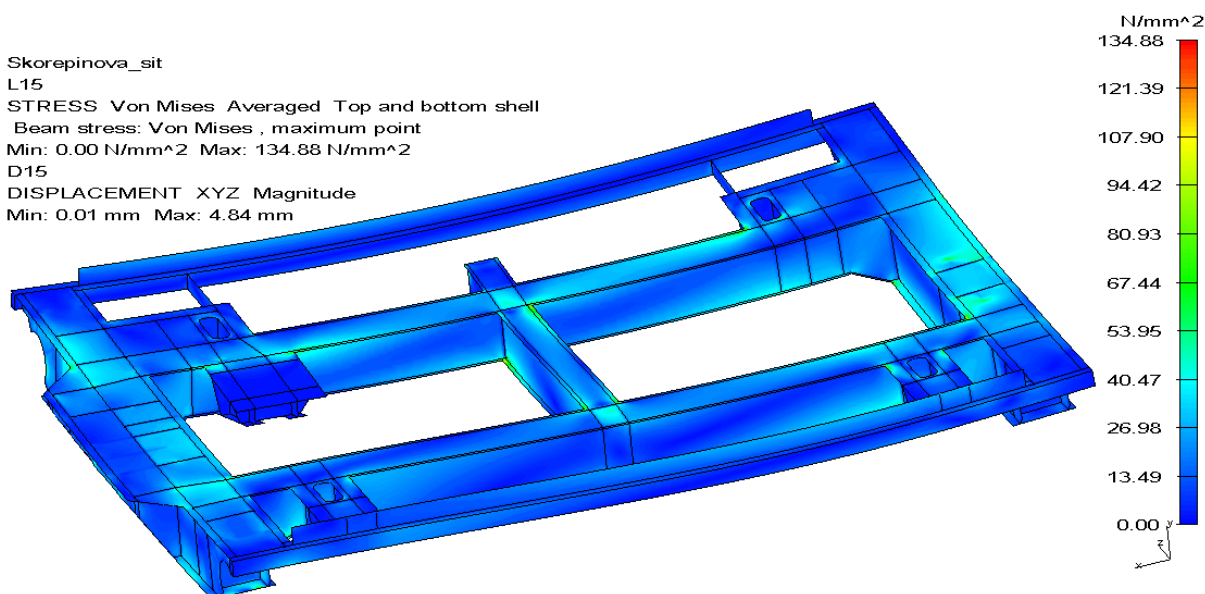


4.1.3 KOMBINACE ZATÍŽENÍ L14, L15 A L22, L23

Z kombinací zatížení L14 a L15 vykazovaly hodnoty napětí na prutovém i skořepinovém modelu, že kombinace L15 zatěžuje rám kočky více. Obě kombinace představují zatížení příčným při pojezdu, kdy jedna strana kočky je zatížena silami ve směru jejího pojezdu. Rám je tedy zatěžován více v rovině horizontální než ve směru svislém.



Obr. 38 Kombinace zatížení L15 na prutovém modelu, napětí dle HMM, max. hodnota 85 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty a maximální hodnota z prvku, maximální deformace 5,67 mm, měřítko deformace 50:1

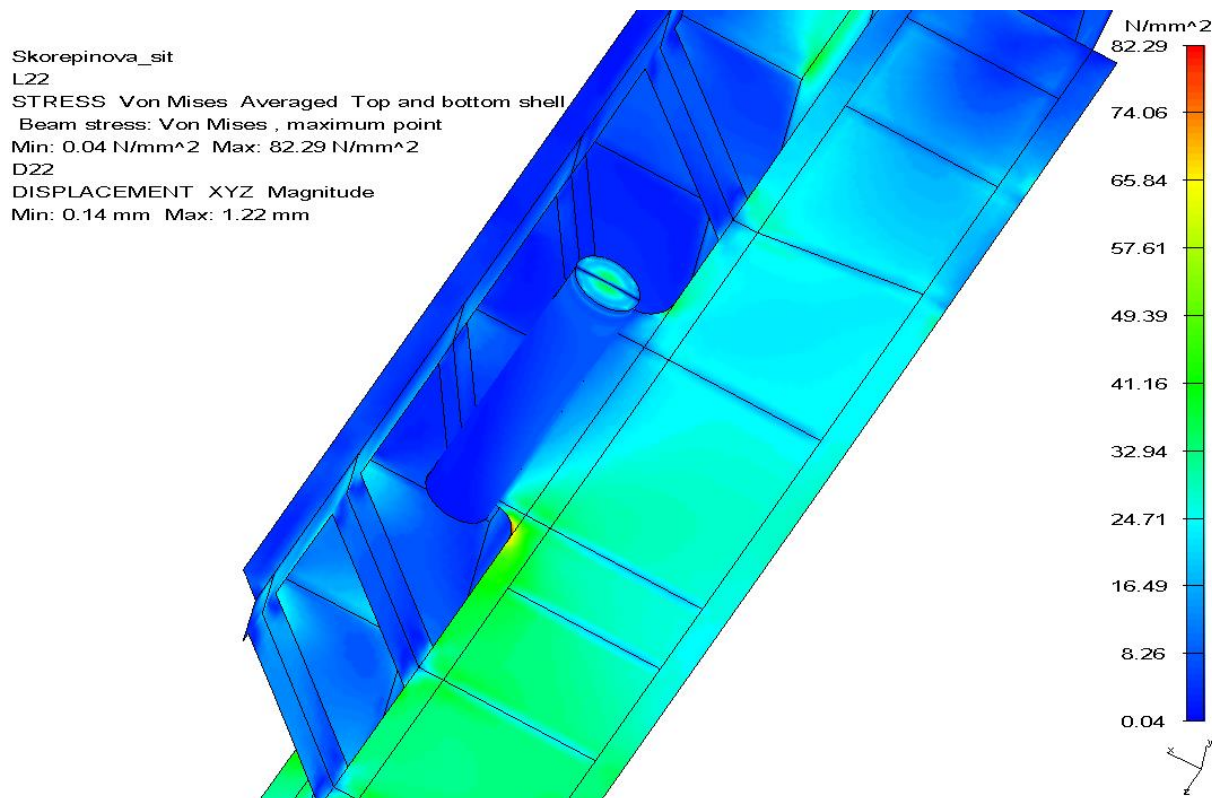


Obr. 39 Kombinace zatížení L15 na skořepinovém modelu, napětí dle HMM, max. hodnota 135 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, maximální deformace 4,84 mm, měřítko deformace 50:1



Nejvyšší hodnota napětí 135 MPa se vyskytuje v napojení pásnic nosníků A a B, jedná se tedy o špičkové napětí na vrubu. Tato hodnota dokazuje dostatečnou bezpečnost k návrhové hodnotě napětí 322 MPa.

Kombinace L22 a L23 simulují zatížení při nárazu kočky a mostu jeřábu na nárazníky. Na obou modelech se při těchto zatíženích vyskytují nízké hodnoty napětí na hlavních nosících, v rozmezí 35 – 40 MPa. Na obrázku 40 je zobrazeno napětí na nárazníku a jeho uchycení při nárazu kočky. Oba modely rámu jsou pak zobrazeny v příloze 9.



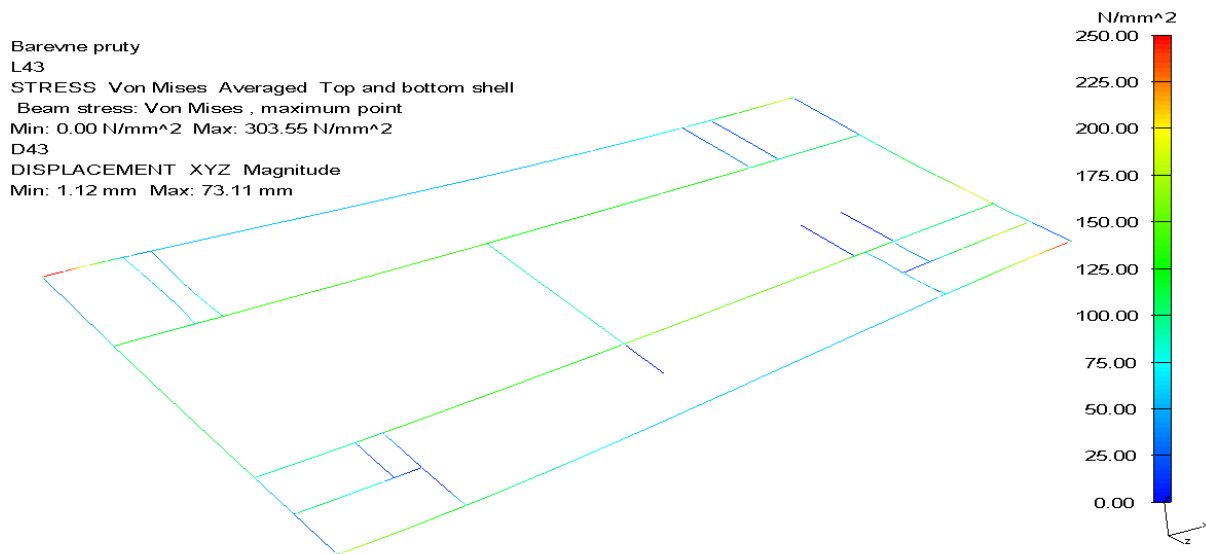
Obr. 40 Nárazník kočky při kombinace zatížení L22, napětí dle HMH, max. hodnota 82 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, měřítko deformace 50:1

4.1.4 KOMBINACE ZATÍŽENÍ L37 AŽ L44

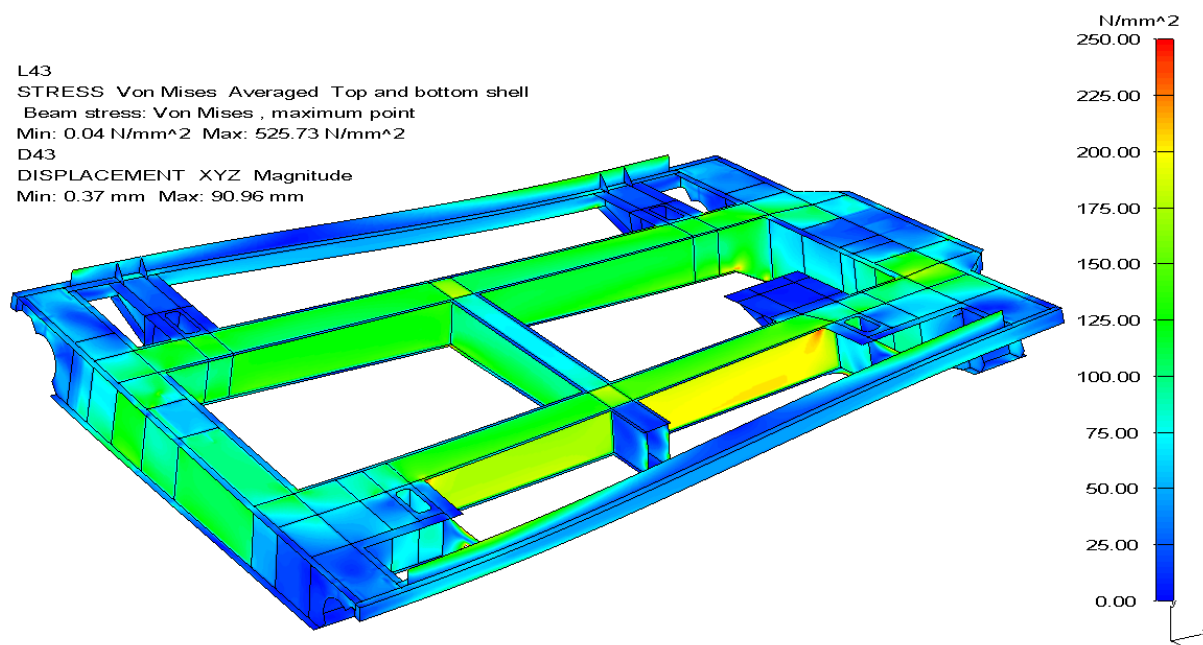
Z těchto kombinací zatížení byla vybrána kombinace L43, neboť vychází z L9, která představuje pro rám kočky větší zatížení než L1 až L4, jak už bylo uvedeno. Vertikální vazba je odebrána pravému přednímu kolu, které bude, jak vychází z hodnot reakcí a polohy těžiště, nejméně zatíženo. Prohnutí pravého předního kola je na prutovém modelu 73 mm, na skořepinovém přes 90 mm. Špičky napětí na skořepinovém modelu se vyskytují v místech napojení pásnic hlavních nosníků, na prutovém modelu jsou maxima napětí u protilehlých styčniců v rozích rámu, kde jsou největší vertikální reakce. V příloze 10 je na prvním obrázku vidět, jak je přední stojina nosníku C významně namáhaná oproti zbytku konstrukce. Přenáší



velkou smykovou sílu vznikající prohýbáním jednoho rohu – nosník je prostorově ohýbán a kroucen.



Obr. 41 Prutový model při kombinace L43 - pojezd po třech kolech, napětí dle HMM, max. hodnota 304 MPa, rozsah napětí 0 – 250 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty a maximální hodnota z prvku, maximální deformace 73,11 mm, měřítko deformace 10:1

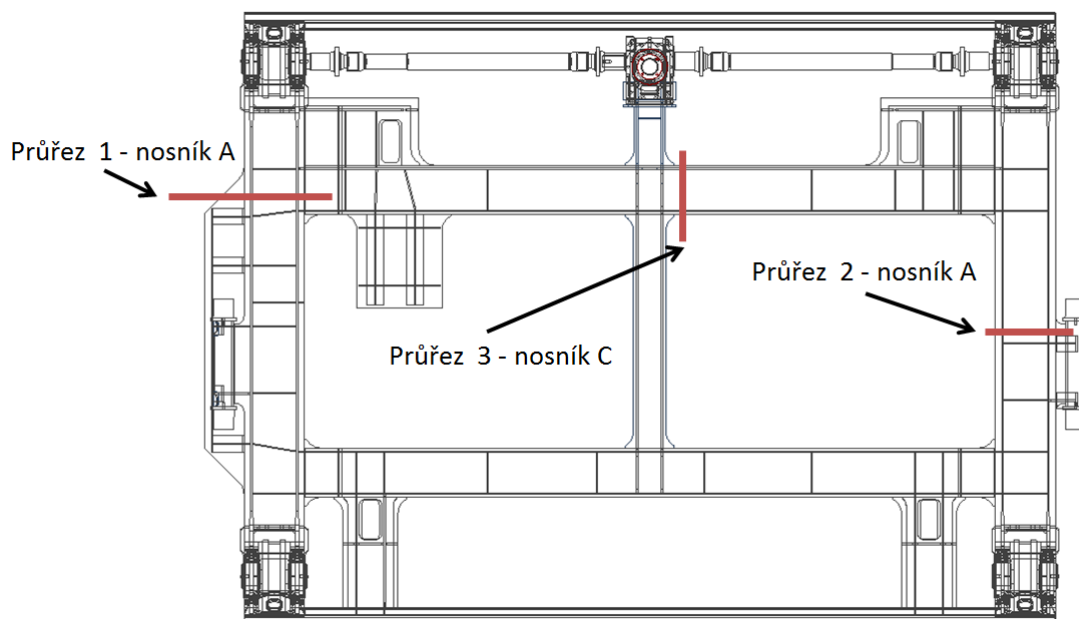


Obr. 42 Skořepinový model při kombinace L43 - pojezd po třech kolech, napětí dle HMM, max. hodnota 526 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, rozsah napětí 0 – 250 MPa horní a spodní strana elementu, maximální deformace 90,96 mm, měřítko deformace 5:1



4.2 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Prokázání je provedeno na obou hlavních skříňových nosnících rámu – A, a na jednom z příčných nosníků C, který je více namáhán. Ostatní nosníky nebudou podrobeny kontrole únavové pevnosti, protože nejsou tak významně namáhány. Na posuzovaných nosnících jsou vybrány průřezy v oblasti nejvyšších hodnot napětí, jsou umístěny v blízkosti přivařeného žebra tak, aby napětí na průřezech již nebylo těmito žebry (vruby) ovlivněno, [7], str. 34.



Obr. 43 Znáznornění zkoumaných průřezů na nosnících rámu kočky

Pro zkoumaný detail na průřezu musí být prokázáno:

$$\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd} \quad (69)$$

$$\Delta\sigma_{Sd} = \max\sigma - \min\sigma \quad (70)$$

Kde:

$\Delta\sigma_{Rd}$ [MPa] dovolený rozkmit napětí, $\Delta\sigma_{Rd} = 63,5 \text{ MPa}$

$\Delta\sigma_{Sd}$ [MPa] vypočítaná největší návrhová hodnota rozkmitu napětí

$\max\sigma$ [MPa] maximální hodnota návrhového napětí

$\min\sigma$ [MPa] minimální hodnota návrhového napětí

Toto prokázání se provádí zvláště pro dvě navzájem kolmé složky normálového napětí σ_x a σ_y a pro smykové napětí τ v jednom místě průřezu, [7], str. 41. Normálové napětí σ_x je odečítáno ve směru osy nosníku. Normálové napětí σ_y k němu kolmé se vyskytuje jen lokálně (např. v místě napojení žebra k pásnici přenášející velkou posouvající sílu) a jeho hodnoty jsou velmi nízké. Na zbytku konstrukce je toto napětí nulové a z výsledků na prutovém modelu ho nelze zjistit, proto do kontroly únavy nebude uvažováno.

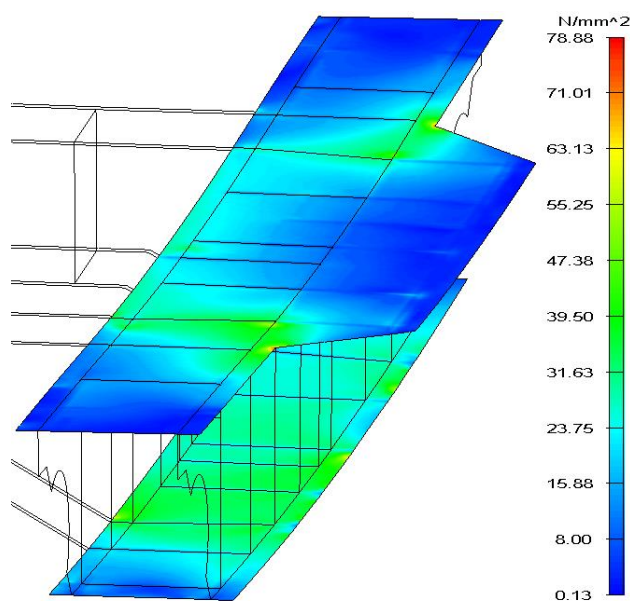


Smykové napětí τ je z prutového modelu získáno jako výsledek *Total shear stress*, což představuje součet smykových napětí na průřezu (od posouvajících sil ve vertikálním a horizontálním směru a od krouticího momentu). Na skořepinovém modelu je τ vypočteno jako součet smykových napětí v rovině pásnice a stojiny, neboť napětí jsou vyhodnocována v rozích průřezů, kde dochází při prostorovém ohybu k největšímu namáhání. Minimální hodnoty napětí jsou odečítány z kombinace zatížení L0, které představuje minimální zatížení kočky při provozu, a maximální hodnoty jsou odečítány vždy z nejméně příznivé kombinace zatížení pro únavu (L24 – L27).

Výpočet napětí τ pro skořepinový model je znázorněn u každého průřezu, pro prutový model je odečteno přímo ze softwaru. Výsledné hodnoty jsou zapsány v tabulkách pro oba modely. Pokud jsou některé hodnoty v tabulce mínusové, znamená to, že ve zkoumaném bodu je tlakové napětí. Výpočet rozdílu napětí zůstává shodný. Pro skořepinový model jsou normálová napětí odečítána z horních stran pásnic, neboť jsou na nich hodnoty vždy vyšší než na spodních, a ze smykových napětí je brána vyšší hodnota z horní nebo spodní strany pásnice/stojiny.

4.2.1 PRŮŘEZ 1 – NOSNÍK A

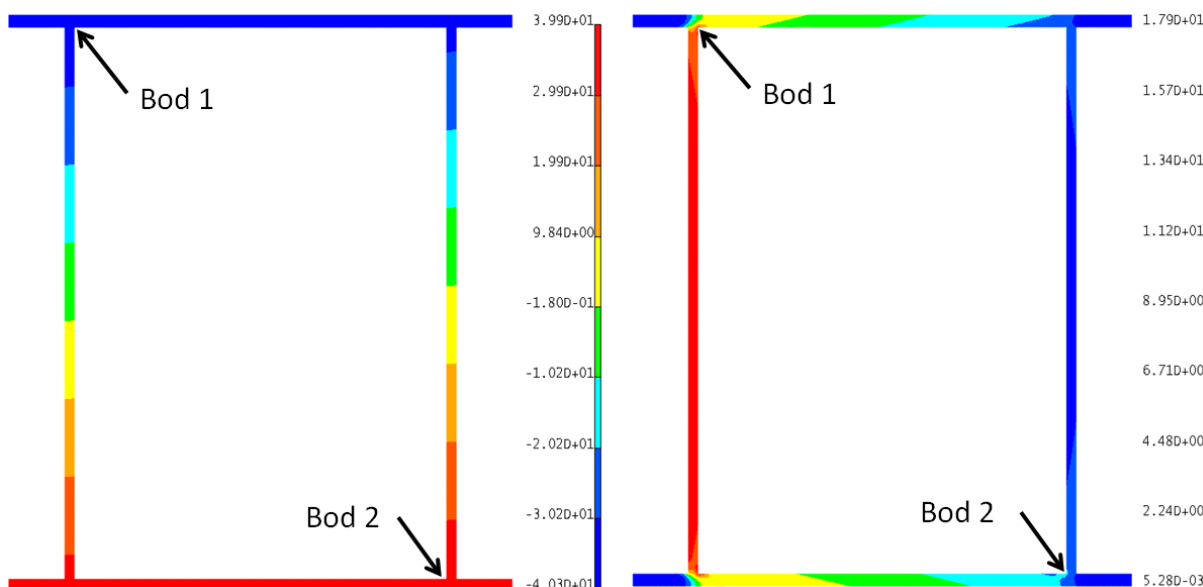
Maximální hodnoty se vyskytují v kombinaci zatížení L26. Nejvíce namáhané místo se nachází ve spojení s příčným nosníkem C, obr. [43], neboť horní pásnice se od tohoto místa z důvodu uložení převodovky zdvihu rozšiřuje až na téměř dvojnásobek, čímž dochází ke zvětšení modulu průřezu v ohybu uprostřed nosníku majícím za následek snížení napětí na horní pásnici.



Obr. 44 Rozložení redukovaného napětí na horní pásnici nosníku A



Výsledky na průřezích prutového modelu (element č. 81):



Obr. 45 Normálové a smykové napětí na průřezu 1

Výpočet smykových napětí ve zkoumaných bodech průřezu na skořepinovém modelu:

Horní pásnice – tlak – Bod 1

(element 12512, uzel 4519)

Kombinace zatížení L0

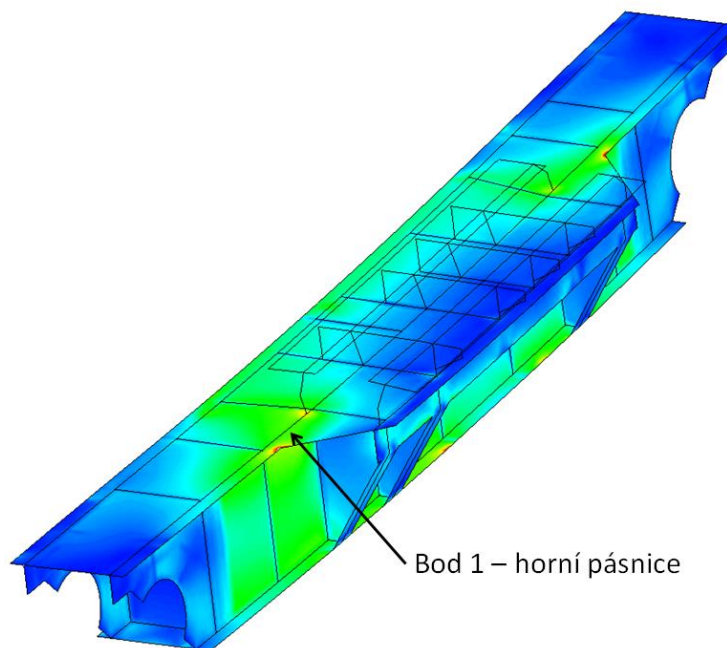
$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,36 + 3,06 = 3,42 \text{ MPa}$$

Kombinace zatížení L26

$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,449 + 6,65 = 7,10 \text{ MPa}$$



Obr. 46 Poloha zkoumaného bodu na horní pásnici nosníku A



Spodní pásnice – tah – Bod 2

(element 1663, uzel 1241)

Kombinace zatížení L0

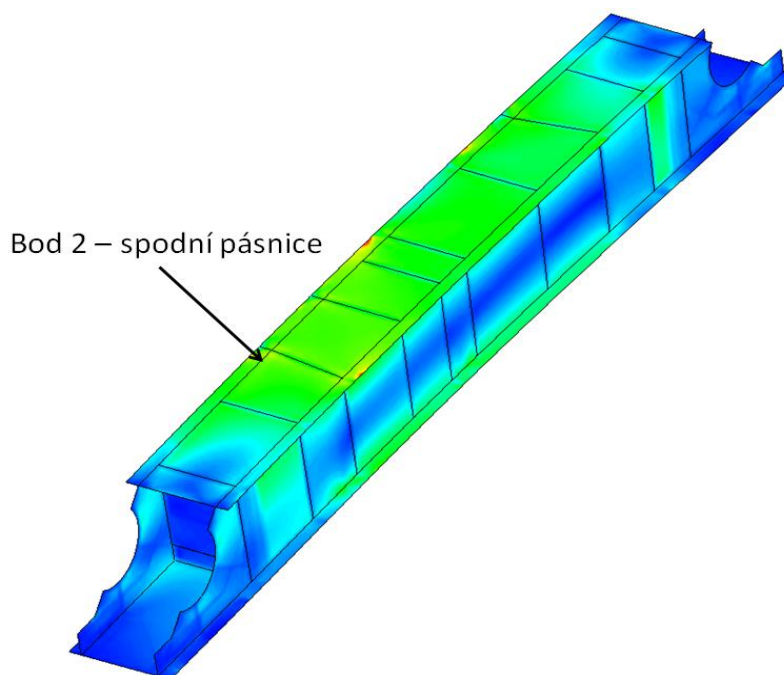
$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,35 + 1,12 = 1,47 \text{ MPa}$$

Kombinace zatížení L26

$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 1,46 + 1,77 = 3,23 \text{ MPa}$$



Obr. 47 Poloha zkoumaného bodu na spodní pásnici nosníku A

Tab. 9 Kontrola únavové pevnosti v bodech 1 a 2

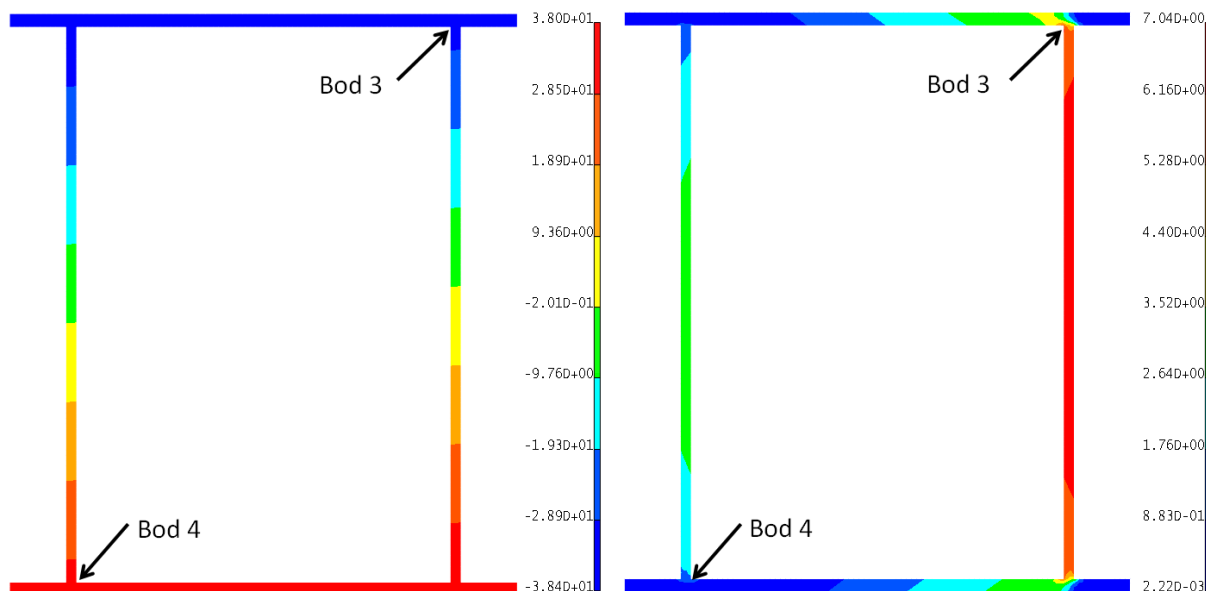
Model	Prutový				Skořepinový			
	σ_x		τ		σ_x		τ	
	min	max	min	max	min	max	min	max
Horní pásnice	-16,6	-40,3	4,23	7,16	-17,5	-39,6	3,42	7,10
$\Delta\sigma_{Sd}$	23,7		2,93		22,1		3,67	
$\Delta\sigma_{Rd}$	63,5							
Vyhovuje	ANO		ANO		ANO		ANO	
Spodní pásnice	16,5	39,9	2,54	3,58	16,5	38	1,47	3,23
$\Delta\sigma_{Sd}$	23,4		1,04		21,5		1,76	
$\Delta\sigma_{Rd}$	63,5							
Vyhovuje	ANO		ANO		ANO		ANO	



4.2.2 PRŮŘEZ 2 – NOSNÍK A

Průřez se nachází na jednom z hlavních nosníků rámu kočky, a to v blízkosti uložení lanového bubnu. V této oblasti je největší ohybový moment od posouvajících sil a vyskytují se zde nejvyšší hodnoty napětí na celém nosníku.

Výsledky na průřezech prutového modelu (element č. 117):



Obr. 48 Normálové a smykové napětí na průřezu 2

Výpočet smykových napětí ve zkoumaných bodech průřezu na skořepinovém modelu:

Horní pásnice – tlak – Bod 3

(element 10497, uzel 3665)

Kombinace zatížení L0

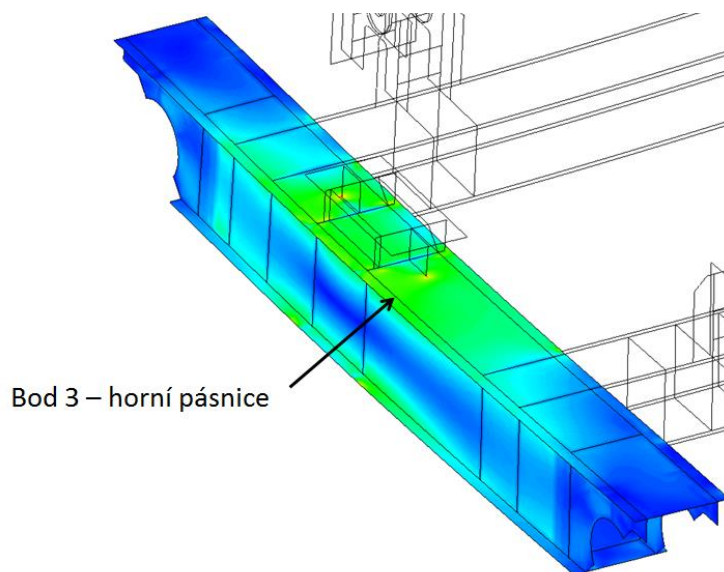
$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,429 + 0,708 = 1,137 \text{ MPa}$$

Kombinace zatížení L26

$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 1,920 + 1,660 = 3,580 \text{ MPa}$$



Obr. 49 Poloha zkoumaného bodu na horní pásnici druhého nosníku A



Spodní pásnice – tah – Bod 4

(element 10396, uzel 1745)

Kombinace zatížení L0

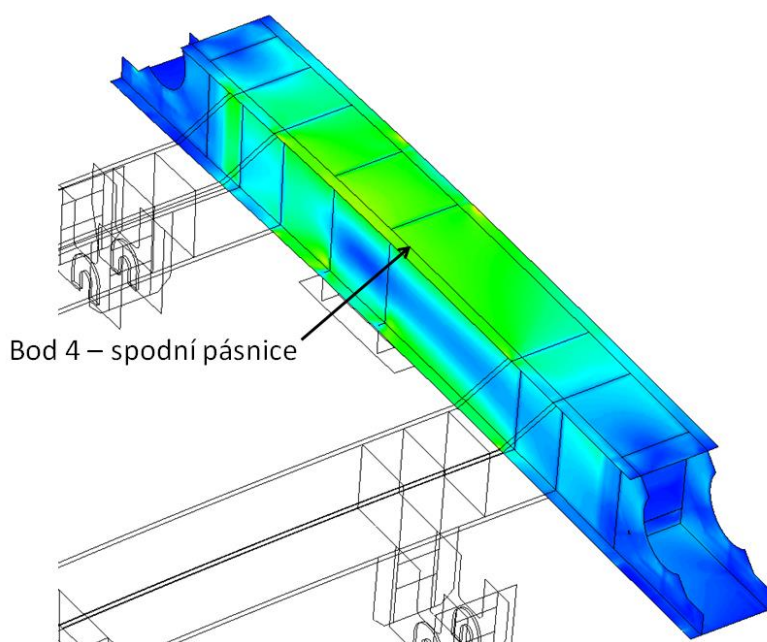
$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,268 + 0,227 = 0,495 \text{ MPa}$$

Kombinace zatížení L26

$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,485 + 0,287 = 0,772 \text{ MPa}$$



Obr. 50 Poloha zkoumaného bodu na spodní pásnici druhého nosníku A

Tab. 10 Kontrola únavové pevnosti v bodech 3 a 4

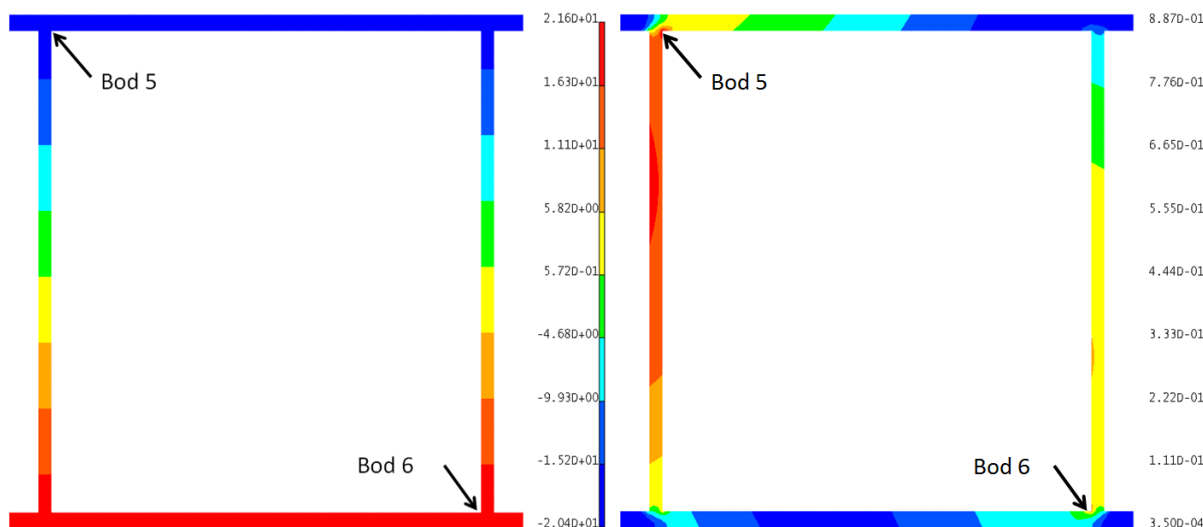
Model	Prutový				Skořepinový			
	σ_x		τ		σ_x		τ	
	min	max	min	max	min	max	min	max
Horní pásnice	-13,4	-38,4	0,9	3,52	-12,7	-38,7	1,137	3,580
$\Delta\sigma_{Sd}$	25		2,62		26		2,443	
$\Delta\sigma_{Rd}$	63,5							
Vyhovuje	ANO		ANO		ANO		ANO	
Spodní pásnice	13,3	38	0,18	0,7	12,5	38,8	0,495	0,772
$\Delta\sigma_{Sd}$	24,7		0,52		26,3		0,277	
$\Delta\sigma_{Rd}$	63,5							
Vyhovuje	ANO		ANO		ANO		ANO	



4.2.3 PRŮŘEZ 3 – NOSNÍK C

Průřez na nosníku C je vybrán téměř uprostřed jeho délky v blízkosti vevařeného žebra. Na nosníku jsou zavěšena dvě lana, uložen elektromotor pojezdu kočky a elektromotor pohonu zdvihového mechanismu.

Výsledky na průřezích prutového modelu (element č. 517):



Obr. 51 Normálové a smykové napětí na průřezu 3

Výpočet smykových napětí ve zkoumaných bodech průřezu na skořepinovém modelu:

Horní pásnice – tlak – Bod 5

(element 49505, uzel 46713)

Kombinace zatížení L0

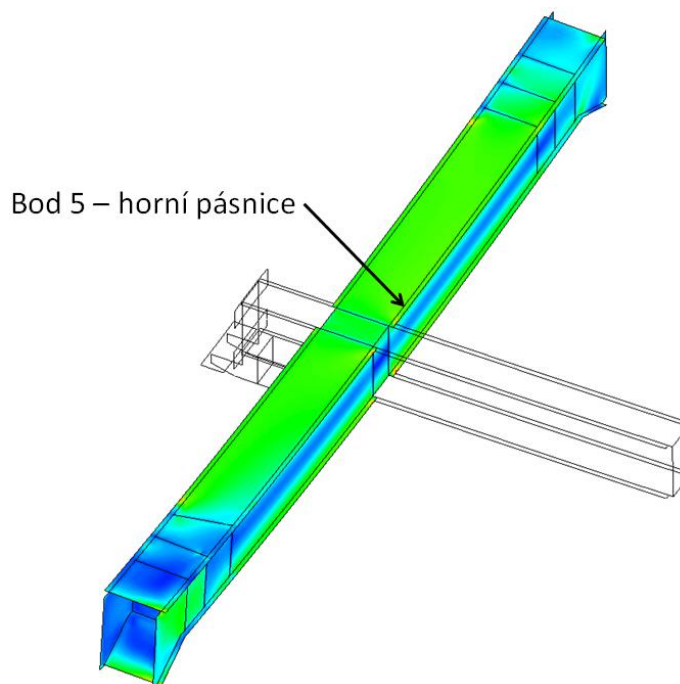
$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,343 + 0,789 = 1,132 \text{ MPa}$$

Kombinace zatížení L26

$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,907 + 1,79 = 2,697 \text{ MPa}$$



Obr. 52 Poloha zkoumaného bodu na horní pásnici nosníku C



Spodní pásnice – tah – Bod 6

(element 41356, uzel 43471)

Kombinace zatížení L0

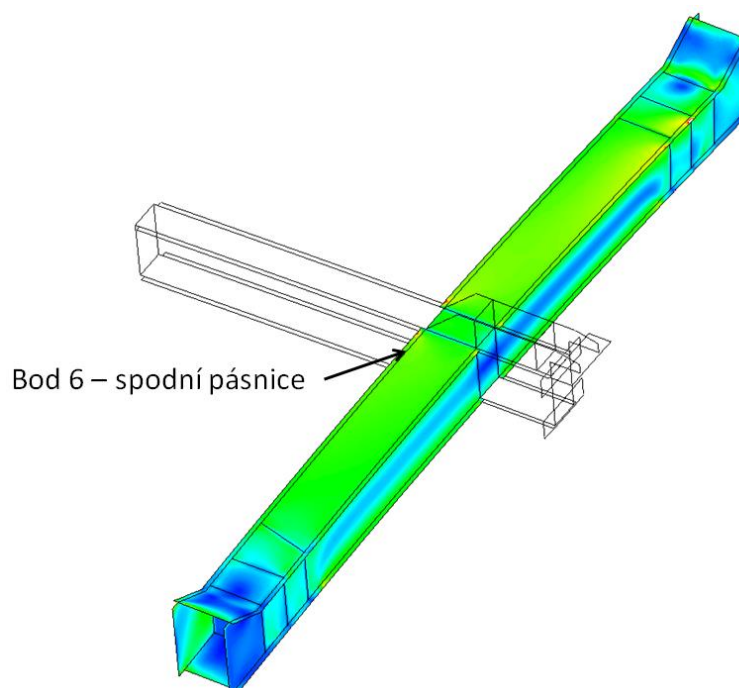
$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 0,414 + 0,918 = 1,332 \text{ MPa}$$

Kombinace zatížení L26

$$\tau = \tau_{xz} + \tau_{yz}$$

$$\tau = 1,010 + 2,20 = 3,210 \text{ MPa}$$



Obr. 53 Poloha zkoumaného bodu na spodní pásnici nosníku C

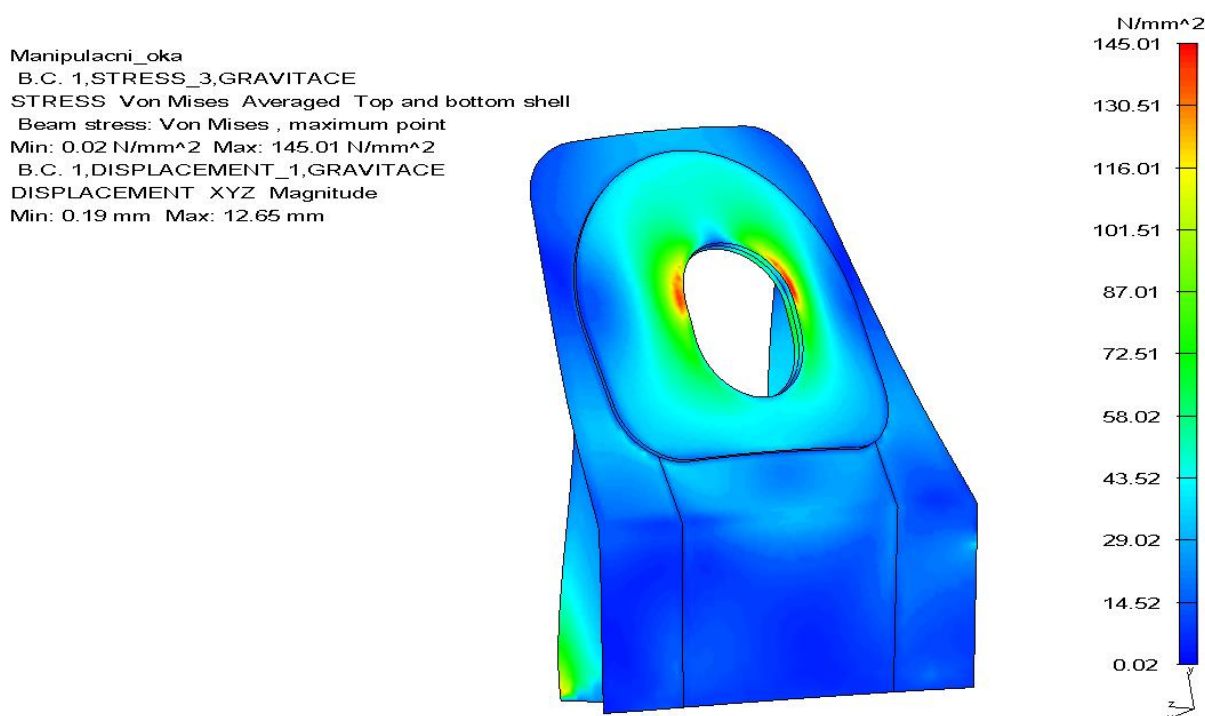
Tab. 11 Kontrola únavové pevnosti v bodech 5 a 6

Model	Prutový				Skořepinový			
	σ_x		τ		σ_x		τ	
	min	max	min	max	min	max	min	max
Horní pásnice	-9,12	-20,4	0,186	0,266	-11,4	-24,3	1,132	2,697
$\Delta\sigma_{Sd}$	11,28		0,08		12,9		1,565	
$\Delta\sigma_{Rd}$	63,5							
Vyhovuje	ANO		ANO		ANO		ANO	
Spodní pásnice	9,56	21,6	0,03	0,355	12,4	27,7	1,332	3,210
$\Delta\sigma_{Sd}$	12,04		0,325		15,3		1,878	
$\Delta\sigma_{Rd}$	63,5							
Vyhovuje	ANO		ANO		ANO		ANO	



4.3 KONTROLA PEVNOSTI MANIPULAČNÍCH OK

Při výpočtu byl uvažován nejhorší možný případ – zavěšení kočky pouze na třech manipulačních okách. Po výpočtu bylo vyhodnoceno, že nejvíce zatížené oko je na straně převodovky u hnacích kol. Maximální napětí 145 MPa vzniklo v místě spojení skořepinové sítě s prvkem Constraint nahrazujícím hák. Jedná se tedy o lokální napětěovou špičku v místě vazby. V normě [8], str. 25 se uvádí, že závěsné body (díry a oka) používané pro účely montáže a údržby musí být počítány buď použitím teorie plasticity nebo pružnosti. Při použití teorie pružnosti nejsou zaváděny zvyšující součinitele. Proto bude uvedena bezpečnost k návrhovému napětí únosnosti materiálu (kap. 3.1) a bude do ní použito maximální napětí z výpočtu.



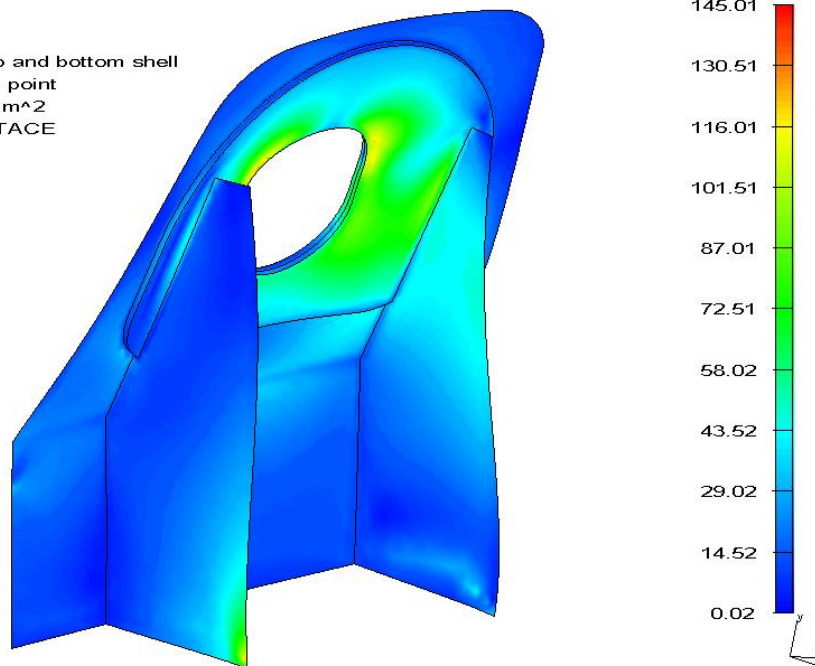
Obr. 54 Manipulační oko, napětí dle HMM, max. hodnota 145 MPa, zobrazeny zprůměrované výsledky, horní a spodní strana elementu, měřítko deformace 100:1

$$\text{Bezpečnost: } k = \frac{f_{Rd}}{\sigma_{max}} = \frac{322}{145} = 2,22$$

Pokud vezmeme do úvahy vstupní hodnoty do výpočtu bezpečnosti – zavěšení na třech okách a použití špičky napětí, můžeme tvrdit, že manipulační oka jsou dostatečně nadimenzována a mají rezervu pro použití v reálném provozu, kdy budou při manipulaci jistě vznikat dynamické účinky, které nelze předem odhadnout.



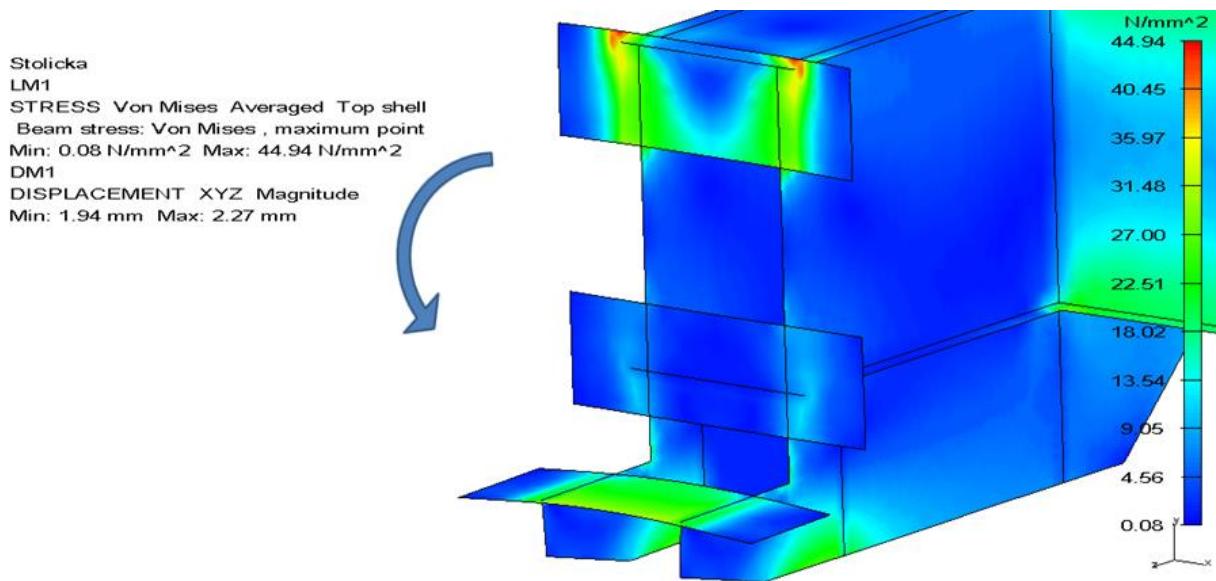
Manipulacni_oka
 B.C. 1,STRESS_3,GRAVITACE
 STRESS Von Mises Averaged Top and bottom shell
 Beam stress: Von Mises , maximum point
 Min: 0.02 N/mm² Max: 145.01 N/mm²
 B.C. 1,DISPLACEMENT_1,GRAVITACE
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 0.19 mm Max: 12.65 mm



Obr. 55 Manipulační oko, napětí dle HMM, max. hodnota 145 MPa, zobrazeny zprůměrované výsledky, horní a spodní strana elementu, měřítko deformace 100:1

4.4 KONTROLA PEVNOSTI ULOŽENÍ ELEKTROMOTORU POJEZDU

Stolička elektromotoru pojezdu je zatížena dle kap. 3.14.2. Při vyhodnocování výsledků vyplynulo, že největšímu zatížení je stolička vystavena, je-li moment orientován směrem, jak ukazuje šipka na obr. 56 (ohýbá spodní část stoličky dolů, čímž se namáhání přičítá k účinku gravitace). Na obrázku je zobrazeno napětí na horní straně elementu, které umožňuje lépe vidět rozložení a oblast s maximálními hodnotami. Při tomto nastavení je maximální hodnota 45 MPa, při nastavení zobrazení horní a spodní strany je maximální hodnota 71 MPa. Relativní deformace stoličky vůči rámu je cca 0,25 mm.

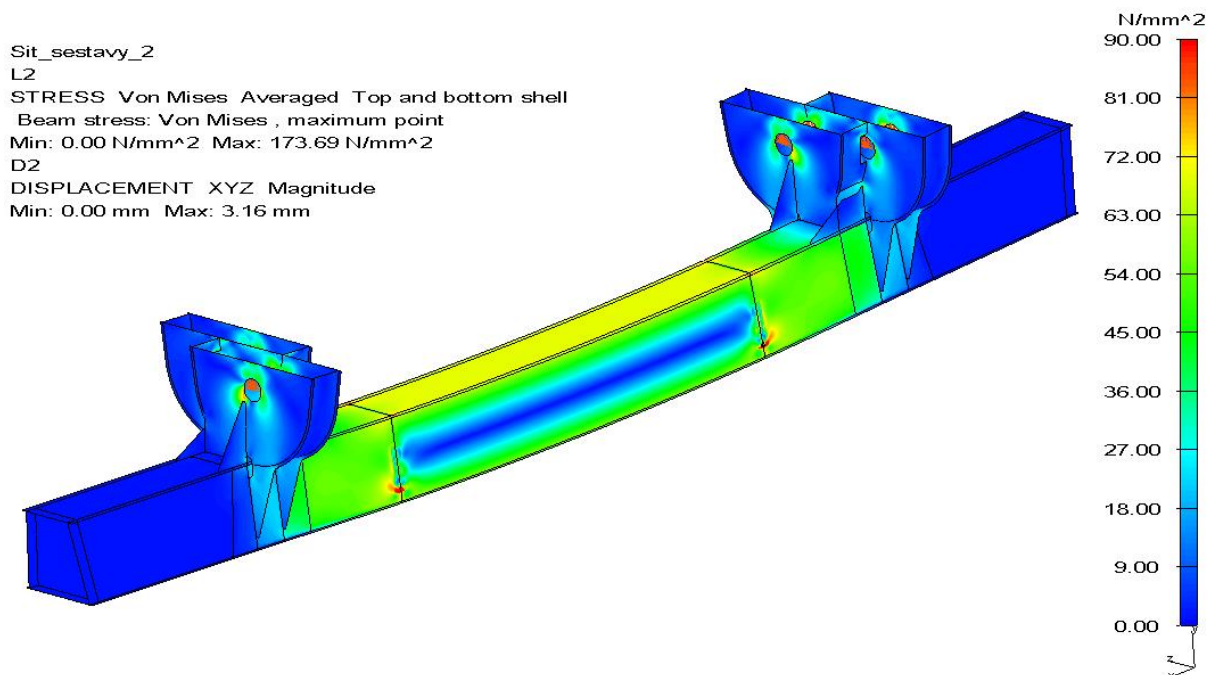


Obr. 56 Stolicka elektromotoru pojezdu zatížena momentem o velikosti 3500 Nm a hmotností elektromotoru, napětí dle HMM, max. hodnota 45 MPa, zobrazena zprůměrované výsledky, horní strana elementu, měřítko deformace 50:1

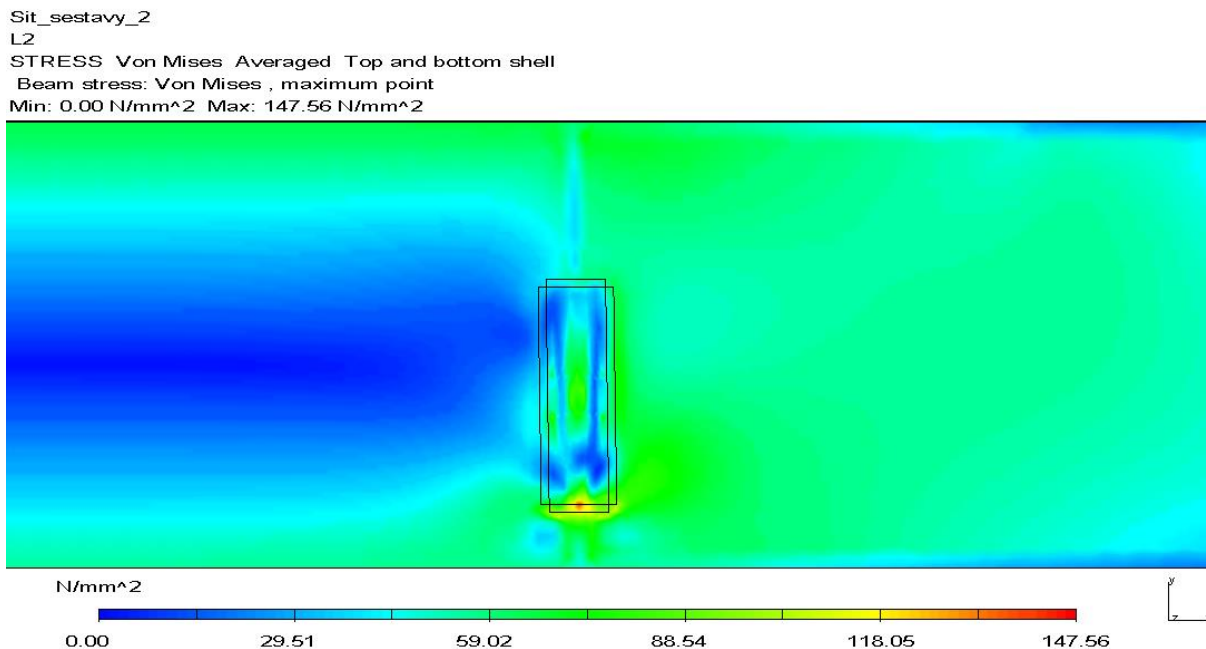
4.5 KONTROLA PEVNOSTI NOSNÉ TRAVERZY

Traverza byla zatížena dvěma kombinacemi zatížení – T1, kdy břemeno visí na elektromagnetech, a T2, kdy břemeno visí na čtyřech prostředních háčích. Větší zatížení pro traverzu i háky představuje kombinace T2 i přesto, že špička napětí byla vyšší u kombinace T1 (240 MPa). Vyskytuje se na bočnicích v okolí děr pro čepy kladek – spojení s prvkem Constraint nahrazujícím uložení, kde jsou ve skutečnosti navařeny plechy tloušťky 5 mm po obou stranách ke snížení měrného tlaku. Na traverze se vyšší napětí vyskytovalo na horní pásnici, neboť je užší než spodní, nejvyšší hodnoty redukovaného napětí na ní dosahovaly 68 MPa při T2.

Přenos zatížení z háků na traverzu je proveden pomocí prvku Constraint nahrazujícím svar. Tato náhrada je nedokonalá, neboť jednotlivé Constraint prvky spojují pouze jeden uzel ze skořepinové sítě traverzy s několika uzly objemové sítě háků ve vzdálenosti délky jednoho elementu (5 - 6 mm). Tím se velmi odlišuje od skutečného provedení koutového svaru, kterým je při výšce 8 mm provařena oblast o šířce cca 11 mm jak na traverze, tak na boční stěně háku. Svar tak poskytuje mnohem větší plochu, která je namáhaná, a výsledky pevnostních analýz v blízkém okolí svarů (až 880 MPa na háku) tedy nebudou z těchto důvodů vyhodnocovány. O traverze však můžeme tvrdit, že je schopná zatížení od háků bezpečně přenést, čemuž napomáhají pod nimi umístěná vnitřní žebra. Kombinace T1 je zobrazena v příloze 11.



Obr. 57 Nosná traverza při kombinace zatížení T2, napětí dle HMM, max. hodnota 174 MPa, rozsah napětí 0 – 90 MPa, zobrazeny zprůměrované výsledky, horní a spodní strana elementu, maximální deformace 3,16 mm, měřítko deformace 20:1



Obr. 58 Stojina nosné traverzy v okolí háku při kombinace zatížení T2, napětí dle HMM, max. hodnota 147 MPa, zobrazeny zprůměrované výsledky, horní a spodní strana elementu, bez deformace

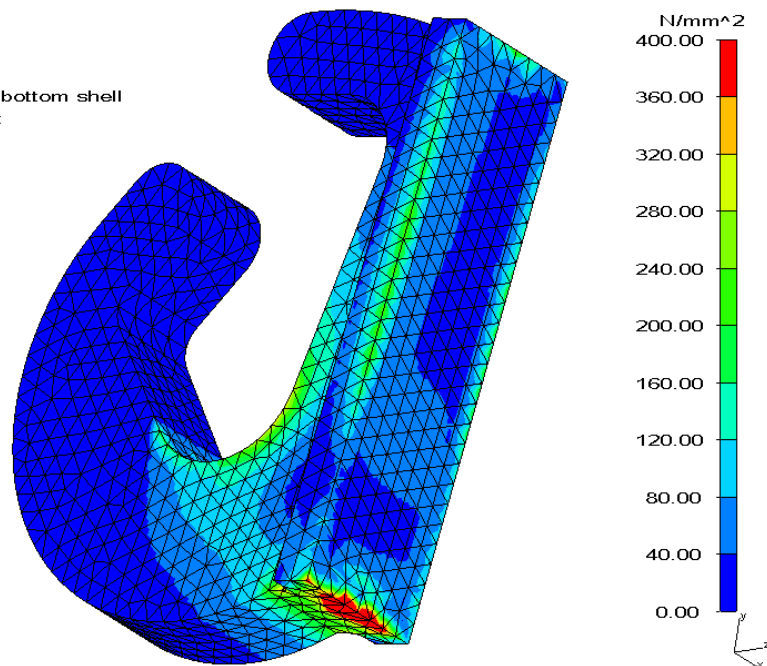


Sit_sestavy_2

L2

STRESS Von Mises Averaged Top and bottom shell

Beam stress: Von Mises , maximum point

Min: 0.00 N/mm² Max: 879.06 N/mm²

Obr. 59 Hák při kombinace zatížení T2, napětí dle HMM, max. hodnota 880 MPa, rozsah 0 - 400 MPa, zobrazeny odstupňované výsledky (Stepped) včetně sítě elementů, bez deformace

4.6 VLASTNÍ KRITICKÉ ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Z výsledků pevnostních analýz vyplývá skutečnost, že rám kočky je jako celek dostatečně rozměrově navržen na požadovaný náročný provoz po celou dobu životnosti. Na rámu se nevyskytují poddimenzovaná místa, na kterých by překročení meze kluzu mohlo zapříčinit havárii, a s tím spojenou možnou ztrátu na lidských životech. Toto tvrzení je navíc pojištěno použitím tenzometrických čepů na závěsech lan, pomocí nichž má obsluha předcházet přetížení elektromagnetů a jeřábu nad jmenovitou nosnost. Zvýšená pozornost byla věnována závěsům lan na rámu a nosníkům pod nimi, které přenášejí tah lan do konstrukce. I při zatížení kombinací L9, která představuje téměř dvojnásobné zatížení od břemene, se na nich nevyskytovala žádná kritická místa a hodnoty redukovaného napětí nepřesáhly 85 MPa (bezpečnost k návrhové hodnotě větší než 3,7). Dalším nebezpečným místem by mohla být stolička převodovky a ložiska bubnu, které dohromady nesou polovinu břemene a hmotnosti lanového bubnu a převodovky. Navržená konstrukce však dobře plní rovnoměrné rozložení zatížení do nosníků a hodnoty napětí se pohybují do 100 MPa mimo špičky. Větší deformace rámu vykazoval model prutový, rozdíly jsou kolem 20%. Je to dáno menší tuhostí – absencí žeber a výztuh u prutového modelu.



Z tabulek obsahujících hodnoty napětí při kontrole únavové pevnosti lze vyčíst, že prutový a skořepinový model vykazují velmi podobné hodnoty normálových i smykových napětí ve zkoumaných bodech. Tyto body je nutné umístit tam, kde nedochází k ovlivnění špičkami napětí vznikajících kvůli konstrukčním vrubům. Návrhová hodnota rozkmitu napětí $\Delta\sigma_{Sa}$ (rovnice 69) ani v jednom případě nepřekročila dovolený rozkmit napětí 63,5 MPa (max. 26,3 MPa), což znamená, že rám vyhovuje kontrole únavové pevnosti s dostatečnou rezervou.

Další pevnostní analýzy se zabývaly kontrolou manipulačních ok a stoličky elektromotoru pojezdu. U obou jsou hodnoty redukováného napětí nízké, a značí tak dostatečné a očekávané předimenzování konstrukce.

To stejné lze říci o nosné traverze, na jejíž skořepinový model byla aplikována nejméně příznivá kombinace L9. Pro ověření únosnosti svarů háků by bylo vhodné provést analytický výpočet, který by s největší pravděpodobností prokázal, že jsou vyhovující.



ZÁVĚR

Cílem závěrečné práce bylo provedení deformačně napjatostní analýzy rámu kočky mostového magnetového jeřábu o nosnosti 15 t dle normy ČSN EN 13001. Jeřáb je instalován v ostravských ocelárnách v hale pro dochlazování sochorů, kde pracuje 23,5 hodin denně.

Pro pevnostní výpočty byl vytvořen prutový a skořepinový model rámu kočky, jejichž tvorba je popsána ve druhé kapitole. Na oba modely bylo aplikováno několik kombinací zatížení, které byly spočteny a sestaveny dle normy, a výsledky pevnostních výpočtů následně vyhodnoceny. Při porovnání náročnosti tvorby modelu je zřejmé, že detailní kompletace skořepinového modelu je mnohokrát časově náročnější, a tedy i dražší než modelu prutového. Výsledky kontroly únavové pevnosti navíc ukazují, že hodnoty napětí ve zkoumaných bodech se mezi prutovým a skořepinovým modelem liší jen velmi málo, z čehož vyplývá, že vytvoření pouze prutového modelu ke kontrole únavové pevnosti dle použité normy je dostatečné. Pro kontrolu některých konstrukčních prvků dle požadavků normy je ale nutné použít skořepinový model, neboť prutový model neumožňuje jejich vytvoření, např. pro kontrolu manipulačních ok.

Veškeré pevnostní výpočty byly provedeny metodou konečných prvků jako statické lineární. K tomu byl použit software NX I-Deas, v němž proběhla i tvorba modelů a sestavení kombinací zatížení z jednotlivých zatěžovacích stavů

Při kontrole pevnosti na obou modelech pak z výsledků výpočtů vychází, že nejméně příznivá kombinace zatížení je L9 a druhá nejméně příznivá L15. Ani u jedné se však na rámu nikde nevyskytují hodnoty napětí přesahující návrhovou hodnotu 322 MPa. Tím je doloženo, že rám je dostatečně dimenzován na požadovaný provoz, což potvrzuje i kontrola únavové pevnosti.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Feyrer K.: Drahtseile, ed. Springer, Berlin, 2000, s. 468, ISBN-10: 3-540-67829-8, ISBN-13: 978-3-540-67829-8
- [2] Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 1, ed. Oldenbourg Industrieverla, 2005, s. 240, ISBN-10: 3-8356-3059-8, ISBN-13: 978-3-8356-3059-8
- [3] Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 2, ed. Oldenbourg Industrieverla, 2006, s. 320, ISBN-10: 3-8356-3060-1, ISBN-13: 978-3-8356-3060-4
- [4] Osterrieder P.; Richter S.: Kranbahnträger aus Walzprofilen, ed. Vieweg, 2002, s. 299, ISBN-10: 3-528-12559-4, ISBN-13: 978-3-528-12559-2
- [5] ČSN EN 13001-1+A1 *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky*, říjen 2009
- [6] ČSN EN 13001-2 *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení, září 2011*
- [7] ČSN EN 13001-3-1 *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*, listopad 2012
- [8] ČSN EN 15011 *Jeřáby – Mostové a portálové jeřáby*, červenec 2011
- [9] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK, Jan VRBKA a Jiří BURŠA. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I. 3.*, přeprac. vyd., v Akademickém nakl. CERM 1. Brno: CERM, 2004, 287 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2592-X.
- [10] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech*. [cit. 15.4.2014]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>
- [11] Firemní literatura: *Mostový magnetový jeřáb 15t, č. zakázky: 74130001. Královopolská, a.s.*, Brno 2013
- [12] Firemní katalog: *Pryžový nárazník ZELLSTOFFPUFFER PU 130. Georg, Karl*. [cit. 15.4.2014]. Dostupné z: <http://www.karl-georg.de/puffer.pdf>
- [13] Firemní katalog: *Hydraulické nárazníky ho-ing OLEO. Hofmann, Herbert*. [cit. 15.4.2014]. Dostupné z: <http://www.ho-ing.de/PDF/catalogue.pdf>
- [14] Technická příručka – vlastnosti oceli S235JR. [cit. 15.4.2014]. Dostupné z: <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10025/S235JRG2/>



- [15] Technická příručka – vlastnosti oceli S355J2. [cit. 15.4.2014]. Dostupné z:
<http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprir/tycovaocel/EN10025/S355J2G3/>
- [16] Návod k softwaru: *NX Ideas 6.1 společnosti SIEMENS, 2009*



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{nk}	[ms ⁻²]	zpomalení kočky při nárazu
a_{nm}	[ms ⁻²]	zpomalení způsobené nárazem mostu
b_h	[mm]	šířka hlavy kolejnice
d_1	[mm]	vzdálenost prvního páru kol od vodícího prostředku
d_2	[mm]	vzdálenost druhého páru kol od vodícího prostředku
E_{kk}	[J]	kinetická energie při nárazu kočky
E_{kk1}	[J]	energie pohlcená jedním nárazníkem
E_{km}	[J]	kinetická energie pohlcená jedním nárazníkem při nárazu mostu
f	[-]	součinitel tření odvalujícího se kola
F_{2n}	[N]	celková síla působící oba nárazníky kočky
F_B	[N]	síla nahrazující hmotnost břemene zdvihu
F_{hx}	[N]	síla působící na hák v ose X
F_{hy}	[N]	síla působící na hák v ose Y
F_{hz}	[N]	síla působící na hák v ose Z
F_{nm}	[N]	nárazová síla při nárazu mostu jeřábu
F_p	[N]	přepočtená síla přičení
f_{Rd}	[MPa]	návrhové napětí únosnosti
F_{xij}	[N]	síla působící na kola kočka kolmo na směr pojezdu
f_{yk}	[MPa]	hodnota meze kluzu materiálu
F_{zij}	[N]	síla působící na kola kočka ve směru pojezdu
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
h	[m]	vzdálenost mezi okamžitým pólem otáčení a vodícím prostředkem
k_m	[-]	součinitel spektra zatížení
l	[m]	rozchod kol kočky
l_d	[m]	minimální vzdálenost kočky od kraje mostu
l_m	[m]	rozpětí mostu
l_r	[m]	délka větve lana
m	[kg]	hmotnost jeřábové kočky včetně břemene
$\max \sigma$	[MPa]	maximální hodnota návrhového napětí
m_b	[kg]	hmotnost břemene zdvihu
m_{el}	[kg]	hmotnost elektromagnetu
m_H	[kg]	hmotnost břemena zdvihu



$\min \sigma$	[MPa]	maximální hodnota návrhového napětí
m_k	[kg]	hmotnost jeřábové kočky
m_m	[kg]	hmotnost mostu
M_M	[Nm]	moment od elektromotoru pojezdu
$m_{m,red}$	[kg]	redukována hmotnost jeřábu
M_v	[Nm]	moment k pólu otáčení od sil příčení
n	[1]	počet kol na každé straně kočky
n_i	[1]	počet výskytů rozkmitů i -tého napětí
N_{ref}	[1]	referenční počet cyklů
N_t	[1]	celkový počet výskytů rozkmitů napětí
p	[-]	počet párů spřažených kol
Q	[kg]	hmotnost největšího zdvihaného břemene
R_r	[MPa]	třída pevnosti lana
s	[mm]	maximální stlačení nárazníku
s_3	[-]	parametr historie napětí
S_g	[mm]	vůle dráhy
$S_{g \min}$	[mm]	minimální hodnota vůle dráhy pro příčný pojezd kočky
v	[-]	relativní celkový počet výskytů rozkmitů napětí
v_h	[ms ⁻¹]	rovnoměrná rychlost zdvihání
$v_{h,max}$	[ms ⁻¹]	maximální ustálená rychlost zdvihu
v_k	[ms ⁻¹]	maximální rychlost pojezdu kočky
v_{kn}	[ms ⁻¹]	rychlost pojezdu kočky před nárazem
v_m	[ms ⁻¹]	maximální rychlost pojezdu mostu
v_{mn}	[ms ⁻¹]	rychlost pojezdu mostu před nárazem
W	[kJ]	energie, kterou utlumí nárazník – 96kJ
W_b	[mm]	vzdálenost mezi vodícími prostředky (rozvor kol)
Z_a	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti lana
α	[rad]	úhel příčení
α_g	[rad]	část úhlu příčení od vůle ve vedení
α_t	[rad]	část úhlu příčení od úchylek zákrytu kol na kolejnici
α_w	[rad]	část úhlu příčení od opotřebení kola a nákolku kola
β_2	[-]	součinitel pro výpočet součinitele zdvihu \varnothing_2
β_3	[-]	součinitel používaný pro jeřáby s magnetem



γ_m	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
γ_{Mf}	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti
γ_p	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti
γ_{sm}	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti pro válcovaný materiál
δ	[-]	hodnota závisující na konstrukci jeřábu
$\Delta\hat{\sigma}$	[MPa]	maximální rozkmit napětí
Δm_H	[kg]	uvolněná část břemena zdvihu
$\Delta\sigma_c$	[MPa]	charakteristická hodnota rozkmitu napětí
$\Delta\sigma_i$	[MPa]	rozkmit i-tého napětí
$\Delta\sigma_{Rd}$	[MPa]	dovolený rozkmit napětí
$\Delta\sigma_{Sd}$	[MPa]	vypočítaná největší návrhová hodnota rozkmitu napětí
\emptyset_1	[-]	součinitel zahrnující účinky při zdvihání a gravitační účinky
\emptyset_2	[-]	dynamický zdvihový součinitel
$\emptyset_{2,min}$	[-]	součinitel pro výpočet součinitele zdvihu \emptyset_2
\emptyset_{2t}	[-]	teoretický zdvihový součinitel
\emptyset_3	[-]	dynamický souč. pro výpočet účinků při rychlém uvolnění břemena
\emptyset_4	[-]	součinitel pro výpočet pojezdu po nerovném povrchu
\emptyset_5	[-]	součinitel pro výpočet zatížení způsobených zrychlením pohonů
\emptyset_6	[-]	součinitel pro výpočet zatížení při zkouškách
\emptyset_7	[-]	součinitel pro výpočet zatížení při nárazech kočky a mostu jeřábu
μ, μ'	[mm]	poměrné části rozpětí
v	[-]	souč. pro výpočet sil půs. při příčném na kola kolmo na směr jízdy
v_{ij}	[-]	součinitel pro výpočet sil při příčném na směr pojezdu kočky
ξ	[-]	souč. pro výpočet sil půs. při příčném na kola ve směru jízdy
ξ_{ij}	[-]	součinitel pro výpočet sil při příčném ve směru pojezdu kočky

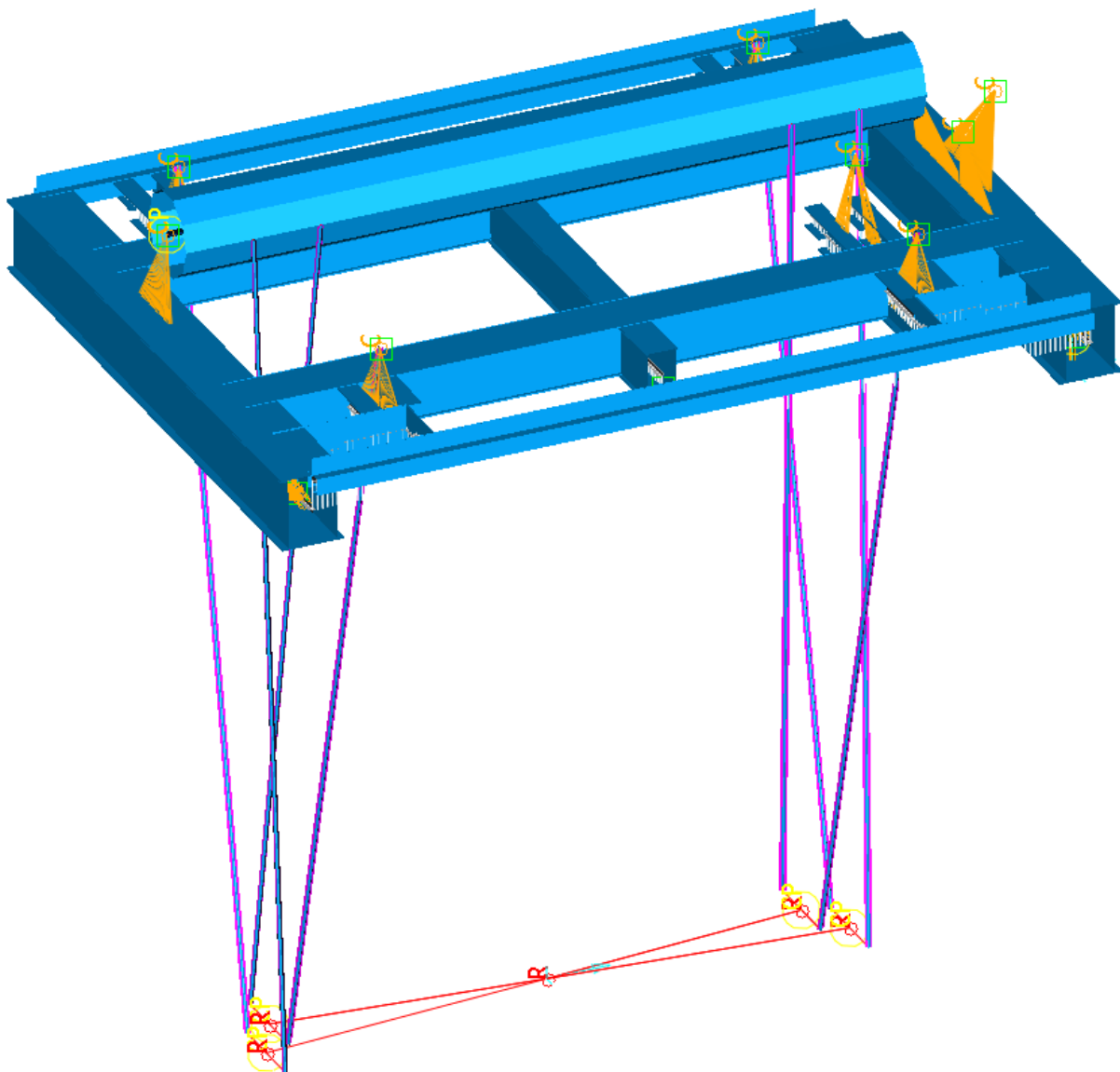


SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 Náhled na prutový model rámu kočky
- Příloha 2 Profily použité při tvorbě prutového modelu
- Příloha 3 Náhled na skořepinový model rámu kočky
- Příloha 4 Skořepinový model nosné traverzy
- Příloha 5 Prutový a skořepinový model – kombinace zatížení L4
- Příloha 6 Nosníky E při zatížení kombinací L9
- Příloha 7 Deformace prutového a skořepinového modelu rámu při kombinaci L9
- Příloha 8 Prutový a skořepinový model – kombinace zatížení L14
- Příloha 9 Prutový a skořepinový model – kombinace zatížení L23
- Příloha 10 Skořepinový model – deformace a rozložení napětí při kombinace zatížení L43
- Příloha 11 Nosná traverza při kombinaci zatížení T1 včetně deformace



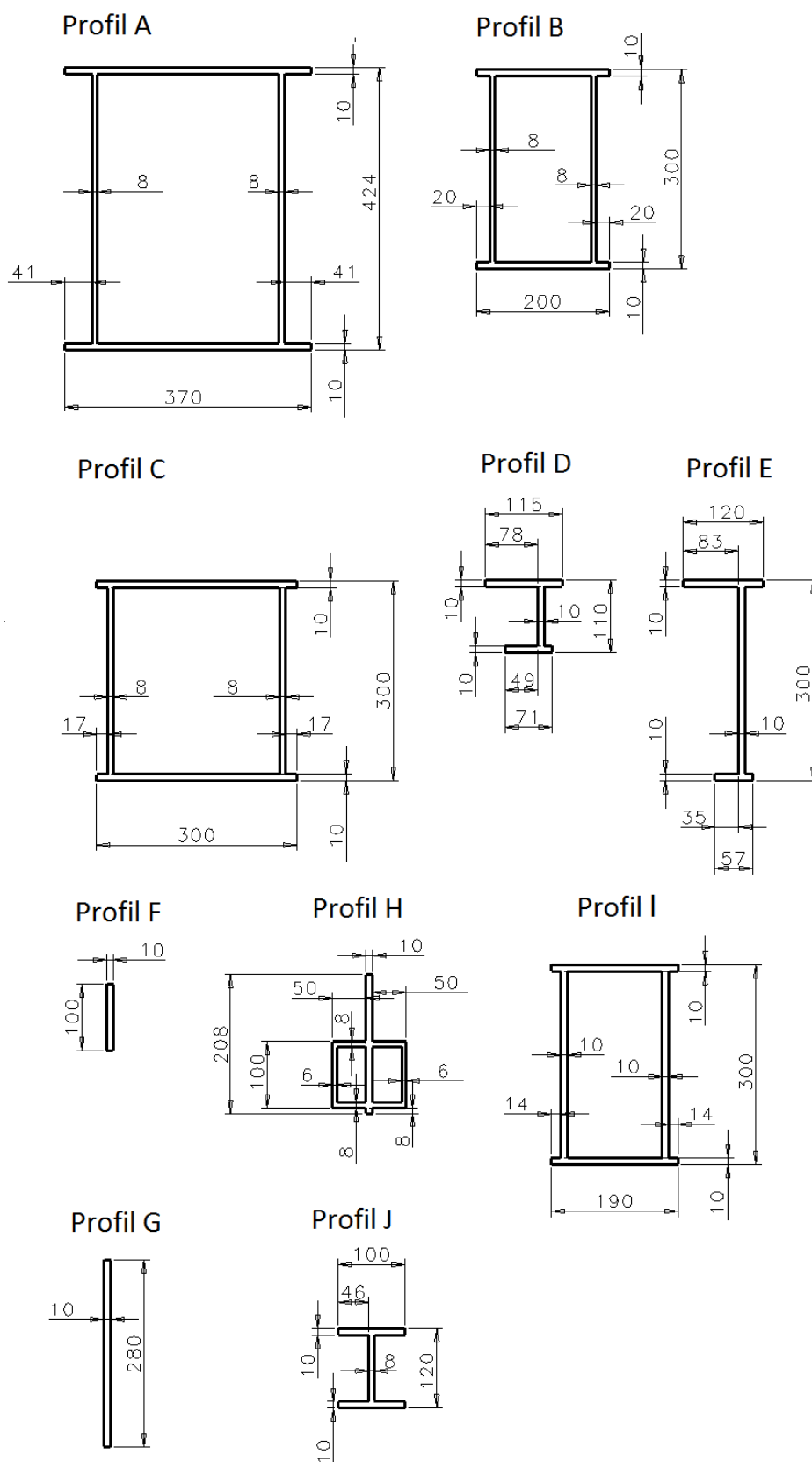
Příloha 1



Příloha 1 Prutový model rámu včetně nahrazení lanového systému



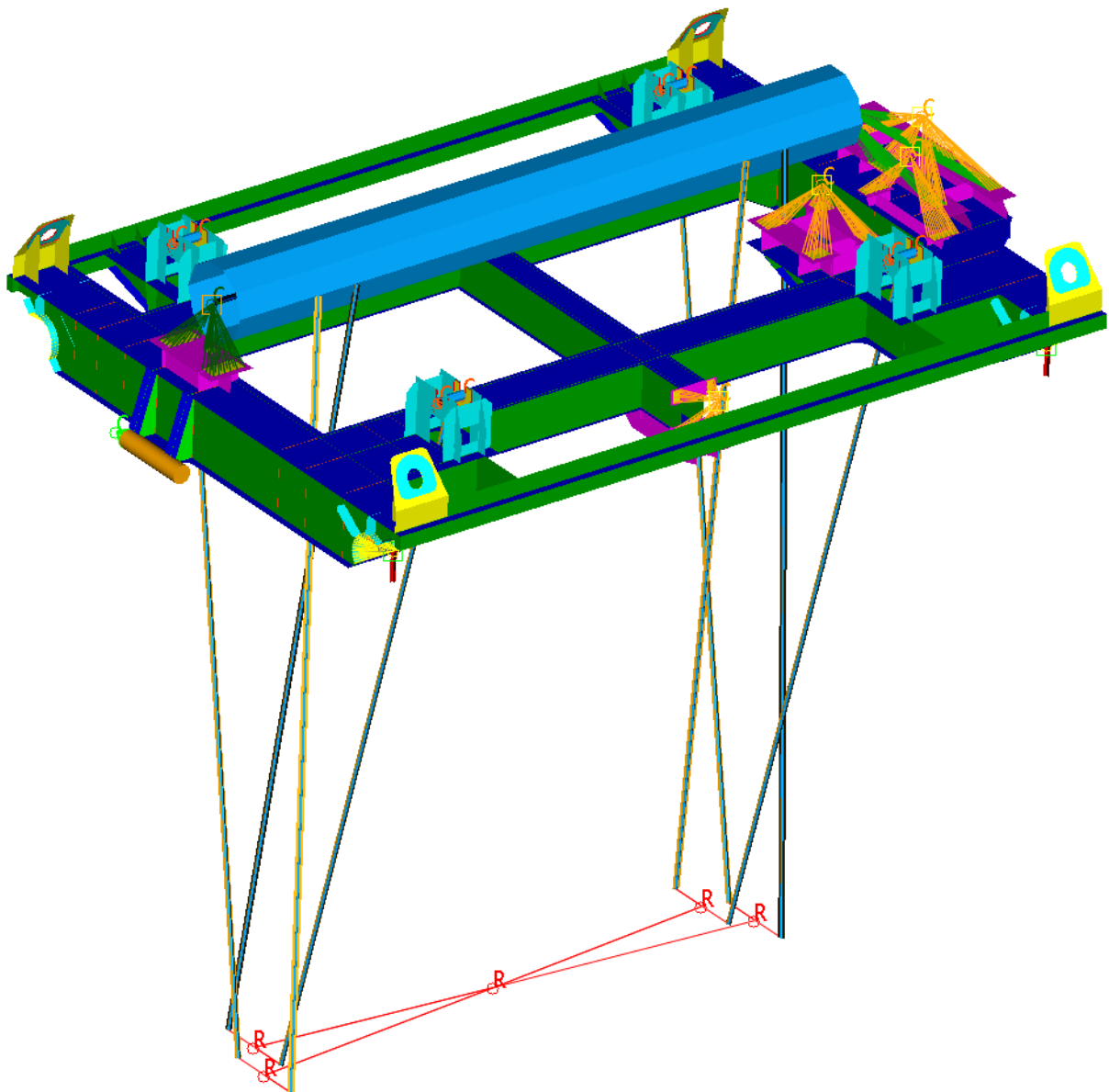
Příloha 2



Příloha 2 Profily nosníků přiřazené prutům



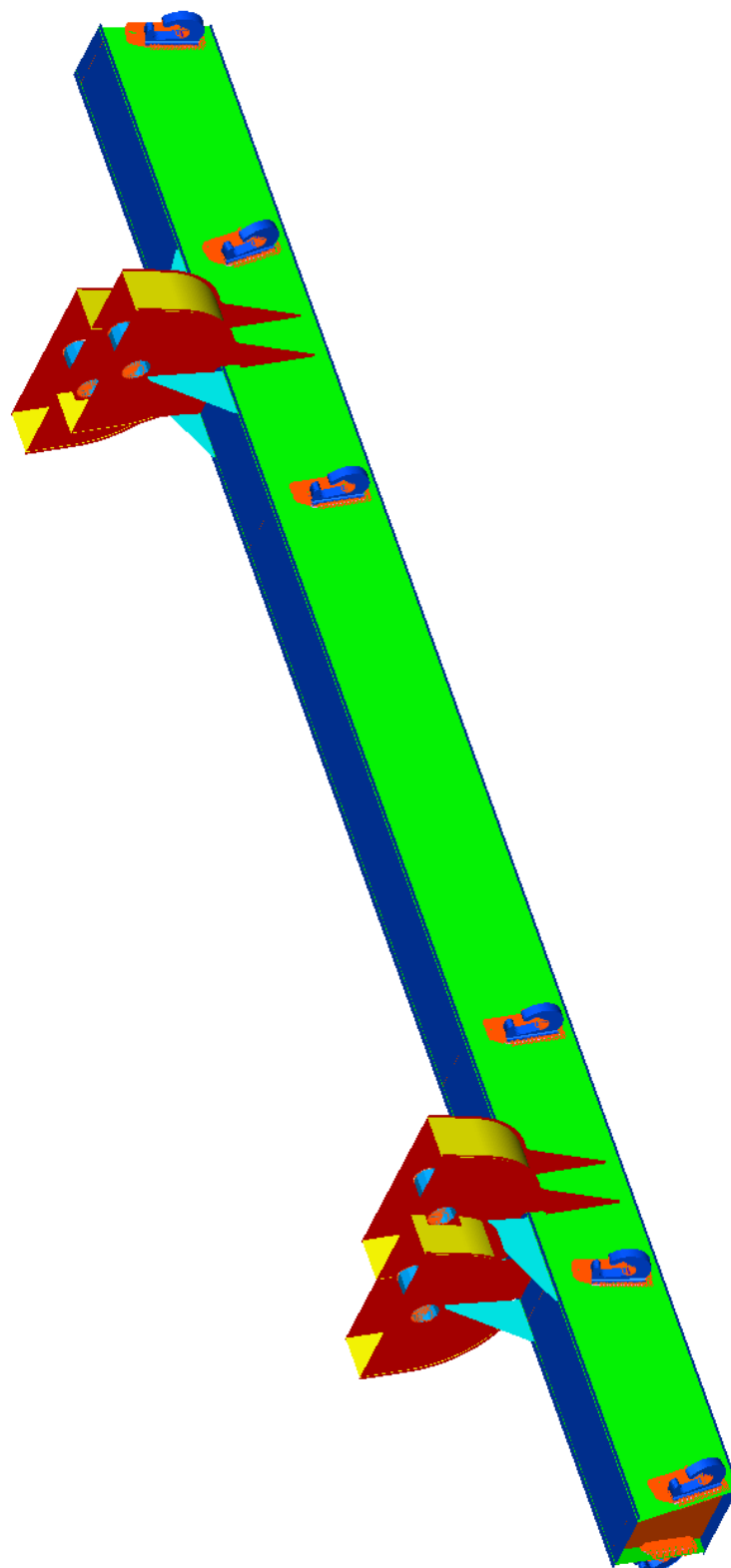
Příloha 3



Příloha 3 Skořepinový model rámu včetně nahrazení lanového systému



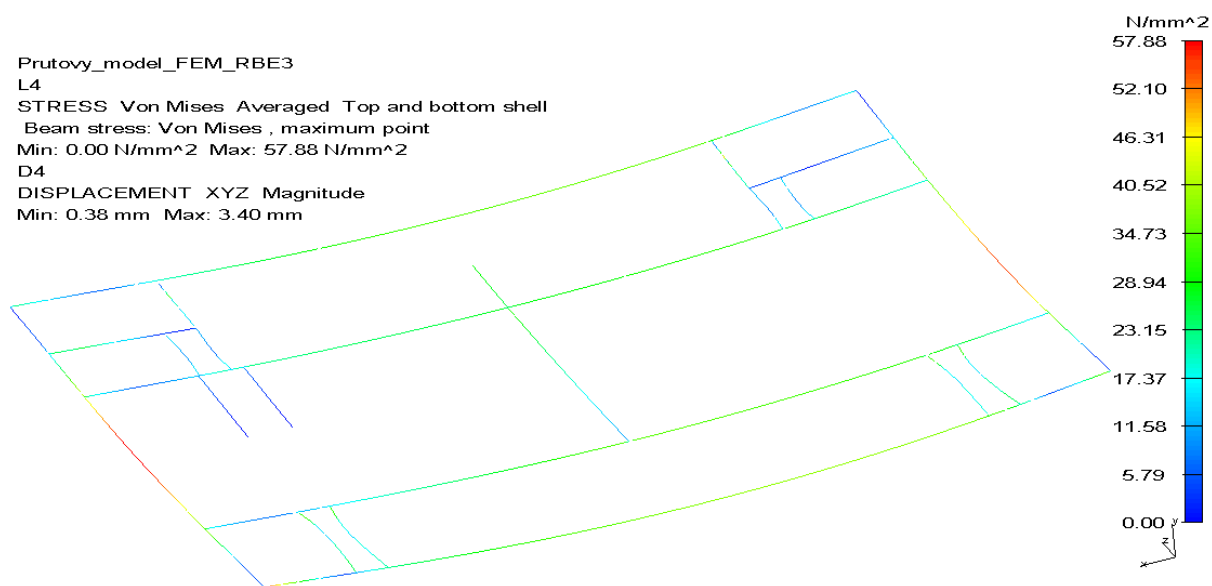
Příloha 4



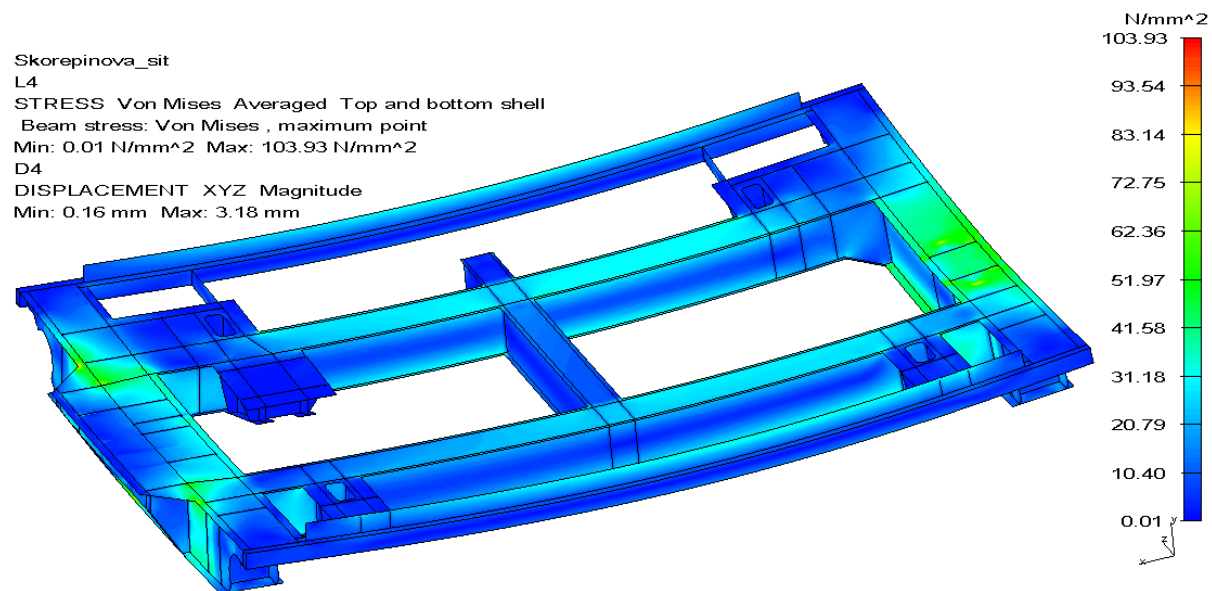
Příloha 4 Skořepinový model nosné traverzy



Příloha 5



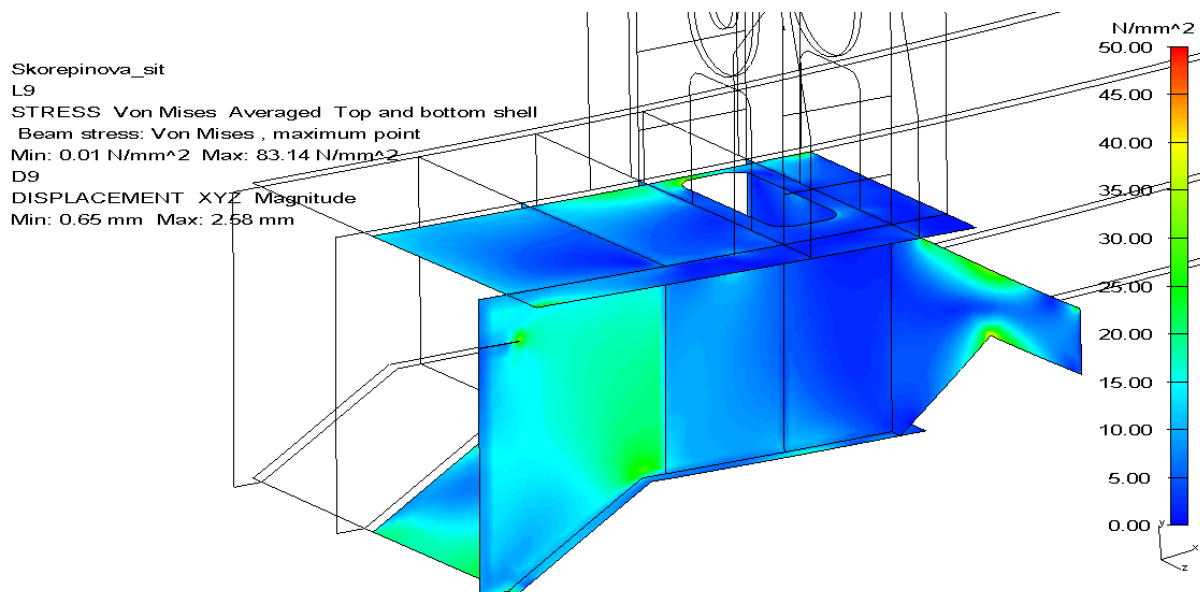
Příloha 5 Kombinace zatížení L4 na prutovém modelu, napětí dle HMM, max. hodnota 58 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty a maximální hodnota z prvku, maximální deformace 3,40 mm, měřítko deformace 50:1



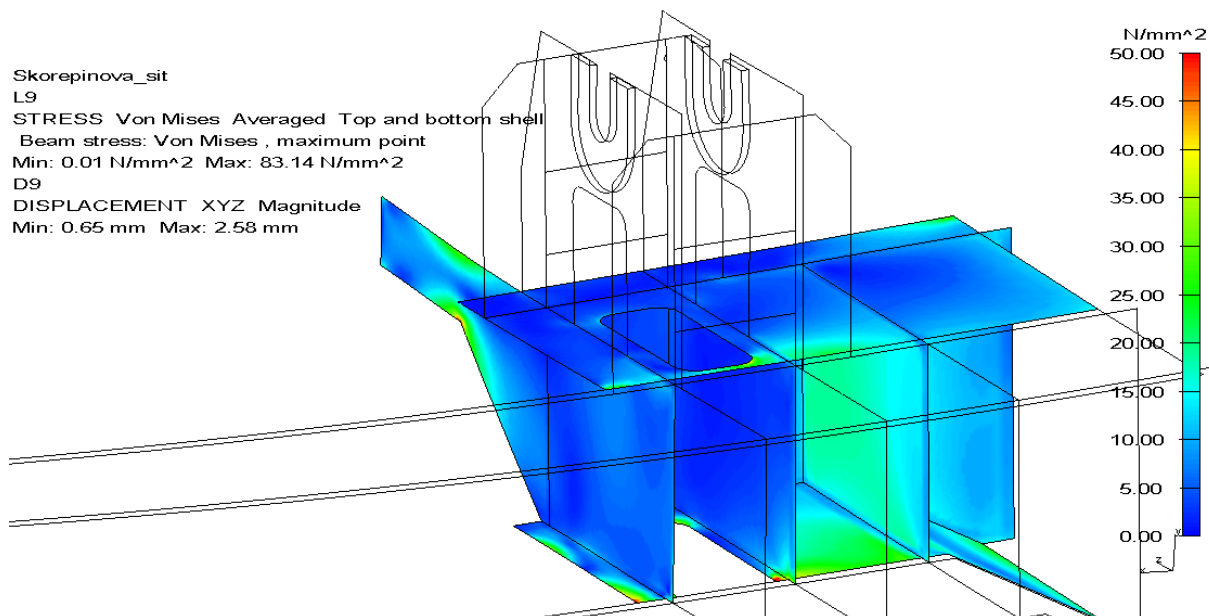
Příloha 5 Kombinace zatížení L4 na skořepinovém modelu, napětí dle HMM, max. hodnota 104 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, maximální deformace 3,18 mm, měřítko deformace 50:1



Příloha 6



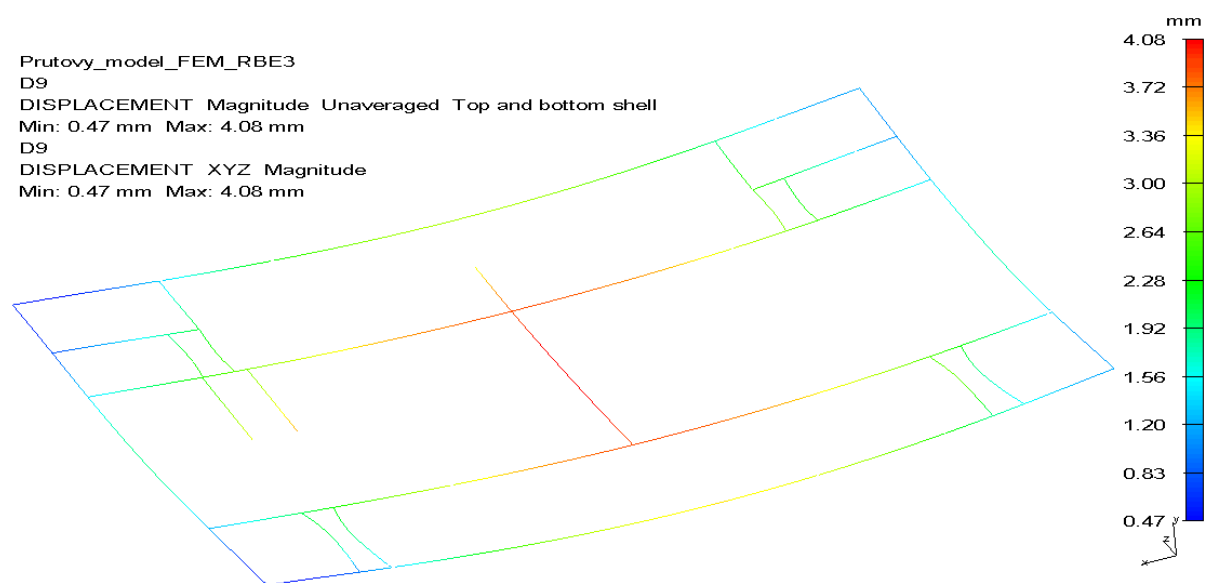
Příloha 6 Kombinace zatížení L9 na nosnících E, napětí dle HMM, max. hodnota 83 MPa, rozsah napětí 0 – 50 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, měřítko deformace 50:1



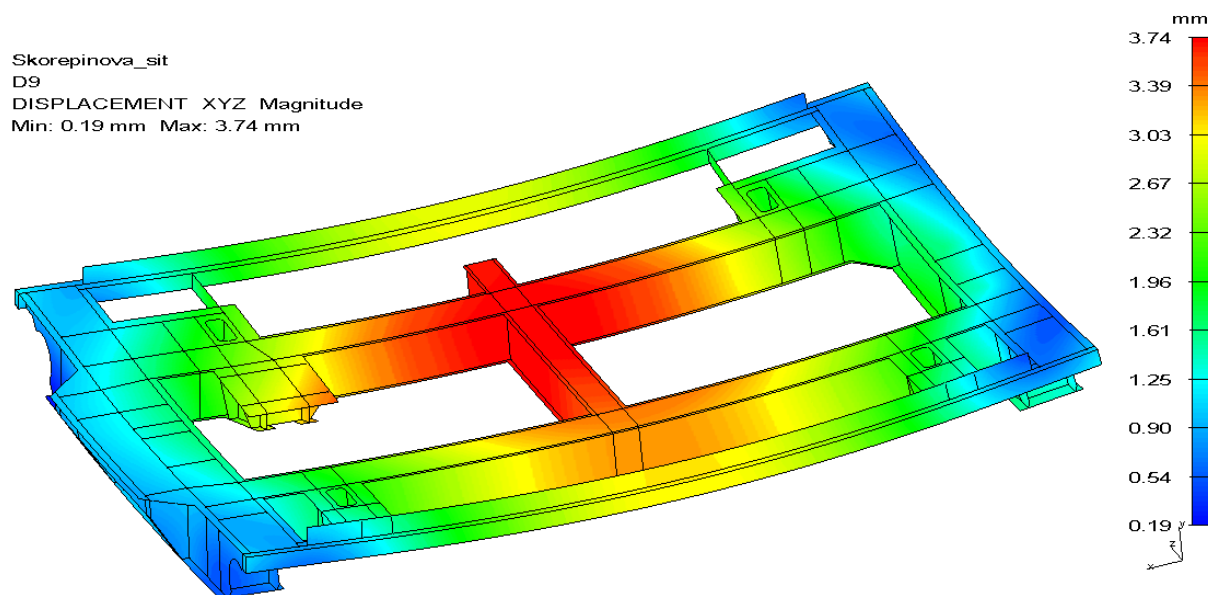
Příloha 6 Kombinace zatížení L9 na nosnících E, napětí dle HMM, max. hodnota 83 MPa, rozsah napětí 0 – 50 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, měřítko deformace 50:1



Příloha 7



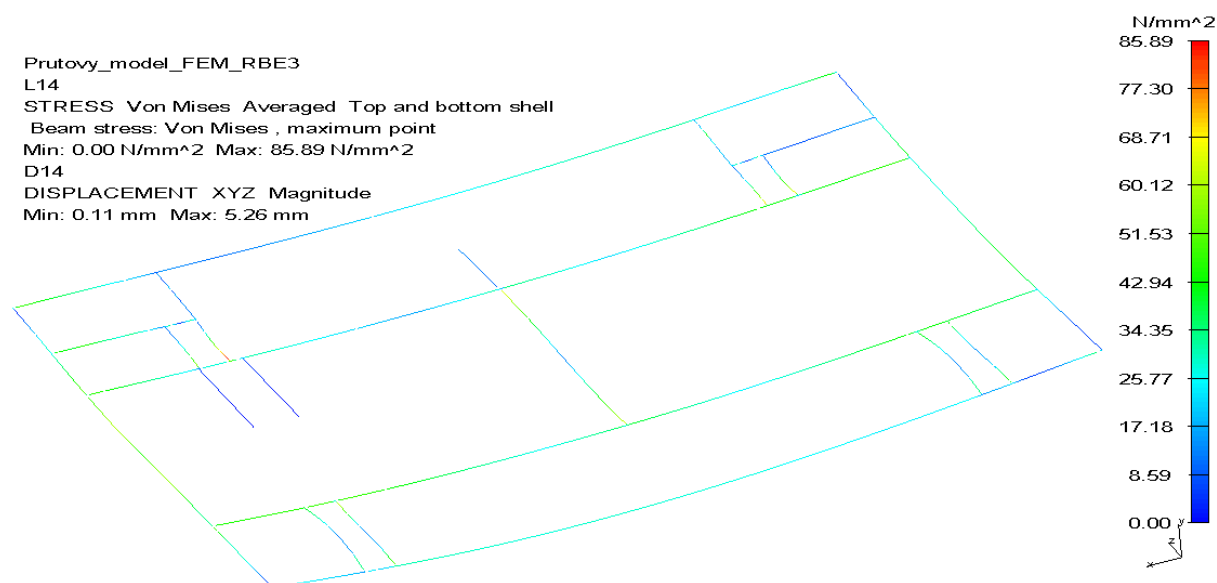
Příloha 7 Kombinace zatížení L9 na prutovém modelu, zobrazena deformace rámu, maximální hodnota 4,08 mm, měřítko deformace 50:1



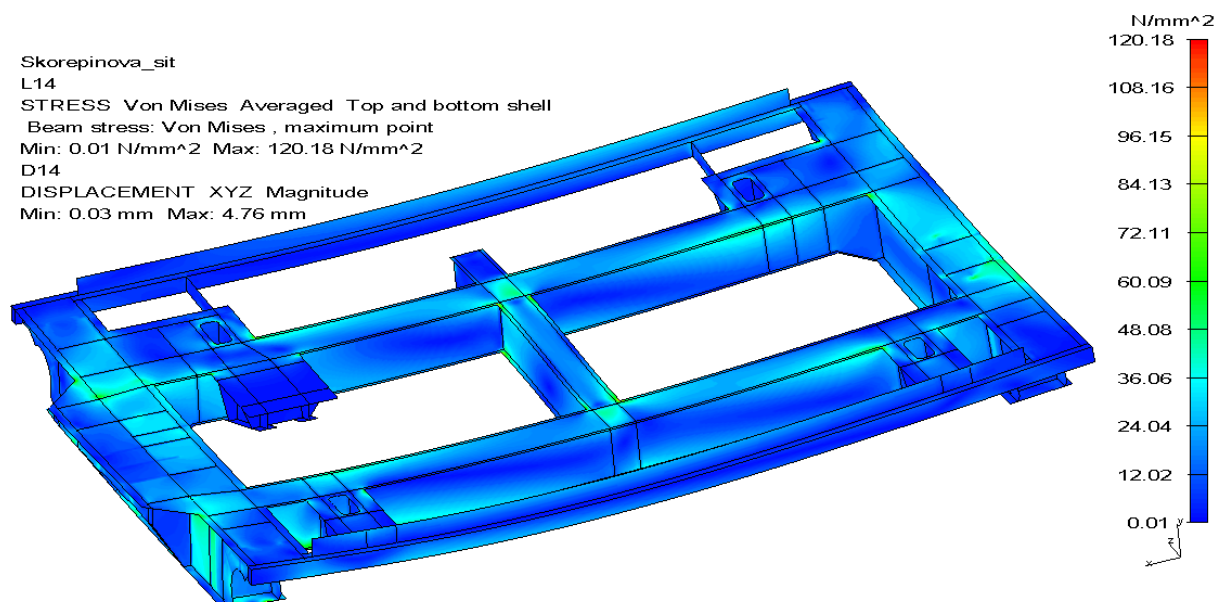
Příloha 7 Kombinace zatížení L9 na skořepinovém modelu, zobrazena deformace rámu, maximální hodnota 3,74 mm, měřítko deformace 50:1



Příloha 8



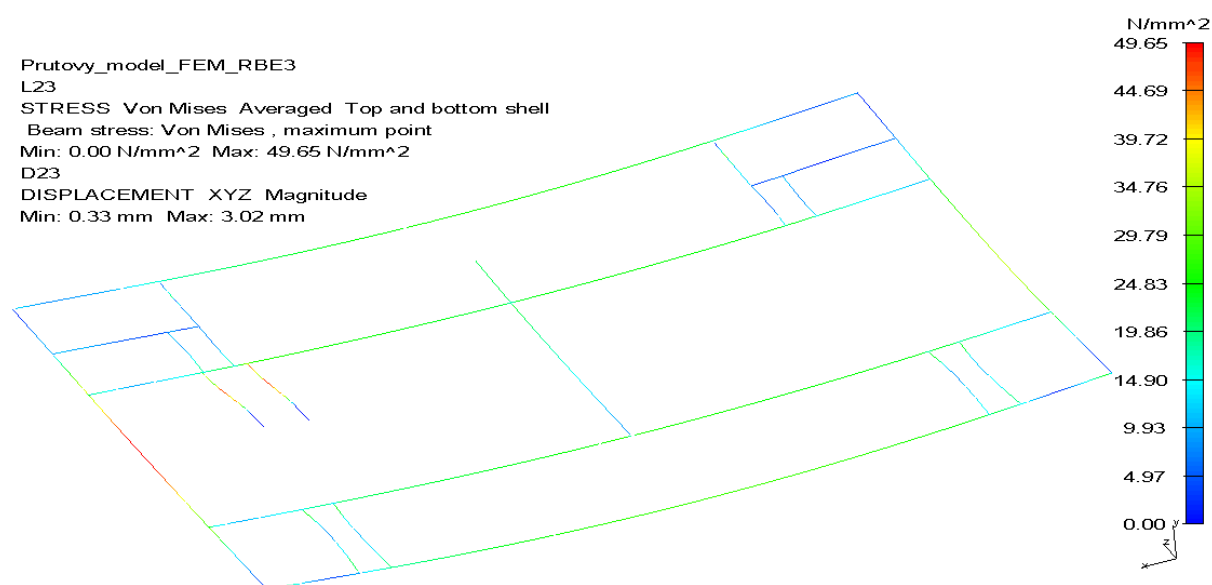
Příloha 8 Kombinace zatížení L14 na prutovém modelu, napětí dle HMM, max. hodnota 86 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty a maximální hodnota z prvku, maximální deformace 5,26 mm, měřítko deformace 50:1



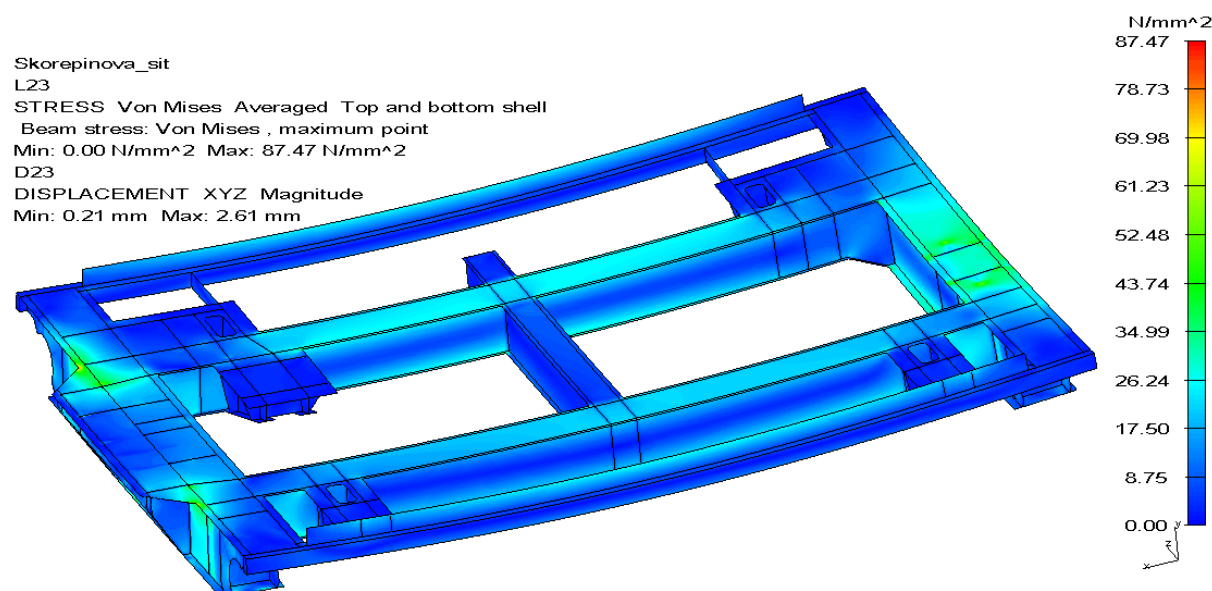
Příloha 8 Kombinace zatížení L14 na skořepinovém modelu, napětí dle HMM, max. hodnota 120 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, maximální deformace 4,76 mm, měřítko deformace 50:1



Příloha 9



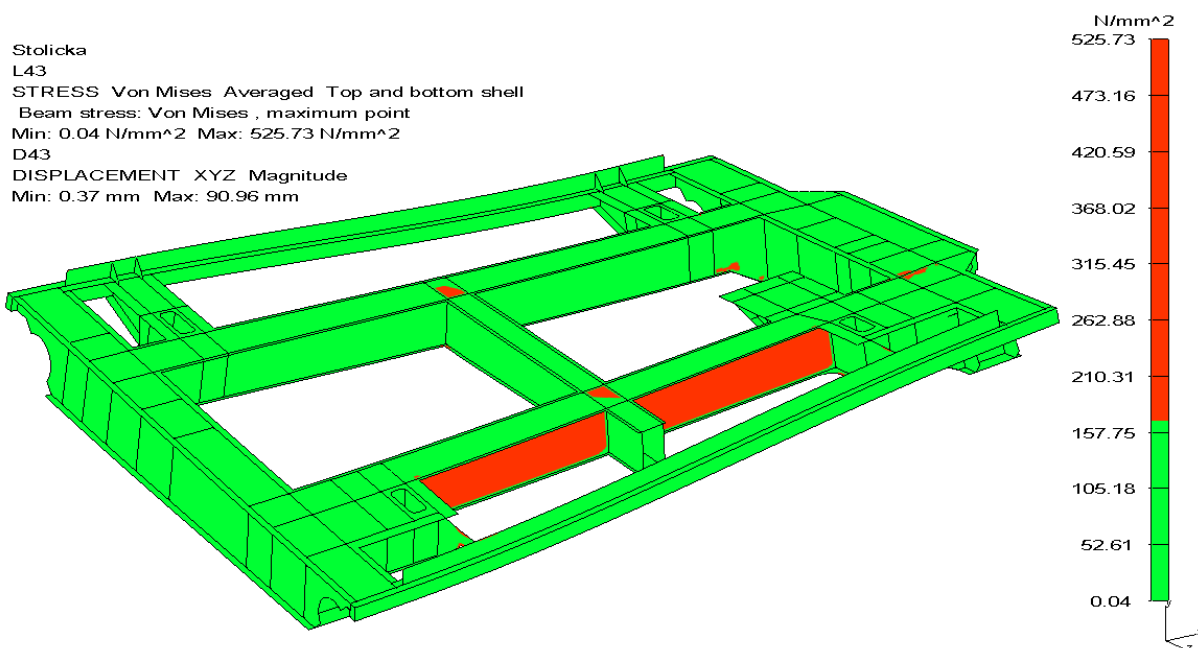
Příloha 9 Kombinace zatížení L23 na prutovém modelu, napětí dle HMM, max. hodnota 50 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty a maximální hodnota z prvku, maximální deformace 3,02 mm, měřítko deformace 50:1



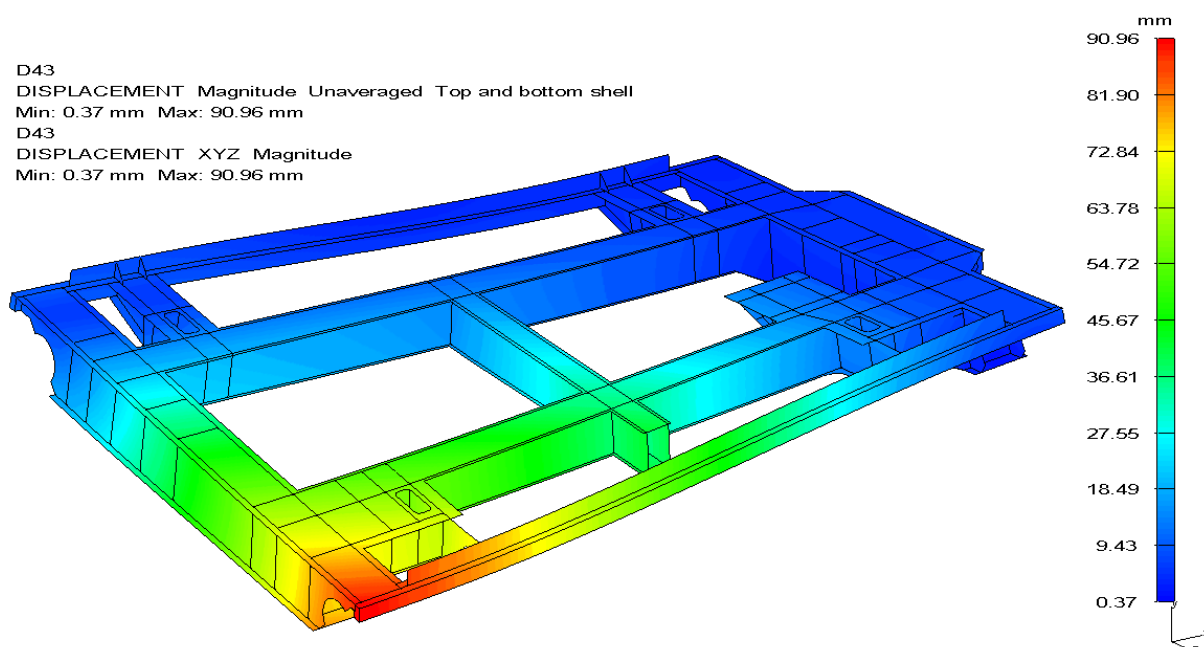
Příloha 9 Kombinace zatížení L23 na skořepinovém modelu, napětí dle HMM, max. hodnota 88 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, maximální deformace 2,61 mm, měřítko deformace 50:1



Příloha 10



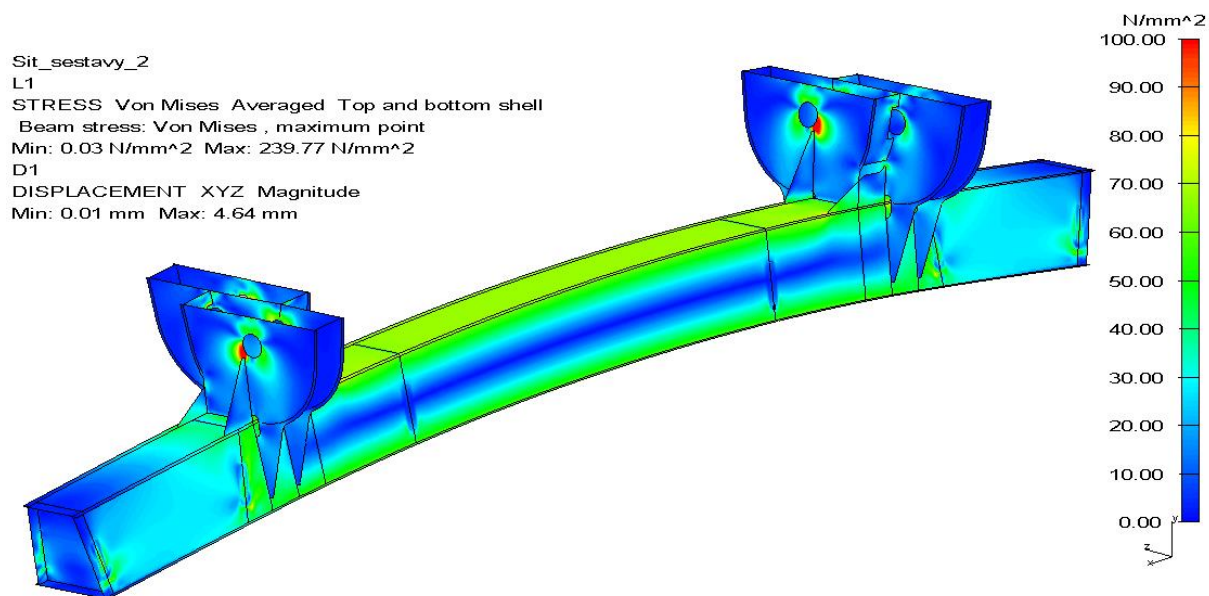
Příloha 10 Kombinace zatížení L43 na skořepinovém modelu, napětí dle HMM, na modelu jsou zobrazeny napětí pod (zelená) a nad (červená) hodnotou 165 MPa, maximální deformace 90,96 mm, měřítko deformace 5:1



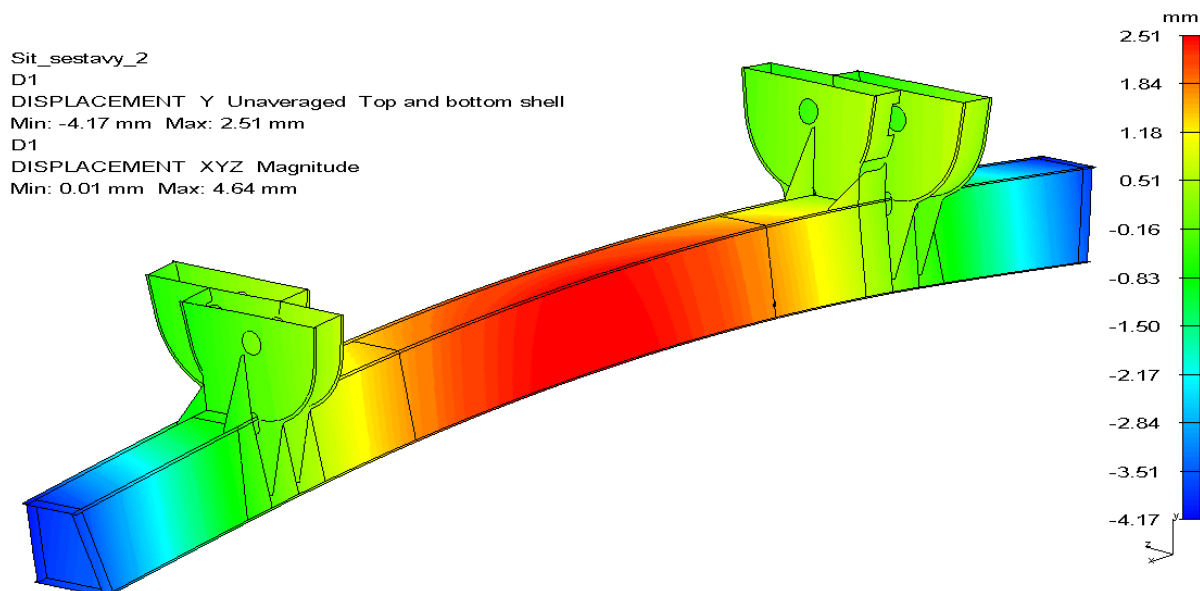
Příloha 10 Kombinace zatížení L43 na skořepinovém modelu, zobrazena deformace rámu, maximální hodnota 90,96 mm, měřítko deformace 5:1



Příloha 11



Příloha 11 Kombinace zatížení T1 skořepinovém modelu traverzy, napětí dle HMM, max. hodnota 240 MPa, rozsah napětí 0 – 100 MPa, zobrazeny průměrované hodnoty, horní a spodní strana elementu, měřítko deformace 50:1



Příloha 11 Kombinace zatížení T1 na skořepinovém modelu traverzy, deformace traverzy ve vertikálním směru, rozsah hodnot -4,17 až 2,51 mm, měřítko deformace 50:1