



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# NÁVRH MĚŘÍCÍHO KOREČKU KOLESOVÉHO RYPADLA KR400NK

DESIGN OF THE MEASURING BUCKET OF BUCKET WHEEL EXCAVATOR KR400NK

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Michal Urbánek**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**

**BRNO 2018**

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Michal Urbánek</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2017/18

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:

## **Návrh měřicího korečku kolesového rypadla KR400Nk**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Konstrukční návrh měřicího korečku kolesového rypadla KR400Nk včetně návrhu nosné konstrukce. Provedení pevnostního výpočtu korečku i nosné konstrukce. Zpracování řešení na základě hotové studie a stávajícího řešení a použití.

### **Cíle diplomové práce:**

- Návrh konstrukčního řešení měřicího korečku.
- Pevnostní výpočet nosné konstrukce a měřicího korečku.
- Celková sestava zařízení.
- Podsestavy a výrobní výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

### **Seznam doporučené literatury:**

HELEBRANT, František, Josef JURMAN a Jiří FRIES. Kolesová rypadla a provozní spolehlivost. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1669-2.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

DURST, Walter a Werner VOGT. Schaufelradbagger. Neuaufl. Clausthal-Zellerfeld: Trans Tech Publications, 1986. ISBN 0878490574.

ŠIMŮNEK, Petr: Části strojů pro povrchovou těžbu – Kolesová rypadla, Vítkovice, Ostrava, 1985.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením měřicího korečku kolesového rýpadla KR400Nk. Hlavní částí této práce je pevnostní výpočet nosné konstrukce a měřicího korečku, která je provedena pomocí metody konečných prvků. Dále jsou provedeny kontrolní výpočty prvků nahrazovaných ve výpočtovém modelu. Následně jsou navrženy vhodné úpravy na základě pevnostní analýzy. Tato diplomová práce byla vypracována ve spolupráci s firmou NOEN, a. s..

## KLÍČOVÁ SLOVA

Měřicí koreček kolesového rýpadla, kolesové rýpadlo KR400Nk, MKP výpočet, pevnostní analýza

## ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of the measuring bucket of bucket wheel excavator KR400Nk. The main part of this thesis is the strength analysis of the supporting structure and the measuring bucket, which is done using the finite element method. In addition, examinations of the elements replaced in the finite element model are performed. Appropriate adjustments are proposed based on strength analysis. This diploma thesis was prepared in cooperation with company NOEN, a. s..

## KEYWORDS

Measuring bucket of bucket wheel excavator, bucket wheel excavator KR400Nk, FEM analysis, strength analysis

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

URBÁNEK, M. *Návrh měřicího korečku kolesového rypadla KR400Nk*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 64 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 25. května 2018

.....

Bc. Michal Urbánek

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu své práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za věcné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph. D. a Ing. Lukáši Zeizingerovi za podporu nejen při řešení své diplomové práce.

Děkuji také firmě Noen, a.s. za příležitost spolupracovat na skutečném projektu a poskytnutí mnoha odborných poznatků.

Děkuji své rodině za jejich podporu, kterou mi po dobu mého studia poskytovali.

## OBSAH

Úvod.....	10
1 Kolesová rýpadla.....	11
1.1 Dobývací ústrojí.....	12
1.1.1 Koleso.....	12
1.1.2 Koreček.....	14
1.1.3 Hřídel (osa) kola.....	15
1.1.4 Vynášecí zařízení.....	16
1.2 Technologie těžby.....	16
1.3 Kompaktní kolesové rýpadlo KR400Nk.....	18
2 Měřicí koreček.....	20
2.1 Konstrukce měřicího korečku.....	20
2.1.1 Koreček.....	20
2.1.2 Binární prvky.....	21
2.1.3 Vetknutý prvek.....	22
2.1.4 Nosná konzole.....	22
2.1.5 Rychloupínač.....	23
3 Konečno-prvkový model.....	24
3.1 Geometrie modelu.....	24
3.2 Síť konečných prvků.....	25
3.2.1 Náhrada čepů.....	25
3.2.2 Náhrada hřídele.....	26
3.2.3 Náhrada šroubového spoje.....	26
3.2.4 Náhrada úchyťů rychloupínače.....	27
3.3 Materiál modelu.....	28
3.3.1 Ocel S355J2.....	28
3.3.2 Ocel Hardox 450 Plate.....	29
3.4 Okrajové podmínky.....	30
3.4.1 Geometrické okrajové podmínky.....	30
3.4.2 Silové okrajové podmínky.....	30
4 Pevnostní výpočet.....	32
4.1 Napěťová analýza.....	32
4.1.1 Napěťová analýza korečku.....	32
4.1.2 Napěťová analýza binárních prvků.....	34
4.1.3 Napěťová analýza vetknutého prvku.....	35
.....	35



---

4.1.4	Napět'ová analýza nosné konzole .....	36
	.....	36
4.1.5	Napět'ová analýza rychloupínače .....	37
4.2	Deformační analýza .....	37
4.3	Analýza náhrad .....	39
4.3.1	Kontrola čepů .....	39
4.3.2	Kontrola šroubových spojů.....	42
4.3.3	Kontrola svarů .....	50
4.3.4	Kontrola hřídele .....	54
4.4	Rozbor výsledků a návrh změn.....	56
Závěr.....		58
Seznam použitých zkratk a symbolů .....		61
Seznam příloh.....		64

## ÚVOD

Do druhé světové války se pro těžbu užívala lopatová rýpadla, která však nedostačovala stále se zvyšující poptávce po hnědém uhlí. Z tohoto důvodu začal v Německu vývoj kontinuálních těžících strojů, tedy kolesových rýpadel. V České republice došlo k rozvoji rýpadel v Uničově v průběhu padesátých let minulého století.

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením měřicího korečku kolesového rýpadla KR400Nk. Konstrukce korečku vychází ze studie firmy Noen, a. s.. Měřicí koreček je zařízení, které slouží pro měření silových účinků působících na koreček během rypného procesu pomocí tenzometrů. Zjištění zatížení na jednotlivé korečky je důležité pro optimální návrh konstrukce dobývacího ústrojí.

První kapitola se zaměřuje na rešeršní shrnutí základních informací o kolesových rýpadlech, tedy o jejich konstrukci a technologii těžby. Další část se zabývá samotnou konstrukcí měřicího korečku. Následně je připraven konečno-prvkový model, který slouží k pevnostní analýze. Ta je řešena v hlavní části práce, a to v části pevnostního výpočtu, jenž je rozdělen na napěťovou a deformační analýzu. Dále jsou v této kapitole ověřovány zjednodušené prvky nahrazené ve výpočtovém modelu. Závěr práce shrnuje výsledky pevnostního výpočtu a je zde uveden návrh změn nevyhovujících oblastí. Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace.

# 1 KOLESOVÁ RÝPADLA

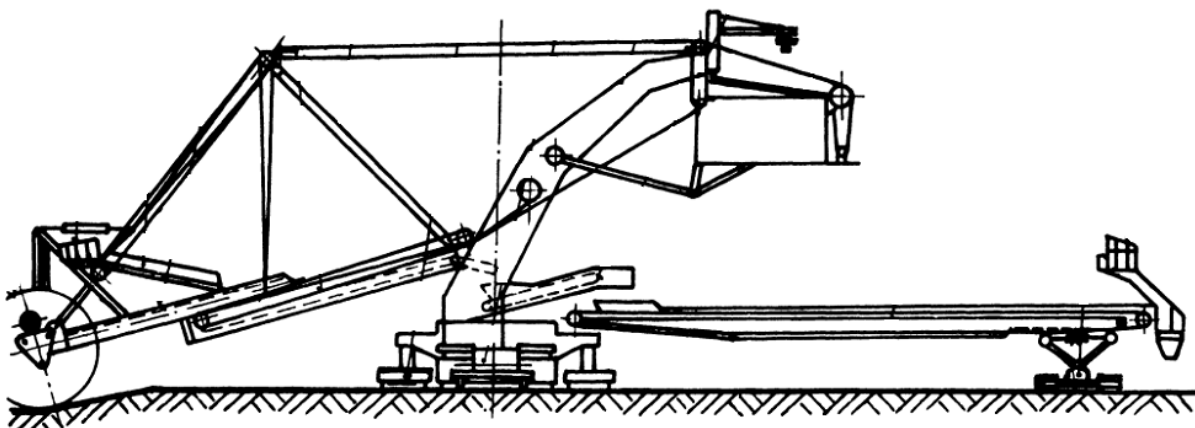
Kolesové rýpadlo je kontinuální pracující stroj využívaný pro těžbu hornin nebo pro zemní práce, například při stavbě lodních kanálů nebo přehrad. Kontinuita dobývacího procesu vychází z toho, že rozpojování, nabírání a nakládání horniny probíhá současně. Oproti rýpadlům s přetržitým pracovním cyklem mají kolesová rýpadla vysoké hodnoty výkonnosti (až  $240\,000\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ). Hlavními konstrukčními uzly kolesových rýpadel jsou: [1],[11]

- dobývací ústrojí,
- nosná konstrukce,
- systém dopravníků,
- otočná deska,
- podvozek.

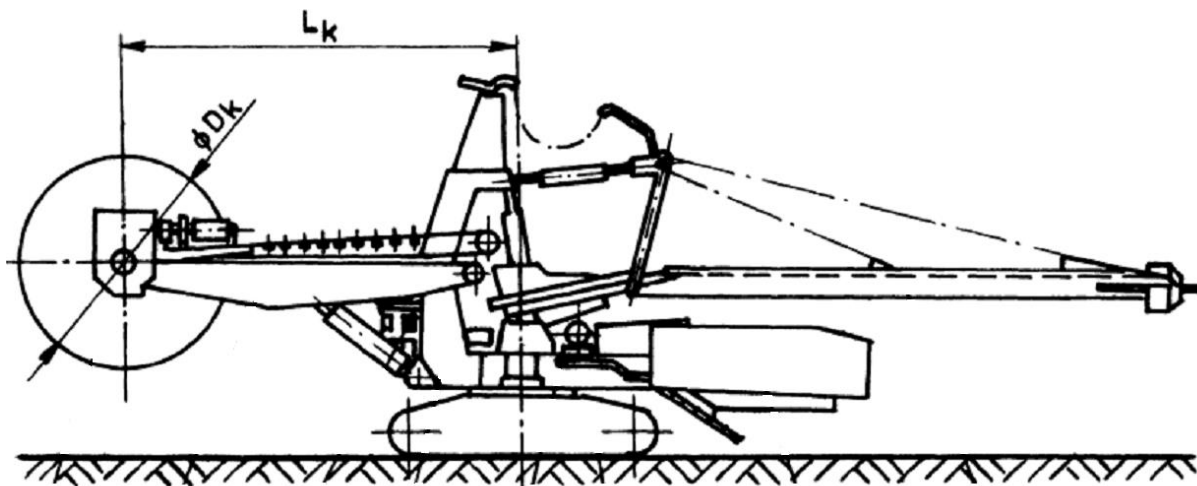
Dle normy ČSN 27 7013 lze kolesová rýpadla rozdělit pomocí poměru  $L_k/D_k$  na:

1. klasické kolesové rýpadlo, kde poměr  $L_k/D_k > 3$ ,
2. kompaktní kolesové rýpadlo, kde poměr  $L_k/D_k \approx 2$ ,
3. semikomaktní kolesové rýpadlo, kde poměr  $L_k/D_k \approx 3$ .

Kde  $L_k$  je největší vzdálenost mezi osou kola a osou otáčení horní stavby a  $D_k$  je průměr kola (Obr .1,2).



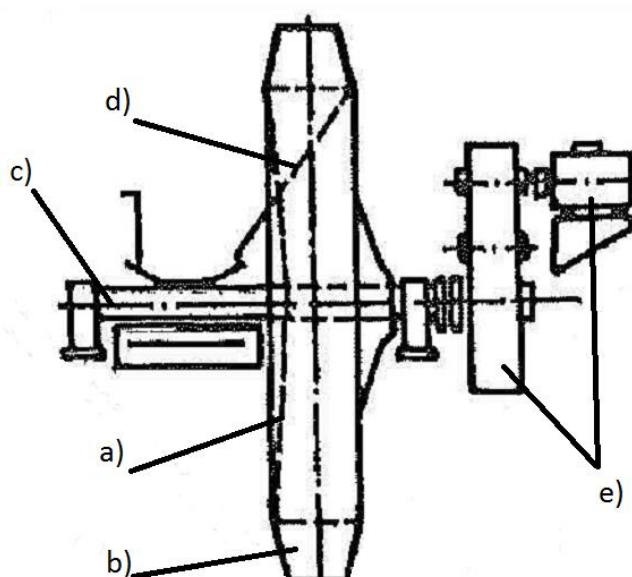
Obr. 1 Schéma klasického kolesového rýpadla [11]



Obr. 2 Schéma kompaktního kolesového rýpadla [11]

## 1.1 DOBÝVACÍ ÚSTROJÍ

Důležitým konstrukčním uzlem kolesových rýpadel je dobývací ústrojí<sup>1</sup>, které slouží k rozpojování hornin. Skládá se z korečků upevněných na otočeném kolese, které je pomocí hřídele poháněno a zároveň uloženo v kolesovém výložníku. Další částí dobývacího ústrojí může být také vynášecí zařízení. [3], [9]



Obr. 3 Schéma dobývacího ústrojí: a) koleso, b) korečky, c) hřídel(osa) kola, d) vynášecí zařízení, e) pohon kola [9]

### 1.1.1 KOLESO

Jedná se o rotační těleso (vyztužený rám ve tvaru plochého válce nebo komolého kužele), na jehož obvodu jsou uchyceny korečky. Mezi základní parametry kola, které ovlivňují vlastnosti těžby, patří průměr kola a velikost obvodové rychlosti. Obvodová rychlost kola ovlivňuje způsob vyprazdňování zeminy. Zvyšováním obvodové rychlosti se zvyšuje teoretická

<sup>1</sup> Někdy také označováno jako špička kolesového výložníku. [9]

výkonnost rýpadla, zároveň však kvadraticky narůstá odstředivá síla působící na zeminu a tím se snižuje účinnost vyprazdňování. Z tohoto hlediska lze kola rozdělit na kola:

4. s gravitačním vyprazdňováním,
5. s odstředivým vyprazdňováním,
6. s nuceným vyprazdňováním.

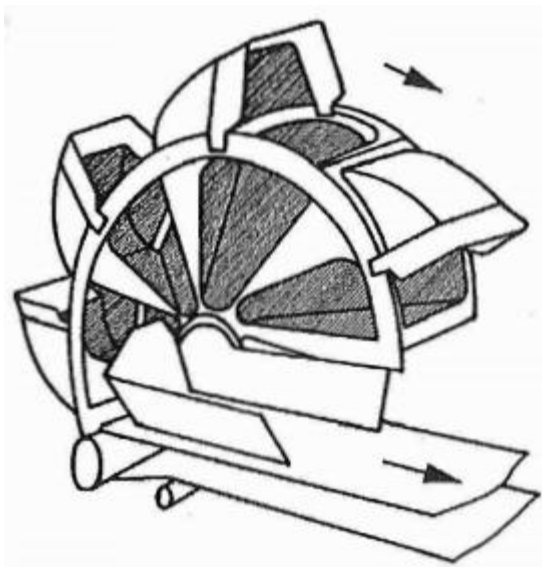
Podle literatury [9] se využívají v praxi pouze kola s gravitačním vyprazdňováním, ostatní typy jsou používány jen zřídka, případně pro výzkumné účely.

Dále jde kola rozdělit dle konstrukčního provedení na:

7. kola komorová,
8. kola bezkomorová,
9. kola polokomorová.

### KOLESA KOMOROVÁ

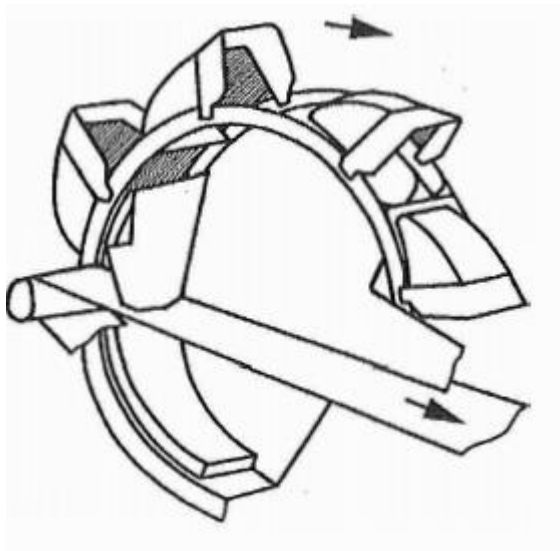
Kola komorová jsou nejstarším typem kol, která mají pod každým korečkem šikmou komoru, jenž slouží ke skluzu horniny na dopravníkový pás. Tento typ je výhodný z hlediska vysoké tuhosti a hodí se především k těžbě tvrdých materiálů. Nevýhodou je zúžení ve středu kola, kde při těžbě lepivých materiálů dochází k častému zalepování. Čištění komor je obtížné. [9]



Obr. 4 Koleso komorové [9]

### KOLESA BEZKOMOROVÁ

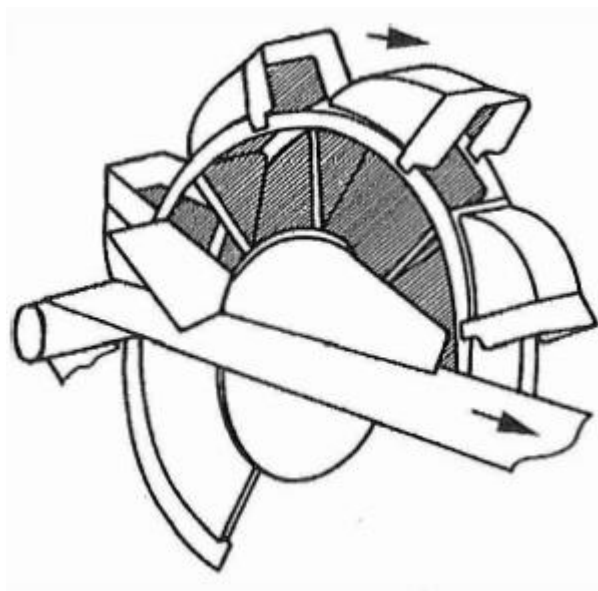
V současné době se využívá bezkomorových kol. Korečky jsou k tomuto kolu uchyceny letmo a pod nosným obvodem kola se nachází kruhová dutina s vynášecím zařízením. Výhodou této koncepce je usnadnění čištění skluzu při těžbě lepivých materiálů, které je často mechanizováno. Kola zároveň dovolují zvýšení obvodové rychlosti pro gravitační vyprazdňování a snížení hmotnosti kol. Naproti tomu letmé uložení snižuje tuhost. [9]



Obr. 5 Koleso bezkomorové [9]

### KOLESA POLOKOMOROVÁ

Tato koncepce vychází ze dvou předešlých typů se snahou eliminovat nevýhody, zejména tedy zalepování horninou a zároveň zvýšení tuhosti konstrukce. Na obrázku 5 je patrné, že kola mají pod každým korečkem šikmou komoru. Komory jsou ukončeny před střední částí a skluz materiálu pokračuje po vynášecím zařízení. [9]

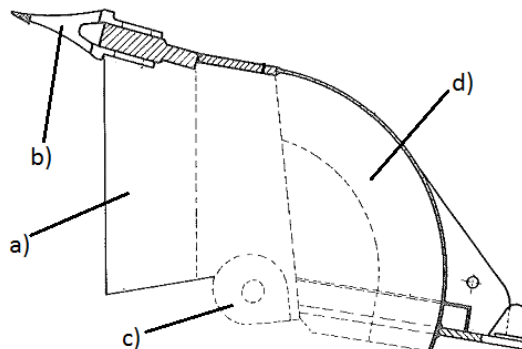


Obr. 6 Koleso polokomorové [9]

#### 1.1.2 KOREČEK

Korečky kolesových rýpadel jsou vyráběny jako svařované nebo lisované plechy, převážně z ořezavých ocelí. Hlavními částmi korečku jsou bandáž, úchyty a dno (Obr. 7). Bandáže jsou pro lepší rozpojitelnost hornin a pro omezení opotřebení bandáže osazeny výměnnými zuby nebo břity, případně jejich kombinací. Břity jsou použity při dobývání abrazivních hornin, zuby se uplatňují při těžbě tvrdých hornin, jelikož se využívá efektu rozklínění. Při dobývání

v kamenitých proplástečích dochází často k vylamování zubů, proto je potřebné zajistit jejich snadnou výměnu. Dno korečků může být pro sypké materiály plné nebo řetězové pro materiály lepidivé. [1]



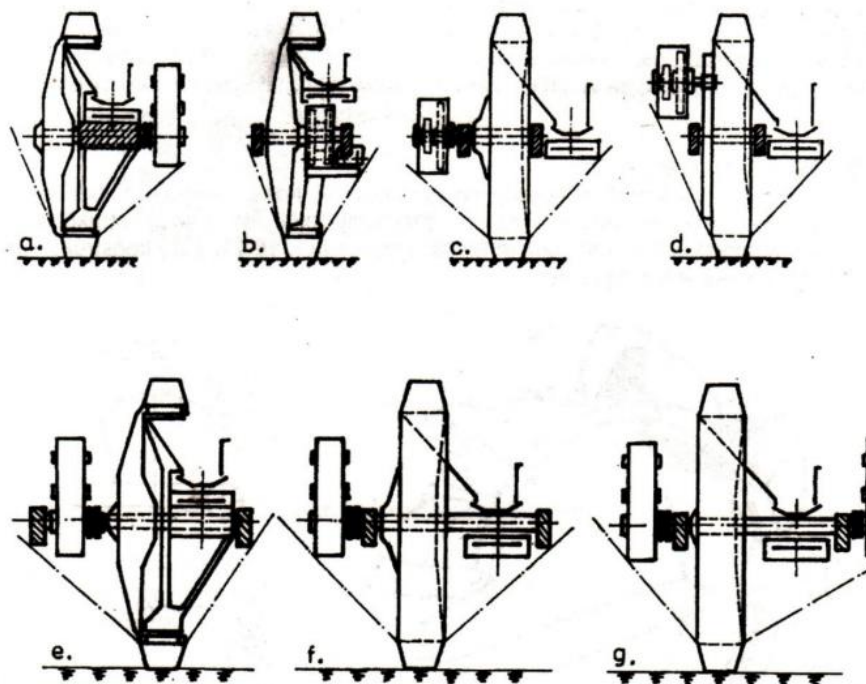
Obr. 7 Schéma korečku: a) bandáž, b) výměnný zub, c) úchyt, d) dno korečku [1]

### 1.1.3 HŘÍDEL (OSA) KOLESA

Hřídel kola plní dvě funkce, přenos kroutícího momentu od pohonné jednotky na koleso a nesení kola v kolesovém výložníku. Návrh hřídele je velice důležitý, jelikož hřídel je namáhána ohybovým i kroutícím momentem, a to rázově i cyklicky. Zároveň však musí mít hřídel, stejně jako ostatní části dobývacího ústrojí, nízkou hmotnost. Pro správný návrh se nesmí na hřídeli objevit ostré přechody průřezů nebo jiné koncentrátoři napětí.

Hřídel je uložena v kolesovém výložníku ve velkopřůměrových ložiscích, která mohou být naklápěcí radiální válečková nebo kuželíková. Z hlediska uložení hřídele v kolesovém výložníku vyplývá několik možností (Obr. 8):

- a) koleso a převodovka uspořádány letmo – poháněna hřídel kola,
- b) koleso, převodovka a dopravní pás mezi hlavními ložisky – převodovka uvnitř kola a pohon přes hřídel kola,
- c) koleso mezi hlavními ložisky – převodovka a pás na vnějších stranách – poháněna hřídel kola,
- d) koleso uloženo mezi hlavními ložisky – převodovka zabírá výstupním pastorkem do věnce kola,
- e) koleso, převodovka a dopravní pás mezi hlavními ložisky – poháněna hřídel kola
- f) koleso a dopravní pás mezi hlavními ložisky – převodovka na vnější straně a pohon přes hřídel kola,
- g) koleso a dopravní pás mezi hlavními ložisky – převodovka na obou stranách a poháněna hřídel kola. [9]



Obr. 8 Schématické znázornění uložení hřídele [9]

#### 1.1.4 VYNÁŠECÍ ZAŘÍZENÍ

U bezkomorových koles se skluz horniny na dopravníkový pás řeší pomocí tzv. vynášecího zařízení. Existuje několik možných koncepčních řešení vynášecího zařízení. Základní variantou je pevný skluz, který je výhodný pro svou malou hmotnost a jednoduchost. Nevýhodou je nutnost velkého průměru kola pro dostatečnou strmost a případné nalepování horniny. Dále se využívá válečkových roštů, vynášecích talířů a pásů, rotujícího kužele nebo sklonu kola. Tyto varianty zlepšují nevýhody pevného skluzu, naproti tomu je jejich konstrukce složitá a dochází k častým poruchám. [9]

## 1.2 TECHNOLOGIE TĚŽBY

Rozpojovací proces kolesového rýpadla a jeho kinematiku určuje:

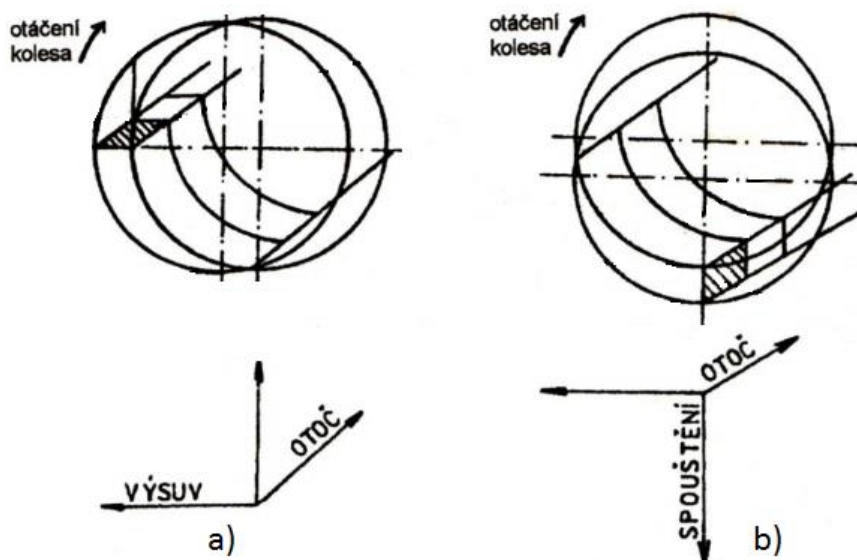
10. otáčivý pohyb kola,
11. otáčení kolesového výložníku,
12. výsuv nebo spouštění kolesového výložníku.

Otáčivý pohyb kola, označován jako hlavní pohyb, dovoluje vnikání korečků do horniny a tím dochází k těžbě. Za vedlejší horizontální pohyb se považuje otáčení kolesového výložníku, resp. otáčení horní stavby a jako vedlejší vertikální pohyb je myšleno spouštění kola. Horizontální i vertikální vedlejší pohyb umožňuje nepřetržitost dobývacího procesu. Výsuvný pohyb slouží k vytvoření nové tloušťky třísky a je určen výsuvem kolesového výložníku u výsuvných rýpadel nebo pojezdem u nevýsuvných.



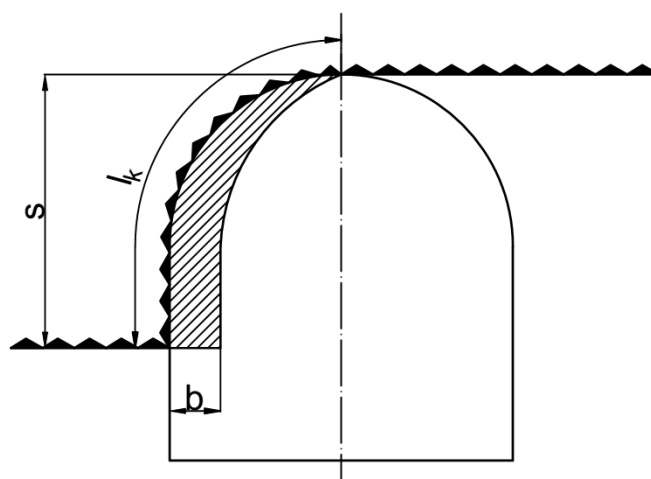
Kombinací těchto pohybů vzniká tříška srpkovitého tvaru. Ta může být (Obr. 9):

- vertikální: tloušťka třísky je určena vysunutím kola a svah je dobýván tzv. lávkováním,
- horizontální: tloušťka třísky je určena spouštěním kola.



Obr. 9 Tvar třísky: a) vertikální, b) horizontální [3]

Při dobývání horniny nedochází k rozpojování na celé délce hrany bandáže korečku, ale na tzv. činné rozpojovací hraně korečku. Délka činné rozpojovací hrany závisí na tvaru korečku a rozpojovacím úhlu<sup>2</sup>, průřez třísky ovšem tvar korečku neovlivňuje (Obr. 10). [1], [11]



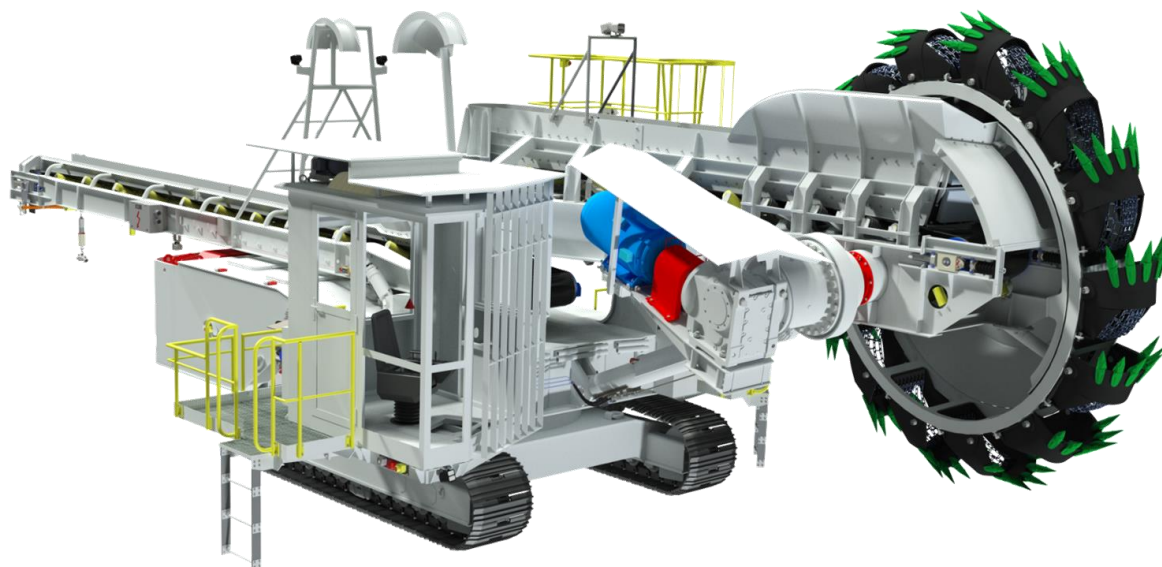
Obr. 10 Příčný průřez třísky:  $s$  - hloubka třísky,  $b$  - šířka třísky,  $l_k$  - činná rozpojovací hrana korečku

<sup>2</sup> úhel, který svírá poloměr kola na rozpojovacích hranách zubů s hlavou a patou lávky [11]

### 1.3 KOMPAKTNÍ KOLESOVÉ RÝPADLO KR400Nk

Kolesové rýpadlo KR400Nk (K 100)<sup>3</sup> je nejmenší stroj pro povrchovou těžbu nabízený společností NOEN, a.s.

Bezkomorové koleso je osazeno čtrnácti korečky a poháněno elektromechanickým nebo hydraulickým pohonem. Korečky, každý o objemu 100 dm<sup>3</sup>, se vyprazdňují přes pevný skluz na dopravníkový pás uložený v kolesovém výložníku. Materiál dále pokračuje přes dopravníkový pás nakládacího výložníku, který horninu předává na dálkovou pásovou dopravu, případně na pásový předávací vůz (PV400Np). Pro pohyb využívá toto rýpadlo housnicový podvozek. Zdvih kolesového a nakládacího výložníku zprostředkovává hydraulický pohon. Díky kompaktnosti se rýpadlo snadno převáží bez nutnosti celkové demontáže. Další důležité parametry jsou uvedeny v tabulce 1. [4]



*Obr. 11 Kolesové rýpadlo KR400Nk [4]*

<sup>3</sup> označení dle normy ČSN 27 7004

Tab. 1 Parametry stroje KR400Nk[4]

Parametry kolesového rýpadla KR400Nk	
Objem korečku	100 dm <sup>3</sup>
Počet korečků	14
Průměr kola	4,3 m
Šířka dopravníkového pásu	0,8 m
Teoretická výkonnost stroje	400 m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
Efektivní výkonnost stroje	200 m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
Celková hmotnost	74 t
Instalovaný výkon	190 kW
Výkon pohonu kola	až 90 kW
Délka kolesového výložníku	6 m
Délka nakládacího výložníku	11 m
Výška těženého bloku	6 m
Šířka těženého bloku	8 m
Maximální vzdálenost přesypu na DPD <sup>4</sup>	8 m
Boční úhel svahu	60 °
Čelní úhel svahu	65 °

---

<sup>4</sup> dálková pásová doprava

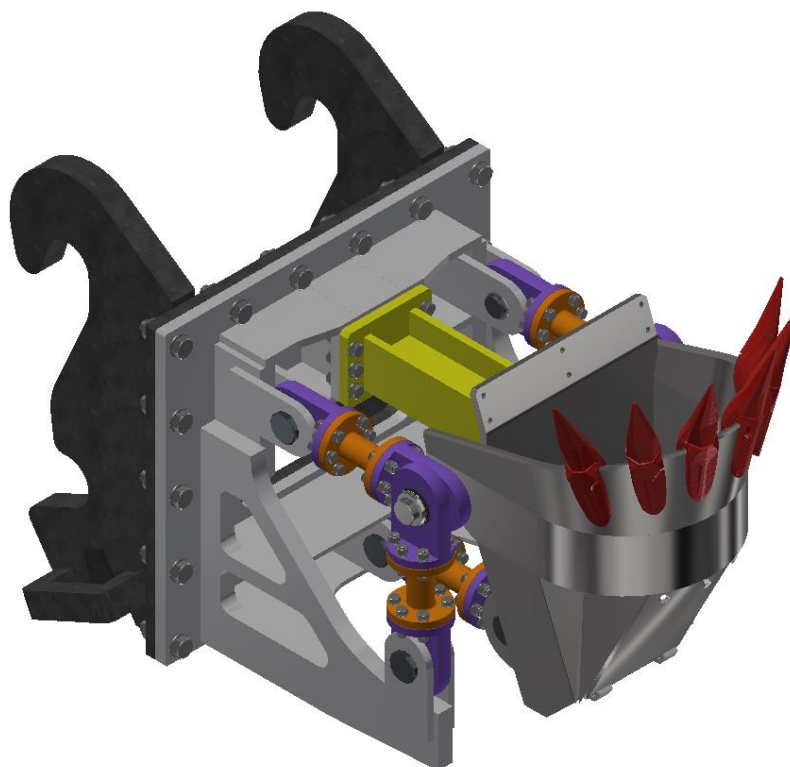
## 2 MĚŘÍCÍ KOREČEK

Návrh měřicího korečku vychází z rozpracované studie společnosti NOEN, a.s., jejímž hlavním cílem je měření silových účinků působících na koreček během rypného procesu. Toto měření bude probíhat tak, že se celková nosná konstrukce i s korečkem uchytí pomocí rychloupínače na pásové rýpadlo. To dále vykoná několik předem stanovených rypných procesů v hornině, při kterých bude zaznamenáváno tenzometrické měření.

### 2.1 KONSTRUKCE MĚŘÍCÍHO KOREČKU

Celková konstrukce (Obr. 12) se skládá z:

- c) korečku,
- d) binárních prvků,
- e) vetknutých prvků,
- f) nosné konzole,
- g) rychloupínače.



*Obr. 12 Celková sestava měřicího korečku*

#### 2.1.1 KOREČEK

Koreček použitý v této studii je modifikovaný koreček dříve zmíněného rýpadla KR400Nk. Do původní konstrukce byla přidána zadní a spodní část. Řetězové dno korečku bylo nahrazeno vyjímatelným víkem. Tyto změny byly provedeny, aby bylo možné zachytit třísku horniny do korečku. Zachycená hornina může být následně vysypána při otevřeném víku a může být určeno její množství (Obr. 13).



Obr. 13 Koreček: přední strana

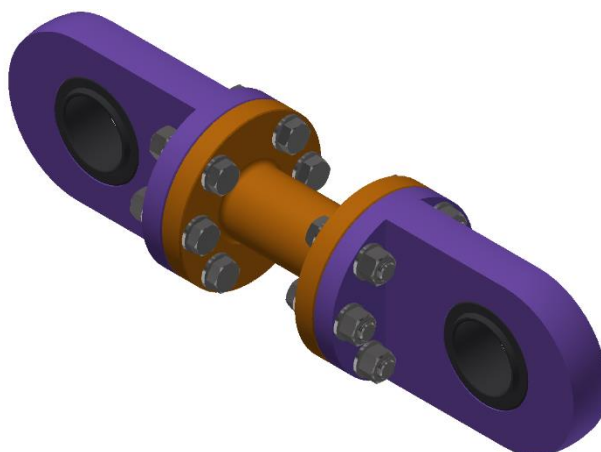
Na zadní stranu korečku byly vytvořeny úchyty pro binární prvek a vetknutý prvek. Dále zde byla umístěna hřídel, která prochází úchytem korečku a slouží k uložení dalších binárních prvků. Na obou koncích hřídele se nachází závity s drážkou pro koncovou matici KM a pojistnou podložku MB (Obr. 14).



Obr. 14 Koreček: zadní strana

### 2.1.2 BINÁRNÍ PRVKY

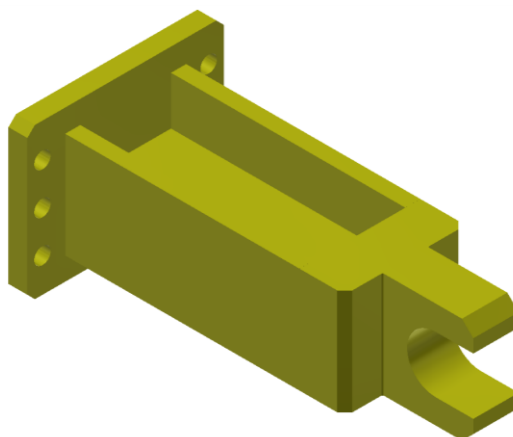
Binární prvky spojují měřící koreček a nosnou konstrukci. V celkové sestavě se jich nachází pět. Tyto členy jsou sestaveny ze dvou stejných úchytů, mezi kterými je vložen člen s průřezem trubky. Na tomto členu budou umístěny tenzometrické snímače, pomocí kterých se budou měřit tlakové, případně tahové, účinky. Spojení je provedeno pomocí šesti šroubů M16x65. V úchytech jsou obrobena díry na ložiska: GE 60 ES-2RS, což jsou ocelová kluzná kloubová ložiska s těsněním (Obr. 15). [8]



*Obr. 15 Binární prvek*

### 2.1.3 VETKNUTÝ PRVEK

Při kontinuální těžbě horniny, kdy rypný proces vzniká kombinací otáčivého pohybu kola a otáčení kolesového výložníku, vznikají boční síly, které binární prvky nezachycují. Proto byl do konstrukce přidán tzv. vetknutý prvek, jehož jedinou funkcí je právě tyto síly zachycovat. Zatížení vytvoří na vetknutém prvku ohyb, který také bude možno pomocí tenzometrů měřit.

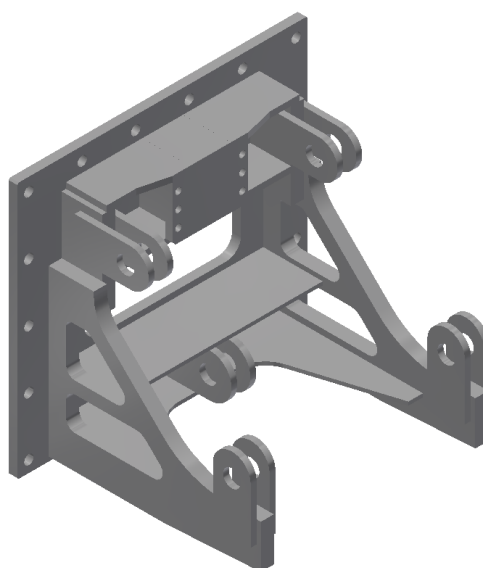


*Obr. 16 Vetknutý prvek*

Samotná konstrukce se skládá ze čtyř svařených plechů a obrobeného kusu, který zapadá mezi úchyty na zadní straně korečku. Vetknutý prvek je připevněn na nosnou konzoli pomocí šesti šroubů M20x80 (Obr. 16).

### 2.1.4 NOSNÁ KONZOLE

Hlavní funkce nosné konzole je přenášení zatížení z binárních prvků a vetknutého prvku na rychloupínač. Dále slouží k vedení a případně k uchycení měřicí techniky a její kabeláže. Konstrukce vychází z firemních předpokladů o celkové sestavě a umístění jednotlivých prvků. Binární prvky jsou k nosné konzole uchyceny pomocí čepů a jsou zajištěny vnějšími pojistnými kroužky (Obr. 17).



*Obr. 17 Nosná konzole*

### **2.1.5 RYCHLOUPÍNAČ**

Rozměry a tvar rychloupínače byly zvoleny na základě požadavku firmy pro pásové rýpadlo značky Caterpillar s hmotností 25 až 40 tun. Přesněji se jedná o univerzální rychloupínací systém s označením CW-45. Uchycení u této koncepce je realizováno pomocí čtyř čepů a lišty ve tvaru klínu, která je pohyblivá a slouží jako zámek. Rychloupínač je k nosné konzole připevněn pomocí osmnácti šroubů M30x110 (Obr. 18). [10]



*Obr. 18 Rychloupínač*

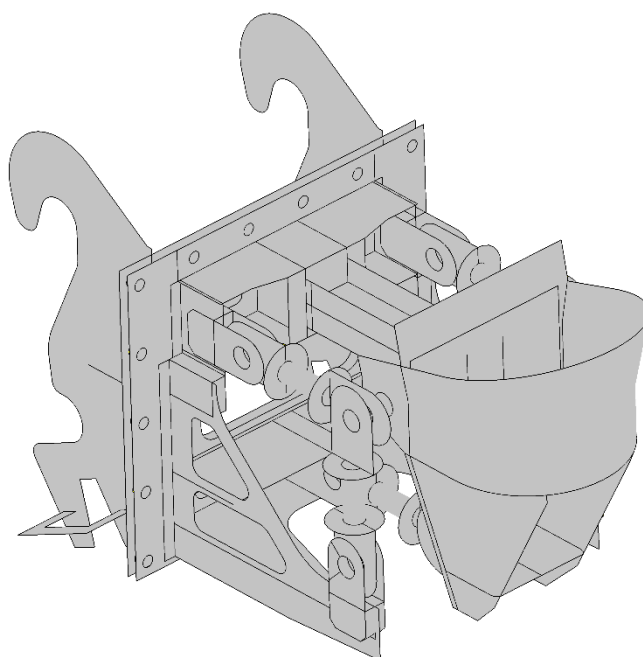
### 3 KONEČNO-PRVKOVÝ MODEL

Pevnostní výpočet celkové sestavy měřicího korečku byl proveden pomocí metody konečných prvků (MKP), což je numerická metoda sloužící k simulaci některých fyzikálních jevů. Využívá se především pro děje, které jsou na řešení analyticky složité a časově náročné.

Před samotným výpočtem bylo vykonáno několik nutných kroků – tzv. pre-processing, který se skládá z úpravy geometrie, vytvoření konečno-prvkové sítě, zavedení materiálu a okrajových podmínek. Všechny tyto kroky pre-processingu byly vykonány v programu NX Ideas. Jednotlivé kroky jsou více popsány v následujících kapitolách.

#### 3.1 GEOMETRIE MODELU

Geometrie modelu vychází z konstrukce měřicího korečku, ovšem pokud by nedošlo k úpravě geometrie a celá konstrukce by se řešila za pomoci objemové konečno-prvkové sítě, čas potřebný k výpočtu by byl značně dlouhý. Proto byla geometrie převedena na zjednodušený skořepinový model, který je doplněn několika náhradami například náhrady šroubových spojů, čepů a hřídele. Zjednodušení skořepinového modelu zahrnuje zanedbání víka, úkosů nebo šroubových spojení, u kterých není potřebné sledovat napětí, případně deformaci. Náhrady a zjednodušení šroubových spojů, čepů a vybraných svarů jsou následně analyticky ověřeny.



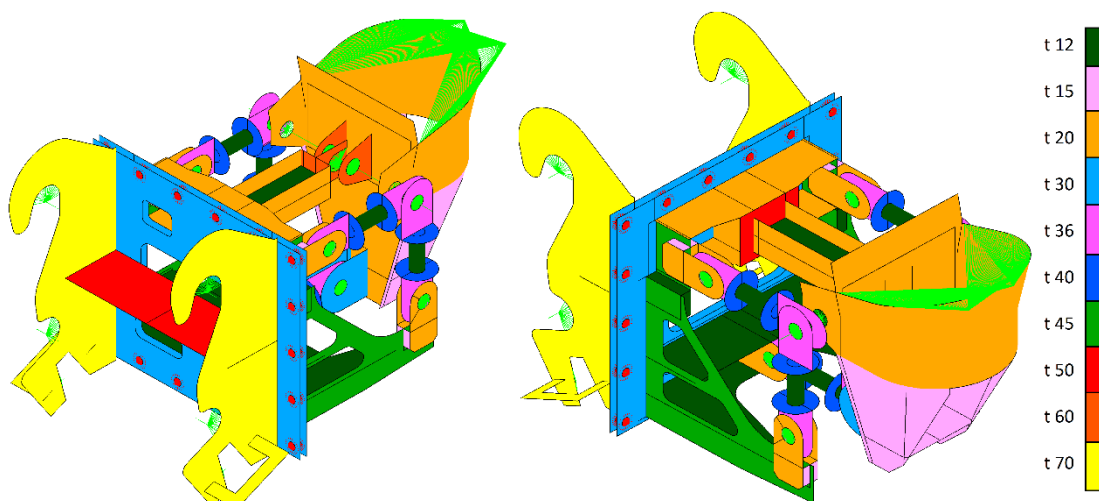
*Obr. 19 Zjednodušený model měřicího korečku*

Geometrie skořepinového modelu se skládá z jednotlivých střednic plechů. Tyto střednice byly vytvořeny rozřezáním objemových prvků pomocí booleovských operací. Při práci s booleovskými operacemi bylo nutné zajistit, aby se jednotlivé střednice správně vytvořily a nedošlo k nevhodnému rozřezání ploch, které by následně vedlo k problematické tvorbě skořepinové sítě.



### 3.2 SÍŤ KONEČNÝCH PRVKŮ

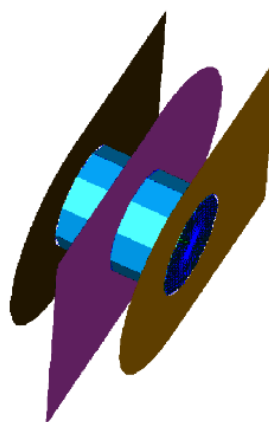
Pro tvorbu konečno-prvkového modelu byl volen přístup zjednodušeného skořepinového modelu doplněného o náhradní prvky. Tvorba skořepinové sítě využívala co nejvíce metodu mapované sítě, která umožňuje nastavit přesný počet prvků. Skořepinová síť je tvořena lineárními čtyřúhelníkovými skořepinovými prvky. Pro plochy, na kterých nebylo možné vytvořit mapovanou síť, byla vytvořena síť volná. Rozložení tlouštěk na skořepinové síti je barevně znázorněno na obrázku 20. Prvky vykreslené světle zelenou barvou jsou prvky náhrad, které jsou popsány v následující části.



Obr. 20 Rozložení tlouštěk skořepinové sítě

#### 3.2.1 NÁHRADA ČEPŮ

Čepy umístěné v úchytech přenášejí zatížení v jednom případě z korečku na binární prvky nebo v druhém případě z binárních prvků na nosnou konzoli. Nahrazeny jsou prutovými prvky se stanovenou průřezovou charakteristikou. Pruty jsou v daných místech spojeny se skořepinovou sítí pomocí prvků RBE3<sup>5</sup>. Mezi krajními pruty a prutem uprostřed jsou umístěny kinematické vazby, které zajišťují volnost rotace a translace v axiálním směru čepu. Vůle mezi binárními prvky a úchyty se v této náhradě zanedbává.



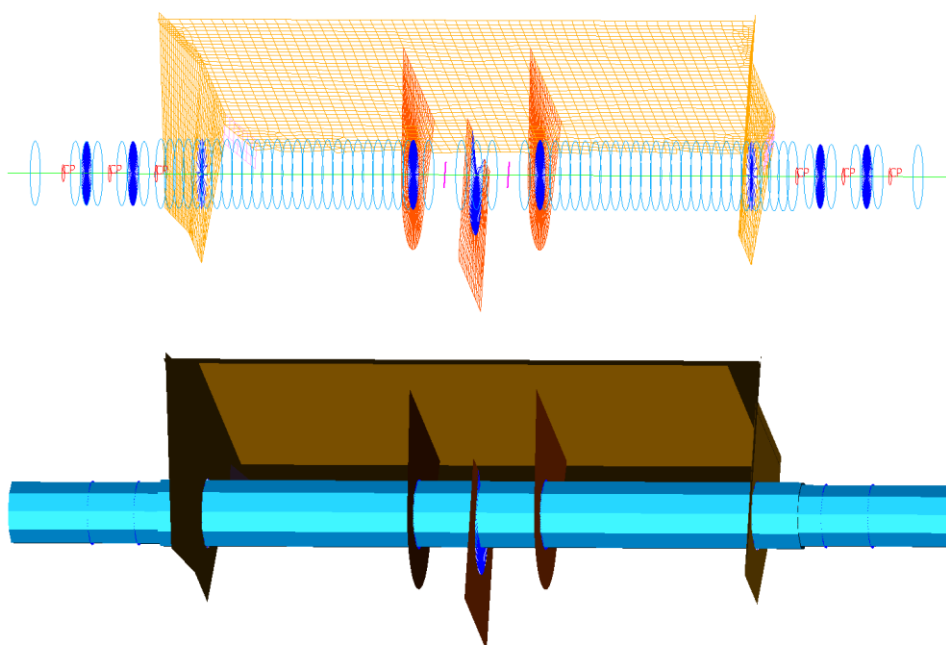
Obr. 21 Náhrada čepů

<sup>5</sup> RBE3, neboli constraint je virtuální nehmotný prvek s konečnou tuhostí. [12]

### 3.2.2 NÁHRADA HŘÍDELE

Celá hřídel ležící v zadní části korečku je nahrazena prutovým prvkem s danou průřezovou charakteristikou. Oba konce hřídele, na kterých jsou uchyceny dva binární prvky, jsou, co se týče náhrady spojení skořepinové sítě a prutu, řešeny podobným způsobem jako u spojení čepem. Jedná se tedy opět o prutové prvky, vzájemně spojené kinematickými vazbami, které stejně jako v předchozím případě dovolují translaci a rotaci v axiálním směru hřídele. Spojení prutového prvku se skořepinovou sítí je provedeno prvky RBE3.

Pomocí hřídele je také nahrazen kontakt mezi vetknutým prvkem a úchyty na zadní straně korečku. K tomuto byl použit virtuální nehmotný prvek GAP, který zajišťuje kontakt dvou uzlů ve směru kontaktu. Tomuto prvku lze nastavit vzdálenost, kdy dojde ke kontaktu, tedy vůli. V tomto případě byla velikost vůle ponechána na výchozí hodnotě, a to 0 mm.



Obr. 22 Náhrada hřídele

### 3.2.3 NÁHRADA ŠROUBOVÉHO SPOJE

Pro lepší výsledky v oblasti spojení nosné konzole a rychloupínače byla vytvořena náhrada šroubového spoje s předpětím a kontaktem vyvolaného silou předpětí. Samotný šroub je vytvořen pomocí prutového prvku s danou průřezovou charakteristikou a délkou 60 mm, což je skutečná tloušťka spojovaných desek. Koncové body prutového prvku jsou pak spojeny se skořepinovou sítí pomocí prvků RBE3. Kontakt vyvolaný silou předpětí byl odvozen z náhrady tuhosti spojovaných součástí dutým komolým kuželem. Velikost síly předpětí byla určena ze vztahu [13]:

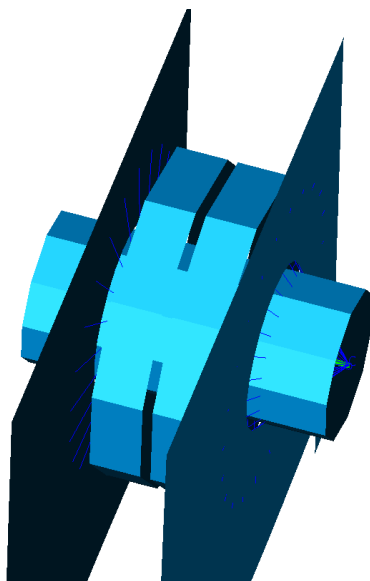
$$F_i = 0,75 \cdot A_S \cdot S_P [N] \quad (3.1)$$

kde  $A_S$  je výpočtový průřez šroubu a  $S_P$  je zkušební napětí.

Pro šrouby M30 pevnostní třídy 8.8 dle [13] je  $A_{S30} = 561\text{mm}^2$  a  $S_{P30} = 600\text{MPa}$ . Po dosazení do vztahu (3.1) se velikost předpětí rovná:

$$F_{i30} = 0,75 \cdot A_{S30} \cdot S_{P30} = 0,75 \cdot 561 \cdot 600 = 252,45 \text{ kN}$$

Touto silou byl zatížen zjednodušený model šroubu v programu NX I-deas pro zjištění hodnoty deformace. Ta byla následně použita v náhradě šroubového spoje, kde byla její záporná hodnota definována prvku GAP. Tímto byl zajištěn kontakt dvou desek v oblasti komolého kužele, který byl vyvolán vypočtenou silou předpětí.

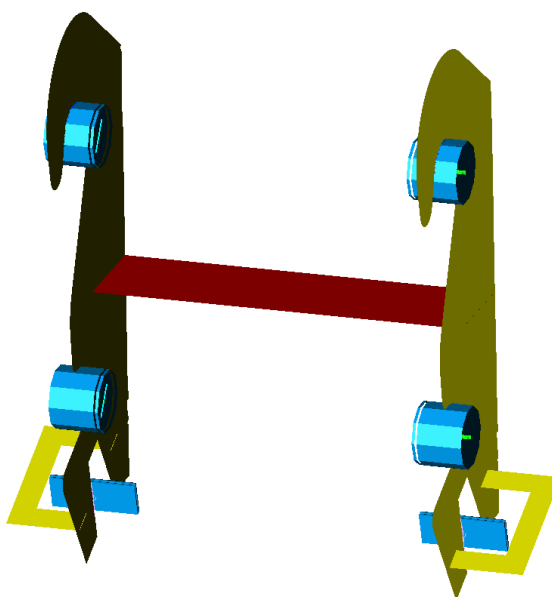


Obr. 23 Náhrada šroubového spoje

### 3.2.4 NÁHRADA ÚCHYTŮ RYCHLOUPÍNAČE

Úchyty, jak již bylo zmíněno v předešlé kapitole, jsou ve skutečnosti 4 čepy a zasouvací lišta ve tvaru klínu. Čepy jsou nahrazeny prutovými prvky, které jsou rozdělené na několik částí. V každém řezu se nachází body sloužící k zavedení okrajových podmínek a spojení prutového prvku se skořepinovým. Do náhrady čepu je zaveden prvek GAP, který zajišťuje stanovenou vůli v axiálním směru čepu.

Náhrada zasouvací lišty je také provedena pomocí prutových prvků. Pruty jsou orientovány jako normály k ploše, kde se očekává opření lišty o výřez v rychloupínači. Jeden konec prutu je připojen ke skořepinové síti, na druhý jsou aplikovány okrajové podmínky. Do této náhrady je také zavedena vůle opření pomocí prvku GAP.



Obr. 24 Náhrada úchytů rychloupínače

### 3.3 MATERIÁL MODELU

Skořepinové síti se musí přiřadit nejen tloušťka jednotlivých prvků ale i materiálová charakteristika. V prostředí programu NX I-deas se nachází předdefinované materiály, případně může být vytvořen vlastní materiál, kterému lze nastavit materiálové vlastnosti. Při návrhu výpočetního modelu byly voleny lineární materiály, u kterých je závislost mezi deformací a napětím lineární. Konkrétně se jedná o ocel S355J2 a ocel Hardox 450 Plate. Tyto oceli mají stejné hodnoty materiálových konstant [13]:

- h) modul pružnosti v tahu  $E = 210 \text{ GPa}$
- i) Poissonovo číslo  $\mu = 0,3$
- j) modul pružnosti ve smyku  $G = 81 \text{ Gpa}$

#### 3.3.1 OCEL S355J2

Ocel S355J2 je konstrukční, nelegovaná, jakostní ocel vyráběna válcováním za tepla do plochých výrobků o maximální tloušťce 400 mm. Ocel je vhodná pro svařované konstrukce, které jsou staticky i dynamicky namáhány. Samotná ocel není dále určena k tepelnému zpracování mimo oceli S355J2+N, které mohou být žihány k odstranění vnitřního prnutí. Ocel je použita na většinu konstrukce mimo části, u kterých se přepokládá velké zatížení a vysoká abraze. Vybrané mechanické vlastnosti jsou uvedené v tabulce 2. [5]

Tab. 2 Mechanické vlastnosti oceli S355J2 [7]

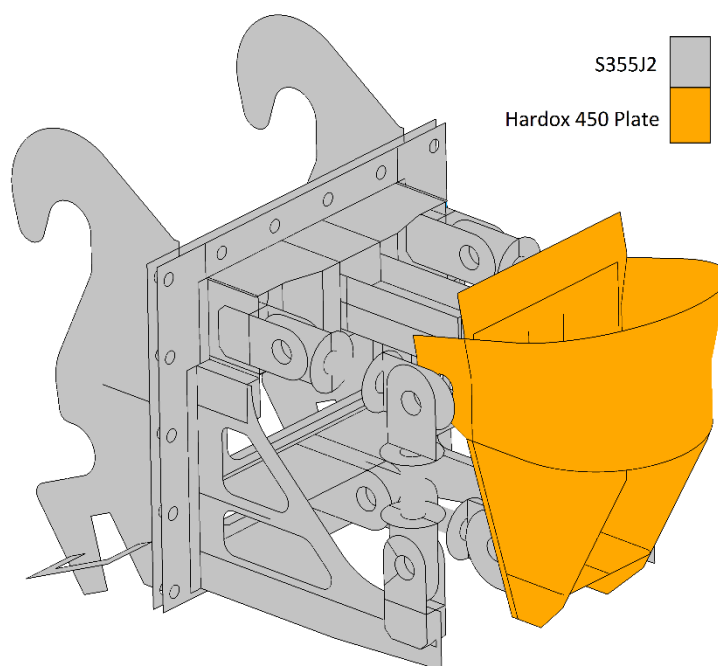
Mechanické vlastnosti oceli S355J2					
jmenovitá tloušťka [mm]	≤16	>16≤40	>40≤63	>63≤80	>80≤100
minimální mez kluzu $R_{eH}$ [MPa]	355	345	335	325	315
pevnost v tahu $R_m$ [MPa]	470÷630	470÷630	470÷630	470÷630	470÷630

### 3.3.2 OCEL HARDOX 450 PLATE

Hardox 450 je otěruvzdorná ocel vhodná pro svařované konstrukce. Díky svým pevnostním vlastnostem může být použita i pro nosné části konstrukce. Ocel je dodávána v plochých výrobcích s tloušťkou  $3,2 \div 130$  mm. Není určena k dalšímu tepelnému zpracování. Hodnot mechanických vlastností je docíleno pomocí kalení, případně kalení a následnému popouštění. Tato ocel je použita v místech, kde se předpokládá abraze těženým materiálem a velké zatížení při rypném procesu. Rozložení materiálu je zobrazeno na obrázku 25. Vybrané mechanické vlastnosti jsou uvedené v následující tabulce 3. [6]

Tab. 3 Mechanické vlastnosti oceli Hardox 450 Plate [6]

Mechanické vlastnosti oceli Hardox 450 Plate			
jmenovitá tloušťka [mm]	$>3,2 \leq 80$	$>80 \leq 103$	$>103 \leq 130$
mez kluzu $R_e$ [MPa]	1100÷1300	1050÷1300	1000÷1300
pevnost v tahu $R_m$ [MPa]	1400	1400	1400
tvrdost HBW <sup>6</sup>	425÷475	410÷475	390÷475



Obr. 25 Rozložení materiálu na měřicím korečku

<sup>6</sup> tvrdost podle Brinella prováděna dle normy EN ISO 6506-1 [6]

### 3.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Zadávání okrajových podmínek v programu NX I-deas může být realizováno na předem vytvořenou geometrii modelu nebo do uzlů konečno-prvkové sítě. Okrajové podmínky u metody konečných prvků lze rozdělit na geometrické a silové. Vliv okrajových podmínek na výsledek je značný, proto je nutné jejich správné zadání. Při tvorbě okrajových podmínek u zjednodušených výpočtových modelů, tedy skořepin nebo prutů, dochází ke vzniku singularit. Singularity mohou být také vyvolány například kolmým přechodem skořepinové sítě. V oblasti singularit jsou výsledky znehodnoceny a nelze je tedy brát v potaz. [18]

#### 3.4.1 GEOMETRICKÉ OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Geometrické okrajové podmínky lze vyjádřit stanovenou hodnotou posunutí nebo rotace ve vybraných uzlech. Veškerým samostatným prvkům jsou přiřazeny takové geometrické okrajové podmínky, aby byly odebrány všechny stupně volnosti a bylo tím zamezeno pohybu v prostoru.

Celkový model měřicího korečku je uchycen pomocí náhradních úchytů v rychloupínači a to tak, aby se chování výpočtového modelu co nejvíce blížilo skutečnosti. Dva horní čepy mají pevně daný posuv ve všech osách a rotaci v axiálním směru čepu, aby nedocházelo k pootáčení čepu. Dva spodní čepy jsou totožné s horními, ovšem mají volný posuv ve vertikálním směru. U zasouvací lišty je zamezen posuv v axiálním směru náhrady této lišty, a to za předpokladu vymezení stanovené vůle.

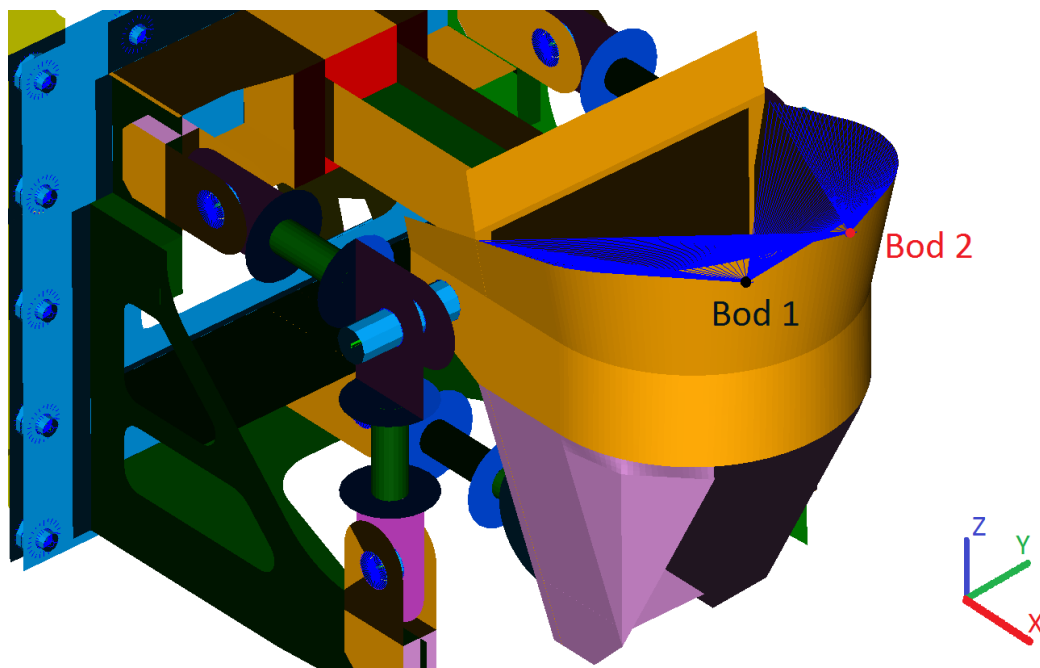
#### 3.4.2 SILOVÉ OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Na model jsou aplikovány dvě silové okrajové podmínky. První je tíhová síla působící vertikálním směrem na všechny prvky modelu. Další silová okrajová podmínka je osamocená síla působící v daném bodě daným směrem. Tato síla je následně rozložena na krajní hranu bandáže korečku. Působíště síly stejně jako její směr a velikost byly stanoveny společností NOEN a.s.. Jednotlivé zátěžné stavy jsou uvedeny v tabulce 4 a znázorněny na obrázku 26. Působíště i směr síly vychází z rypného procesu popsáno v kapitole 1.2.

Tab. 4 Zátěžné stavy

Zátěžné stavy						
Označení	1	4	7	10	13	14
$F_x$ [kN]	-180	180	-180	180	180	180
$F_y$ [kN]	80	80	80	80	-80	-80
$F_z$ [kN]	-180	-180	-180	-180	-180	-180
Působíště	bod 1	bod 1	bod 2	bod 2	bod 1	bod 2

Z tabulky 4 je patrné, že u zátěžných stavů s označením 1 a 7 působí horizontální složka síly  $F_x$  směrem do korečku, u ostatních působí v kladném směru osy  $x$ . Bod 2 leží v ose symetrie korečku, která je totožná s rovinou  $xz$ . Bod 1 má stejné souřadnice v ose  $x$  a  $z$ , ovšem v ose  $y$  je posunut o  $-200$  mm.



Obr. 26 Grafické znázornění působišť síly

## 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Výpočet byl proveden v programu NX I-deas, který využívá řešič pro konečno-prvkovou analýzu NX Nastran. Jedná se o lineární, statickou analýzu, při které se zatížení s časem nemění. Výpočet řeší šest zátěžných stavů, u kterých se mění působíště a směr jedné síly. Pro analýzu byl vždy vybrán stav, pro který existují největší hodnoty napětí a deformace.

V analýze je nutné zohledňovat tzv. Saint-Venantův princip, který říká, že pokud nahradíme v daném místě jednu silovou soustavu staticky ekvivalentní soustavou, napjatost tělesa pro obě soustavy je stejná s výjimkou blízkého okolí náhrady, které má srovnatelné rozměry jako nahrazované místo. To platí zejména v oblastech náhrad, zjednodušení a zavedení okrajových podmínek, kde napětí v dotčené oblasti není skutečné a je nutné vyhodnocovat výsledky mimo tyto oblasti. [14]

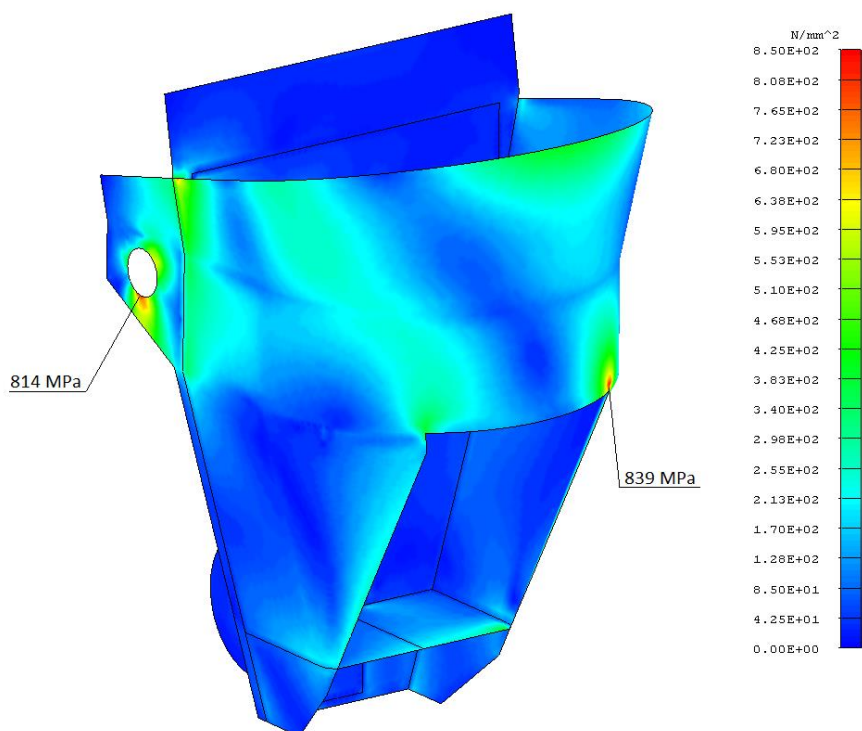
### 4.1 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA

Tato analýza posuzuje statickou pevnost vzhledem k mezi kluzu materiálu. Jelikož je mez kluzu oceli S355J2 a oceli Hardox 450 Plate značně rozdílná, grafické znázornění napětí bylo rozděleno do jednotlivých konstrukčních celků. Pro posuzování statické pevnosti byly vybrány hodnoty redukovaného napětí, tedy von Misesovo napětí.

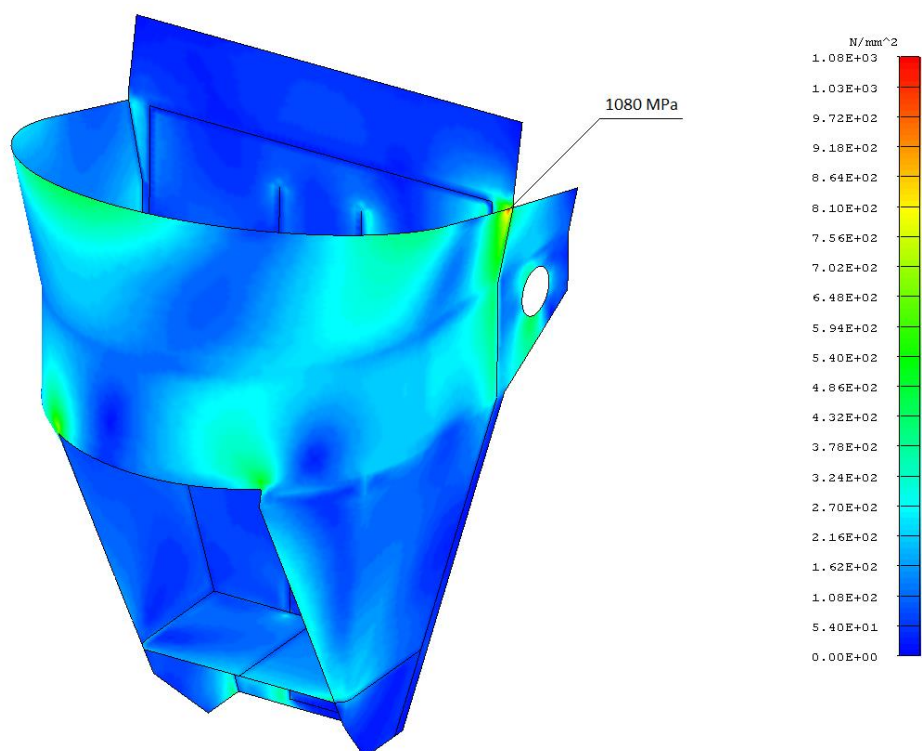
#### 4.1.1 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA KOREČKU

Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí se nachází v oblasti uchycení náhrady hřídele, v místě ostrého přechodu bandáže a dna korečku při zátěžném stavu s označením 4 (Obr. 27). U zátěžného stavu s označením 13 (Obr. 28) se objevuje vysoká hodnota redukovaného napětí v místě spojení bandáže a zadní části korečku. I přes vysoké hodnoty redukovaného napětí, nedojde k přesažení meze kluzu oceli Hardox 450 Plate, která dosahuje podle výrobce hodnot až 1300 MPa. [6]





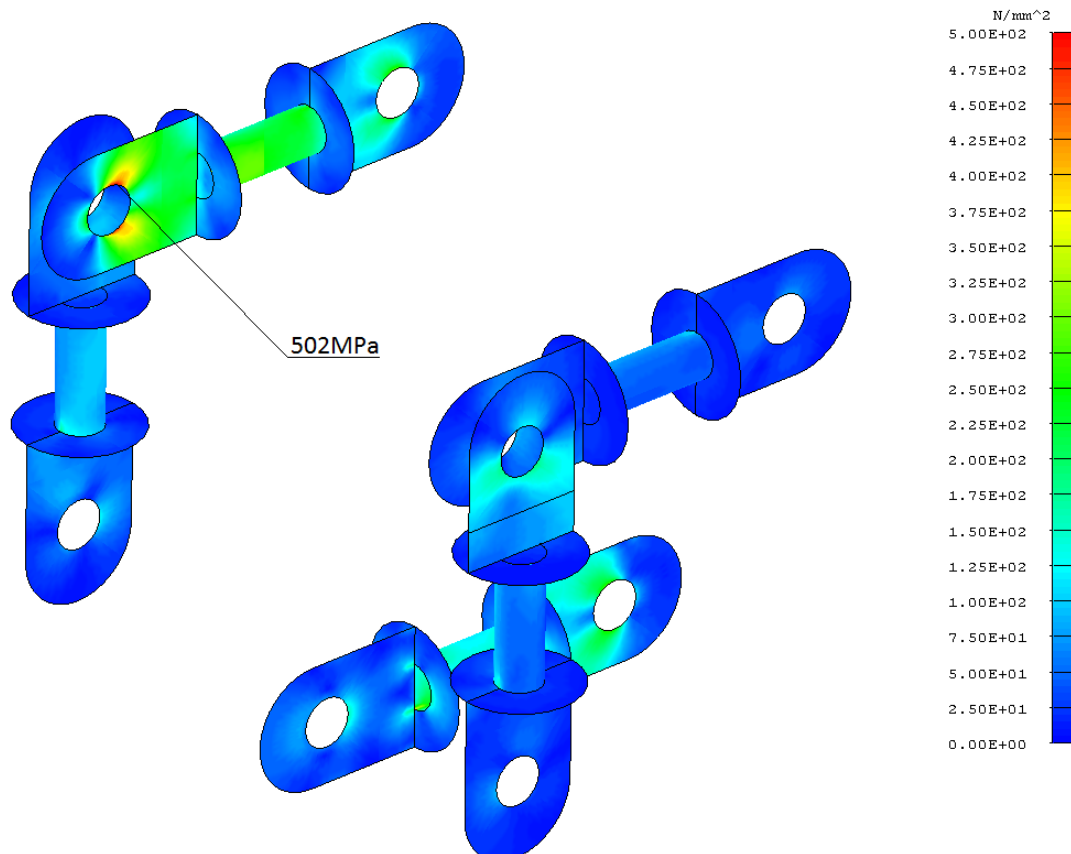
Obr. 27 Redukované napětí dle podmínky HMM, koreček, zátěžný stav 4, měřítko deformace modelu 1, rozsah zobrazovaného napětí: 0÷850 MPa, maximální napětí 839 MPa



Obr. 28 Redukované napětí dle podmínky HMM, koreček, zátěžný stav 13, měřítko deformace modelu 1, rozsah zobrazovaného napětí: 0÷1080 MPa, maximální napětí 1080 MPa

#### 4.1.2 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA BINÁRNÍCH PRVKŮ

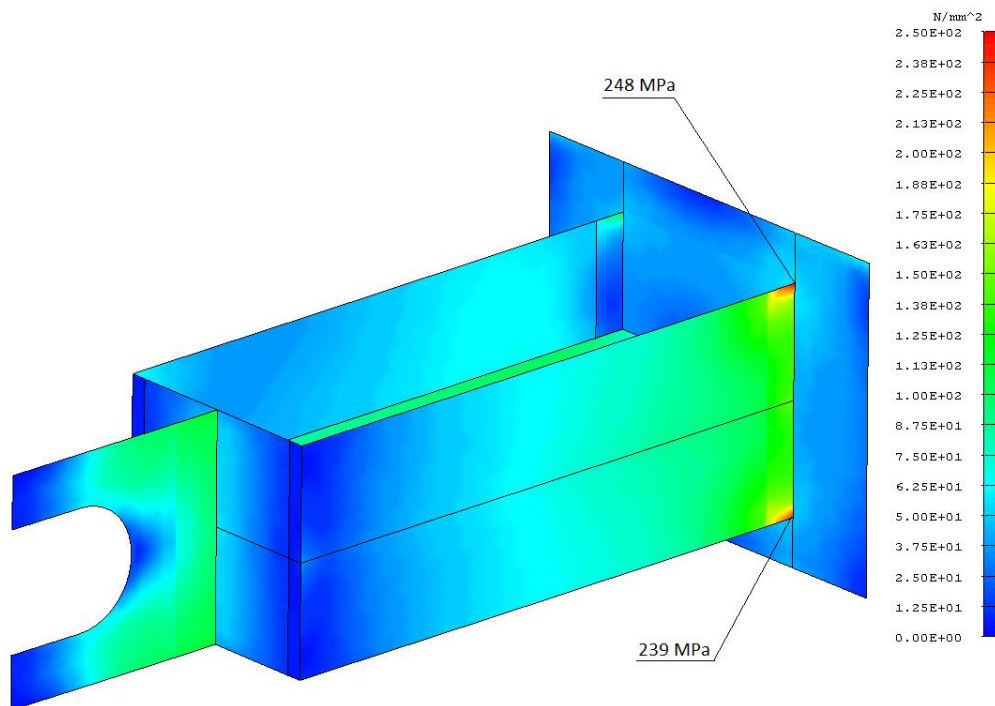
Redukované napětí v případě binárních prvků dosahovalo hodnot 502 MPa u zátěžného stavu 4 v místě úchytu binárního prvku k hřídeli korečku. Jelikož se hodnoty redukovaného napětí přesahující mez kluzu oceli S355J2 objevují i mimo oblast ovlivněnou náhradami, lze posoudit, že se u binárních prvků může vytvořit plastická deformace, a proto nevyhovují.



Obr. 29 Redukované napětí dle podmínky HMH, binární prvky, zátěžný stav 4, měřítko deformace modelu 1, rozsah zobrazovaného napětí: 0÷500 MPa, maximální napětí 502 MPa

### 4.1.3 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA VETKNUTÉHO PRVKU

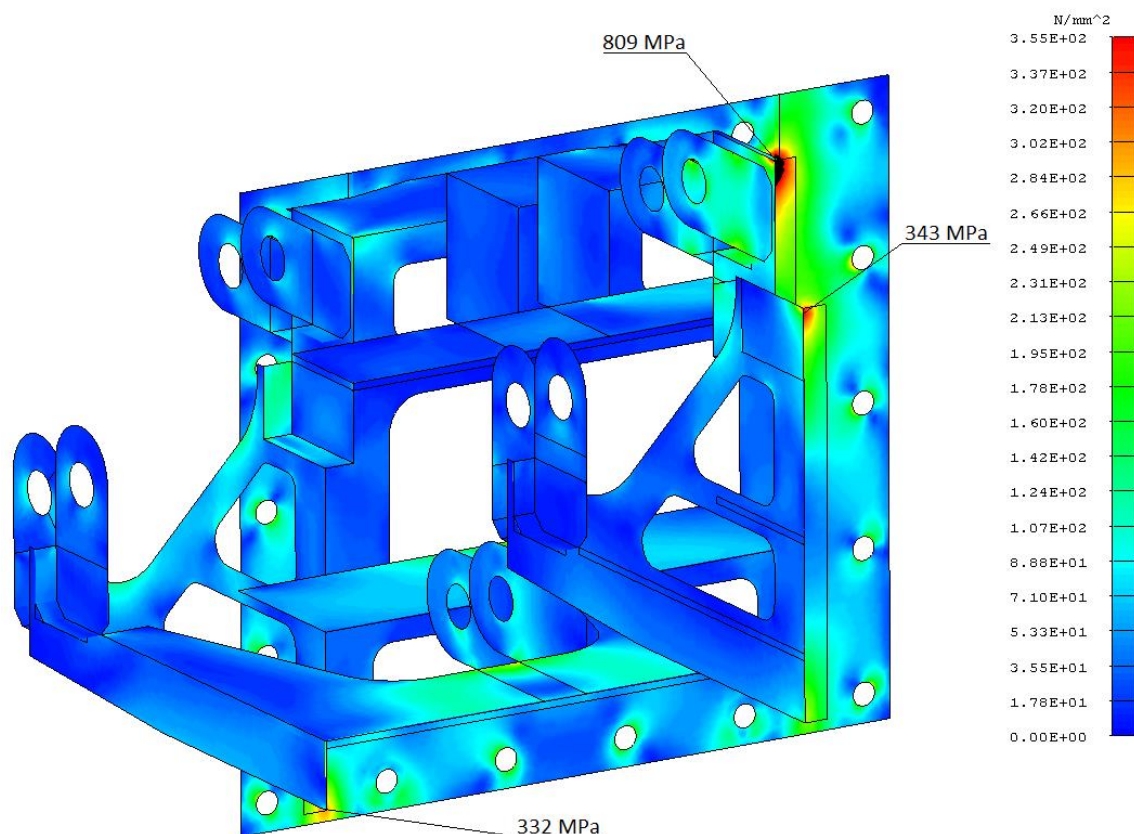
Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí na vetknutém prvku se objevují při zátěžném stavu 13 v místě napojení dvou kolmých plechů. Jelikož se jedná o oblast ovlivněnou náhradou spojovacího plechu, skutečné napětí bude menší. V oblastech neovlivněných náhradami hodnoty redukovaného napětí nepřesahují mez kluzu.



Obr. 30 Redukované napětí dle podmínky HMM, vetknutý prvek, zátěžný stav 13, měřítko deformace modelu 1, rozsah zobrazovaného napětí: 0÷250 MPa, maximální napětí 248 MPa

#### 4.1.4 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA NOSNÉ KONZOLE

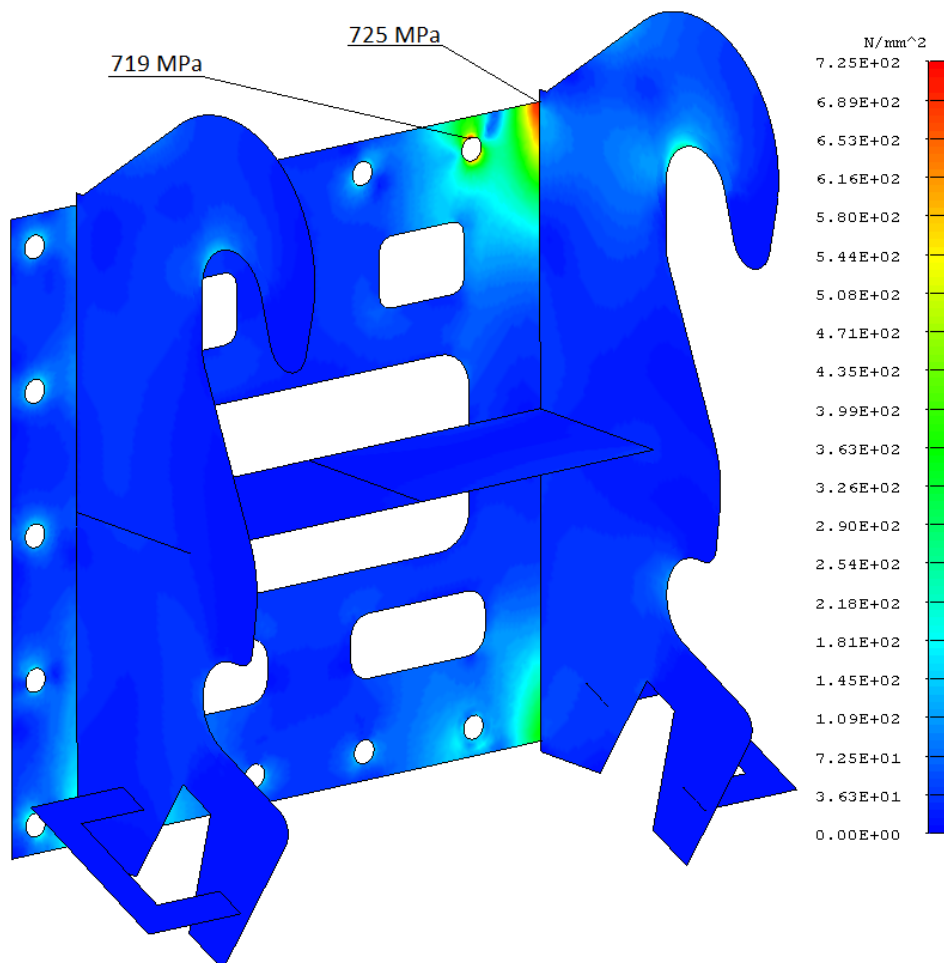
U nosné konzole se vysoké hodnoty redukovaného napětí ukázaly při zátěžném stavu 14 v místě singularit, v tomto případě se jedná o spojení tří skořepinových sítí v jednom bodě. Skutečné napětí bude dosahovat nižších hodnot, ovšem i v oblastech neovlivněných těmito zjednodušeními se vyskytuje napětí dosahující meze kluzu a mohlo by pro to dojít k plastické deformaci.



Obr. 31 Redukované napětí dle podmínky HMM, nosná konzole, zátěžný stav 14, měřítko deformace modelu 1, rozsah zobrazovaného napětí: 0÷355 MPa, maximální napětí 809 MPa

#### 4.1.5 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA RYCHLOUPÍNAČE

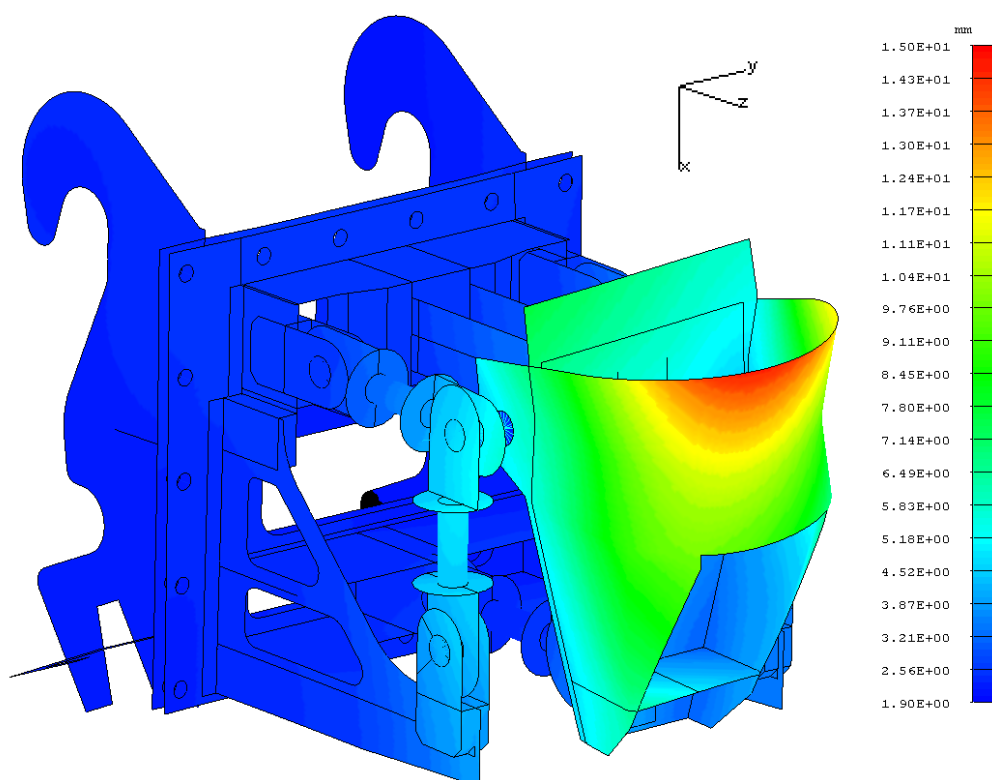
Napěťová analýza rychloupínače ukázala, že nejvyšší hodnoty redukovaného napětí se objevují při zátěžném stavu 4 v místě nahrazení šroubového spoje a také v místě spojení dvou kolmých skořepinových sítí. Stejně jako v předchozích případech se jedná pouze o výsledky v oblastech ovlivněných náhradami. V dostatečně vzdálených místech přesto hodnoty napětí dosahují meze kluzu.



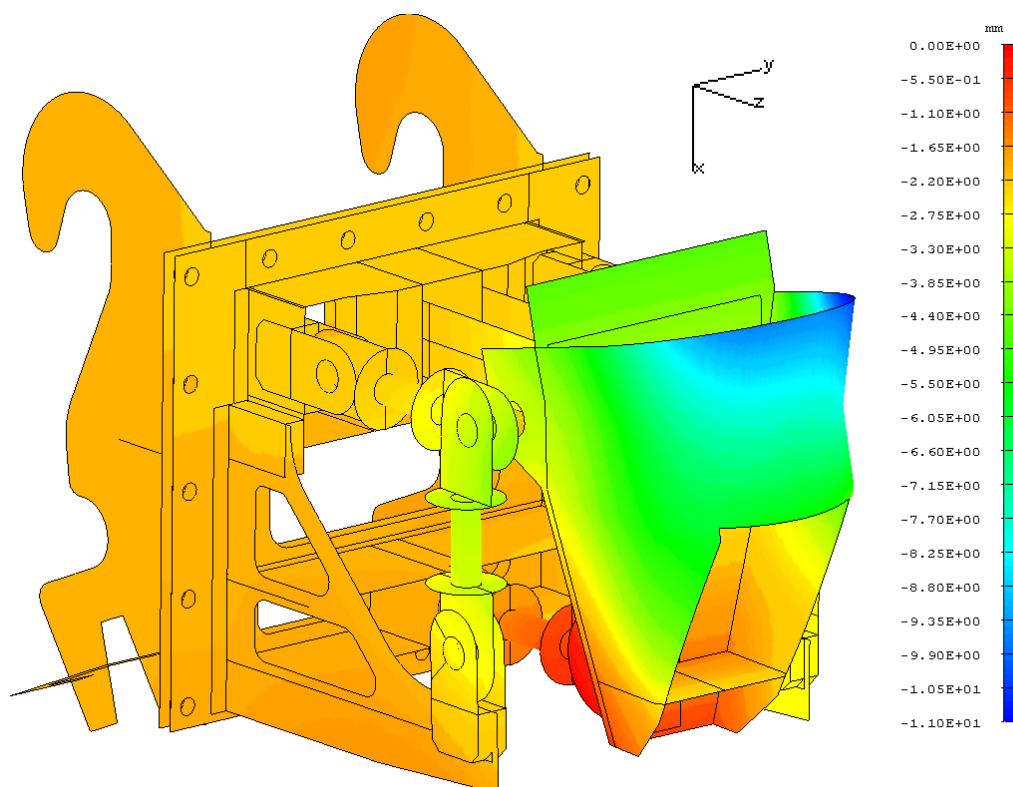
Obr. 32 Redukované napětí dle podmínky HMM, rychloupínač, zátěžný stav 4, měřítko deformace modelu 1, rozsah zobrazovaného napětí:  $0 \div 725$  MPa, maximální napětí 725 MPa

#### 4.2 DEFORMAČNÍ ANALÝZA

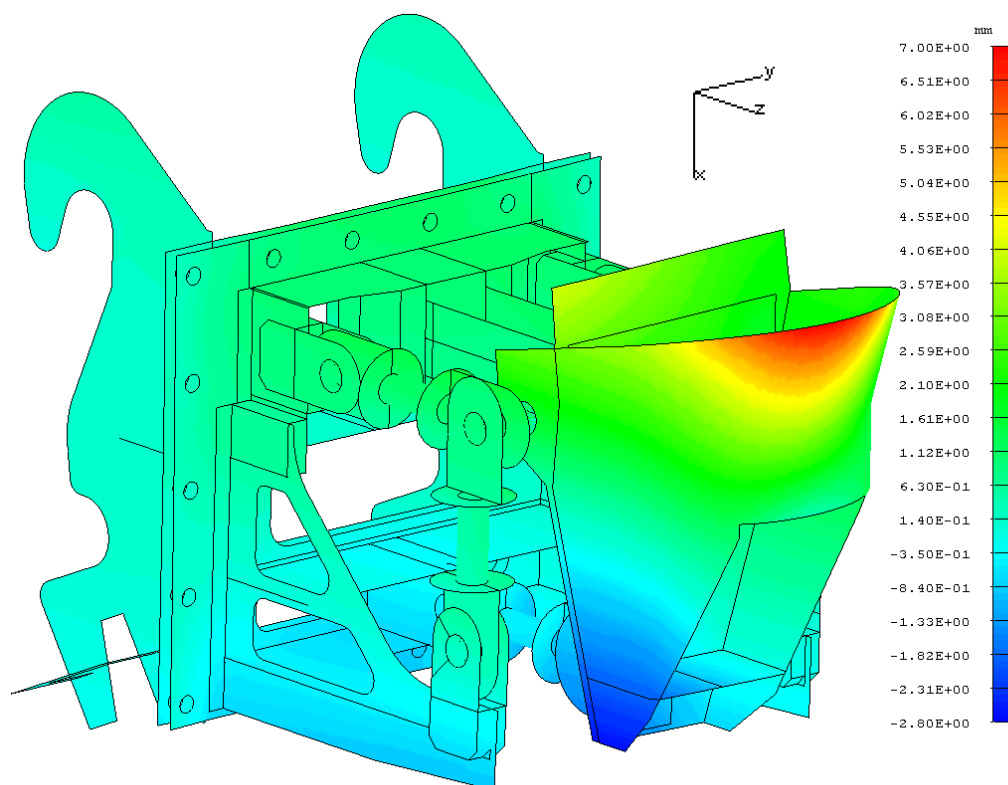
Výsledná deformační analýza celé sestavy měřicího korečku ukazuje, že hodnota maximální celkové deformace, která je složená z vektorových součtů dílčích deformací všech tří os, se ukazuje při zátěžném stavu s označením 13 na horní hraně bandáže (Obr. 33). Nejmenší hodnoty deformace se nachází na rychloupínači v blízkosti úchytů v čepích, kde byla pouze vymezena stanovená vůle v axiálním směru čepů tedy v ose Y (Obr. 34). Na obrázku 35 lze vidět kladné hodnoty deformace ve směru osy Z na horní hraně bandáže korečku a záporné hodnoty deformace, tedy deformace proti směru osy Z ve spodní části korečku.



Obr. 33 Celková deformace měřicího korečku, zátěžný stav 13, měřítko deformace modelu 10, rozsah zobrazované deformace:  $1,9 \div 15,0$  mm, maximální deformace 14,6 mm, minimální deformace 1,91 mm



Obr. 34 Deformace měřicího korečku v ose Y, zátěžný stav 13, měřítko deformace modelu 10, rozsah zobrazované deformace:  $-11,0 \div 0$  mm, maximální deformace -0,12 mm, minimální deformace -10,9 mm



Obr. 35 Deformace měřicího korečku v ose Z, zátěžný stav 13, měřítko deformace modelu 10, rozsah zobrazované deformace:  $-2,8 \div 7,0$  mm, maximální deformace 6,92 mm, minimální deformace -2,79 mm

### 4.3 ANALÝZA NÁHRAD

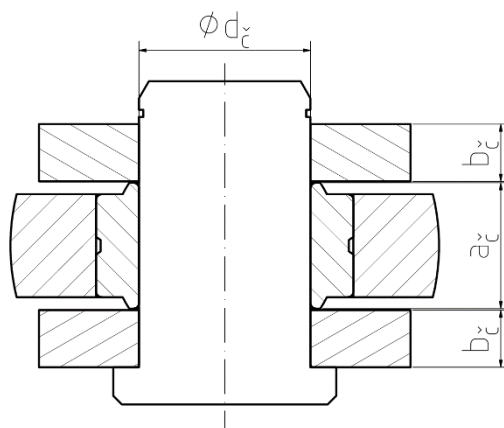
Jelikož napětí v náhradních prvcích neodpovídá skutečnosti, je nutné provést kontrolní výpočty. Ty byly provedeny u náhrad čepů, šroubových spojení, vybraných svarů a hřídele. Síly použité k výpočtu byly zjištěny z konečno-prvkové simulace.

#### 4.3.1 KONTROLA ČEPŮ

V konstrukci se nachází šest totožných čepových spojů. Kontrola těchto spojů zahrnuje výpočet ohybového, smykového a redukovaného napětí. Dále byla provedena kontrola na otláčení stykových ploch. Jelikož se jedná o totožná spojení je uveden pouze jeden příklad výpočtu, ostatní čepová spojení se kontrolují stejným způsobem a jejich výsledky pro všechny zátěžné stavy jsou tabelárně uvedeny v příloze 1. Kontrola je provedena vůči dovoleným napětím při míjivém zatěžování (Tab. 5).

Tab. 5 Dovolená napětí pro ocel S355J2 [16], [17]

Dovolená napětí: ocel S355J2		
Minimální mez kluzu	$R_{eH}$	355 MPa
Dovolené napětí v ohybu	$\sigma_{oD}$	180 MPa
Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	105 MPa
Dovolný tlak ve stykových plochách	$p_D$	90 MPa

Obr. 36 Schéma čepového spoje:  $a_č$  – šířka úchytu binárního prvku,  $b_č$  – šířka úchytu nosné konzole,  $d_č$  – průměr čepu**KONTROLA ČEPU NA OHYB**

$$\sigma_{oč} = \frac{4 \cdot F_č \cdot (a_č + 2 \cdot b_č)}{\pi \cdot d_č^3} [\text{MPa}], [15] \quad (4.1)$$

$$\sigma_{oč} = \frac{4 \cdot 10800 \cdot (44 + 2 \cdot 20)}{\pi \cdot 60^3}$$

$$\sigma_{oč} = 5,35 \text{ MPa} < \sigma_{oD} = 180 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

 $\sigma_{oč}$  [MPa] – ohybové napětí v čepu $F_č = 10800 \text{ N}$  – síla působící na čep $a_č = 44 \text{ mm}$  – šířka úchytu binárního prvku $b_č = 20 \text{ mm}$  – šířka úchytů nosné konzole $d_č = 60 \text{ mm}$  – průměr čepu



**KONTROLA ČEPU NA STŘIH**

$$\tau_{\check{c}} = \frac{2 \cdot F_{\check{c}}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} [MPa], [15] \quad (4.2)$$

$$\tau_{\check{c}} = \frac{2 \cdot 10800}{\pi \cdot 60^2}$$

$$\tau_{\check{c}} = 1,91 MPa < \tau_D = 105 MPa \Rightarrow VYHOVUJE$$

kde:

$\tau_{\check{c}} [MPa]$  – smykové napětí v čepu

**KONTROLA PODMÍNKY HMH**

$$\sigma_{red\check{c}} = \sqrt{\sigma_{o\check{c}}^2 + 3 \cdot \tau_{\check{c}}^2} < \frac{R_{eH}}{k} [MPa], [13] \quad (4.3)$$

$$\sigma_{red\check{c}} = \sqrt{5,35^2 + 3 \cdot 1,91^2} < \frac{355}{1,5}$$

$$\sigma_{red\check{c}} = 6,29 MPa < 237 MPa \Rightarrow VYHOVUJE$$

kde:

$\sigma_{red\check{c}} [MPa]$  – redukované napětí dle podmínky HMH

$k = 1,5$  – koeficient bezpečnosti

**KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ**

$$p_{\check{c}1} = \frac{F_{\check{c}}}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot b_{\check{c}}} [MPa], [15] \quad (4.4)$$

$$p_{\check{c}1} = \frac{10800}{2 \cdot 60 \cdot 20}$$

$$p_{\check{c}1} = 4,5 MPa < p_D = 90 MPa \Rightarrow VYHOVUJE$$

kde:

$p_{\check{c}1} [MPa]$  – stykový tlak v úchytech nosné konzole

$$p_{\check{c}2} = \frac{F_{\check{c}}}{d_{\check{c}} \cdot a_{\check{c}}} [MPa], [15] \quad (4.5)$$

$$p_{\check{c}2} = \frac{10800}{60 \cdot 44}$$

$$p_{\check{c}2} = 4,09 MPa < p_D = 90 MPa \Rightarrow VYHOVUJE$$

kde:

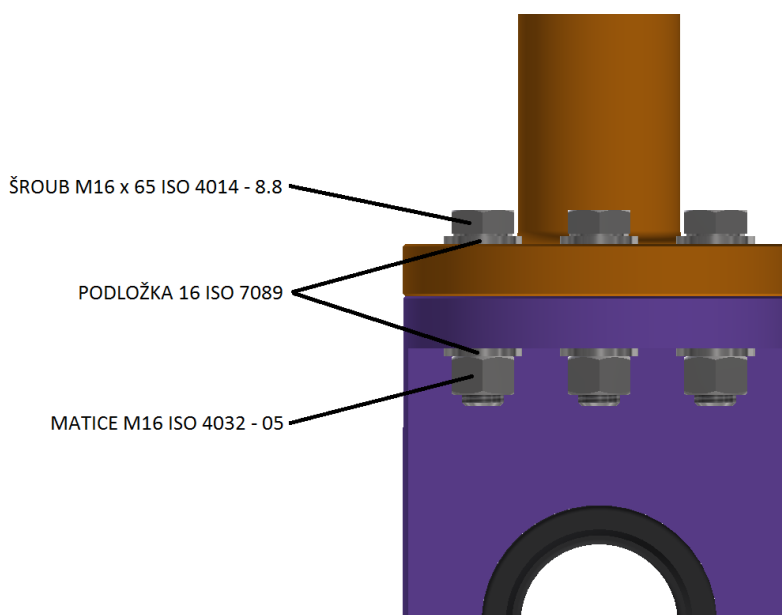
$p_{\zeta 2}$  [MPa] – stykový tlak v úchytech binárního prvku

#### 4.3.2 KONTROLA ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Šroubová spojení byla kontrolována dle [13] jako předepjatá šroubová spojení při statickém tahovém zatěžování. V konstrukci se nachází šroubová spojení rychloupínače s nosnou konzolí, vetknutého prvku a nosné konzole a v binárních prvcích. Výpočet je uveden stejně jako v předchozím případě pro jednotlivá spojení a jedno zatížení. Výsledky kontrol ostatních zatížení jsou uvedeny v příloze 2. U všech šroubových spojů se uvažují metrické ocelové šrouby dle ISO 4014, pevnostní třídy 8.8.

#### ŠROUBOVÉ SPOJENÍ BINÁRNÍCH PRVKŮ

Šroubové spojení binárních prvků je složeno z šesti šroubů se šestihrannou hlavou M16x65 ISO 4014 – 8.8, šestihranných matic M16 ISO 4032 – 05 a plochých kruhových podložek 16 ISO 7089 pod maticí i šroubem (Obr. 37).



Obr. 37 Zobrazení šroubového spojení binárního prvku

**Délka hladké části dříku:**

$$l_{g16} = l_{16} - b_{16} \text{ [mm]}, [13] \quad (4.6)$$

$$l_{g16} = 65 - 38$$

$$l_{g16} = 27 \text{ mm}$$

kde:

$l_{g16}$  [mm] – délka hladké části dříku šroubu M16

$l_{16} = 65$  mm – délka šroubu M16

$b_{16} = 38$  mm – délka závitu šroubu M16

**Délka závitu v sevření:**

$$l_{b16} = l_{s16} - l_{g16} \text{ [mm]}, [13] \quad (4.7)$$

$$l_{b16} = 40 - 27$$

$$l_{b16} = 13 \text{ mm}$$

kde:

$l_{b16}$  [mm] – délka závitu v sevření šroubu M16

$l_{s16} = 40$  mm – svěrná délka

**Plocha průřezu válcové části dříku bez závitu:**

$$S_{d16} = \frac{\pi \cdot d_{s16}^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]}, [13] \quad (4.8)$$

$$S_{d16} = \frac{\pi \cdot 16^2}{4}$$

$$S_{d16} = 200,96 \text{ mm}^2$$

kde:

$S_{d16}$  [mm<sup>2</sup>] – plocha průřezu válcové části dříku bez závitu šroubu M16

$d_{s16} = 16$  mm – průměr dříku bez závitu šroubu M16

**Tuhost šroubu:**

$$k_{s16} = \frac{S_{d16} \cdot A_{s16} \cdot E}{S_{d16} \cdot l_{b16} + A_{s16} \cdot l_{g16}} \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}\text{]}, [13] \quad (4.9)$$

$$k_{s16} = \frac{200,96 \cdot 157 \cdot 210 \cdot 10^3}{200,96 \cdot 13 + 157 \cdot 27}$$

$$k_{s16} = 967039,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde:

$k_{s16}$  [N · mm<sup>-1</sup>] – tuhost šroubu M16

$$A_{S16} = 157 \text{ mm}^2 - \text{výpočtový průřez šroubu M16 [13]}$$

$$E = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa} - \text{modul pružnosti v tahu [13]}$$

**Tuhost spojovaných součástí:**

$$k_{P16} = E \cdot d_{s16} \cdot A_{16} \cdot \exp\left(\frac{B_{16} \cdot d_{s16}}{l_{s16}}\right) [N \cdot \text{mm}^{-1}], [13] \quad (4.10)$$

$$k_{P16} = 210 \cdot 10^3 \cdot 16 \cdot 0,78715 \cdot \exp\left(\frac{0,62873 \cdot 13}{40}\right)$$

$$k_{P16} = 3401 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde:

$k_{P16} [N \cdot \text{mm}^{-1}]$  – tuhost spojovaných součástí

$A_{16}, B_{16}$  – konstanty pro výpočet tuhosti [13]

**Tuhostní konstanta spoje:**

$$C_{16} = \frac{k_{s16}}{k_{s16} + k_{P16}} [-], [13] \quad (4.11)$$

$$C_{16} = \frac{967039,4}{967039,4 + 3401 \cdot 10^3}$$

$$C_{16} = 0,221$$

kde:

$C_{16}[-]$  – tuhostní konstanta spoje

**Síla předpětí:**

$$F_{i16} = 0,75 \cdot A_{S16} \cdot S_{P16} [N], [13] \quad (4.12)$$

$$F_{i16} = 0,75 \cdot 157 \cdot 580$$

$$F_{i16} = 68295 \text{ N}$$

kde:

$F_{i16} [N]$  – síla předpětí šroubu M16

$S_{P16} = 580 \text{ MPa}$  – zkušební napětí šroubu M16 pevnostní třídy 8.8 [13]

**Součinitel bezpečnosti:**

$$k_{16} = \frac{S_{P16} \cdot A_{S16} - F_{i16}}{C_{16} \cdot F_{16}} [-], [13] \quad (4.13)$$

$$k_{16} = \frac{580 \cdot 157 - 68295}{0,221 \cdot 65333}$$

$$k_{16} = 1,57 > 1,5 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

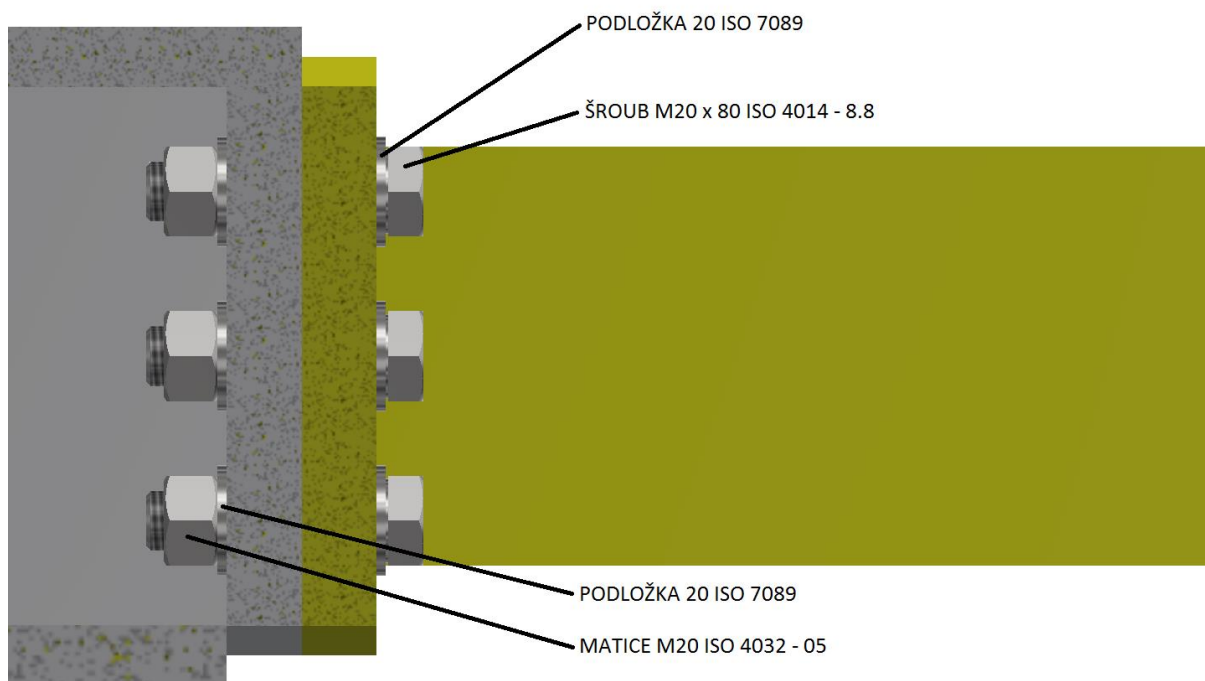
kde:

$k_{16}[-]$  – součinitel bezpečnosti šroubového spoje binárního prvku

$F_{16} = 65333N$  – zátěžná síla na jeden šroub M16

### ŠROUBOVÉ SPOJENÍ VETKNUTÉHO PRVKU A NOSNÉ KONZOLE

Šroubové spojení vetknutého prvku a nosné konzole je složeno z šesti šroubů se šestihrannou hlavou M20x80 ISO 4014 – 8.8, šestihranných matic M20 ISO 4032 – 05 a plochých kruhových podložek 20 ISO 7089 pod maticí i šroubem (Obr. 38).



Obr. 38 Zobrazení šroubového spojení vetknutého prvku a nosné konzole

**Délka hladké části dříku:**

$$l_{g20} = l_{20} - b_{20} \text{ [mm]}, [13] \quad (4.14)$$

$$l_{g20} = 80 - 46$$

$$l_{g20} = 34 \text{ mm}$$

kde:

$l_{g20}$  [mm] – délka hladké části dříku šroubu M20

$l_{20} = 80 \text{ mm}$  – délka šroubu M20

$b_{20} = 46 \text{ mm}$  – délka závitu šroubu M20

**Délka závitu v sevření:**

$$l_{b20} = l_{s20} - l_{g20} \text{ [mm]}, [13] \quad (4.15)$$

$$l_{b20} = 50 - 34$$

$$l_{b20} = 16 \text{ mm}$$

kde:

$l_{b20}$  [mm] – délka závitu v sevření šroubu M20

$l_{s20} = 50 \text{ mm}$  – svěrná délka

**Plocha průřezu válcové části dříku bez závitu:**

$$S_{d20} = \frac{\pi \cdot d_{s20}^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]}, [13] \quad (4.16)$$

$$S_{d20} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4}$$

$$S_{d20} = 314 \text{ mm}^2$$

kde:

$S_{d20}$  [mm<sup>2</sup>] – plocha průřezu válcové části dříku bez závitu šroubu M20

$d_{s20} = 20 \text{ mm}$  – průměr dříku bez závitu šroubu M20

**Tuhost šroubu:**

$$k_{s20} = \frac{S_{d20} \cdot A_{s20} \cdot E}{S_{d20} \cdot l_{b20} + A_{s20} \cdot l_{g20}} [N \cdot mm^{-1}], [13] \quad (4.17)$$

$$k_{s20} = \frac{314 \cdot 245 \cdot 210 \cdot 10^3}{314 \cdot 16 + 245 \cdot 34}$$

$$k_{s20} = 1210 \cdot 10^3 N \cdot mm^{-1}$$

kde:

$$k_{s20} [N \cdot mm^{-1}] - \text{tuhost šroubu M20}$$

$$A_{s20} = 245 \text{ mm}^2 - \text{výpočtový průřez šroubu M20 [13]}$$

$$E = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa} - \text{modul pružnosti v tahu [13]}$$

**Tuhost spojovaných součástí:**

$$k_{p20} = E \cdot d_{s20} \cdot A_{20} \cdot \exp\left(\frac{B_{20} \cdot d_{s20}}{l_{s20}}\right) [N \cdot mm^{-1}], [13] \quad (4.18)$$

$$k_{p20} = 210 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 0,78715 \cdot \exp\left(\frac{0,62873 \cdot 20}{50}\right)$$

$$k_{p20} = 4251 \cdot 10^3 N \cdot mm^{-1}$$

kde:

$$k_{p20} [N \cdot mm^{-1}] - \text{tuhost spojovaných součástí}$$

$$A_{20}, B_{20} - \text{konstanty pro výpočet tuhosti [13]}$$

**Tuhostní konstanta spoje:**

$$C_{20} = \frac{k_{s20}}{k_{s20} + k_{p20}} [-], [13] \quad (4.19)$$

$$C_{20} = \frac{1210 \cdot 10^3}{1210 \cdot 10^3 + 4251 \cdot 10^3}$$

$$C_{20} = 0,222$$

kde:

$$C_{20}[-] - \text{tuhostní konstanta spoje}$$

**Síla předpětí:**

$$F_{i20} = 0,75 \cdot A_{S20} \cdot S_{P20} [N], [13] \quad (4.20)$$

$$F_{i20} = 0,75 \cdot 245 \cdot 600$$

$$F_{i20} = 110250 N$$

kde:

$F_{i20} [N]$  – síla předpětí šroubu M20

$S_{P20} = 600 MPa$  – zkušební napětí šroubu M20 pevnostní třídy 8.8 [13]

**Součinitel bezpečnosti:**

$$k_{20} = \frac{S_{P20} \cdot A_{S20} - F_{i20}}{C_{20} \cdot F_{20}} [-], [13] \quad (4.21)$$

$$k_{20} = \frac{600 \cdot 245 - 110250}{0,222 \cdot 35266}$$

$$k_{20} = 4,7 > 1,5 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

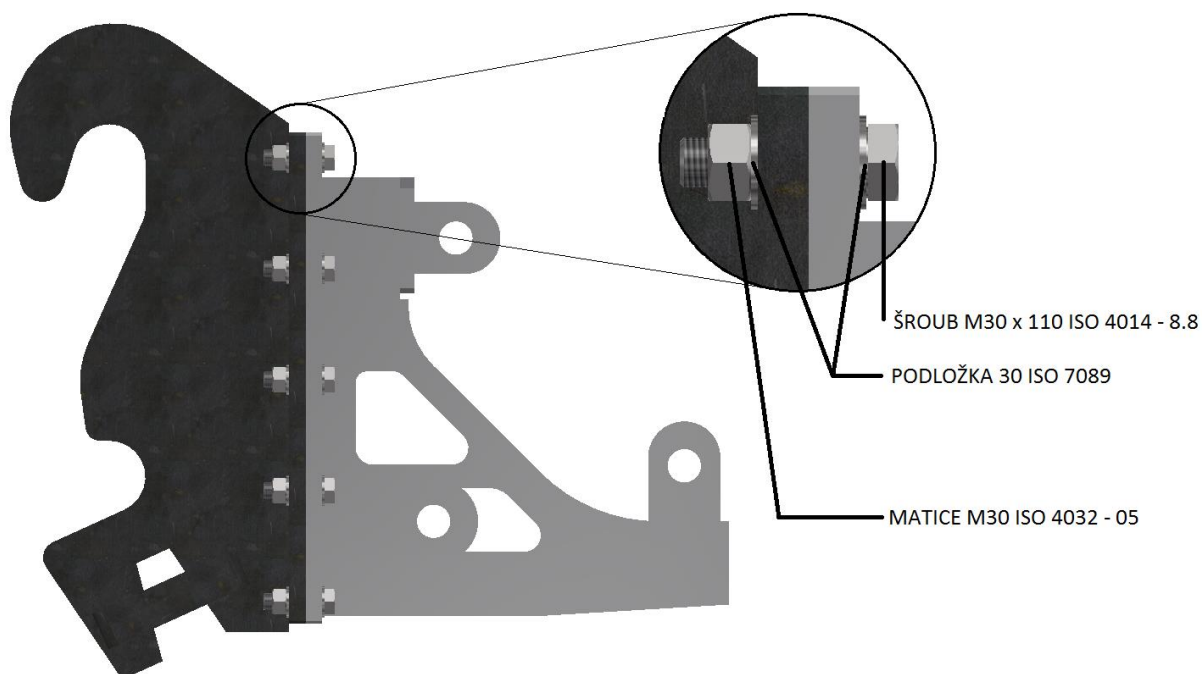
$k_{20}[-]$  – součinitel bezpečnosti šroubového spoje vetknutého prvku

$F_{20} = 35266 N$  – zátěžná síla na jeden šroub M20



### ŠROUBOVÉ SPOJENÍ RYCHLOUPÍNAČE A NOSNÉ KONZOLE

Šroubové spojení vetknutého prvku a nosné konzole je složeno z šesti šroubů se šestihrannou hlavou M30x110 ISO 4014 – 8.8, šestihranných matic M30 ISO 4032 – 05 a plochých kruhových podložek 30 ISO 7089 pod maticí i šroubem (Obr. 39).



Obr. 39 Zobrazení šroubového spojení rychloupínače a nosné konzole

#### Plocha průřezu šroubu:

$$A_{s30} = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \text{ [mm}^2\text{]}, [19] \quad (4.22)$$

$$A_{s30} = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{27,727 + 25,706}{2} \right)^2$$

$$A_{s30} = 560,31 \text{ mm}^2$$

kde:

$A_{s30}$  [mm<sup>2</sup>] – plocha průřezu šroubu M30

$d_2 = 27,727 \text{ mm}$  – střední průměr závitu šroubu M30

$d_3 = 25,706 \text{ mm}$  – malý průměr závitu šroubu M30

**Namáhání od osově síly:**

$$\sigma_{30} = \frac{F_{O30}}{A_{s30}} [MPa], [19] \quad (4.23)$$

$$\sigma_{30} = \frac{217 \cdot 10^3}{560,31}$$

$$\sigma_{30} = 387 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{30} [MPa]$  – napětí v tahu šroubu M30

$F_{O30} = 217 \cdot 10^3 \text{ N}$  – osová síla šroubu M30

**Součinitel bezpečnosti:**

$$k_{30} = \frac{R_{e30}}{\sigma_{30}} [-], [13] \quad (4.24)$$

$$k_{30} = \frac{660}{387}$$

$$k_{30} = 1,7 > 1,5 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$k_{30}[-]$  – součinitel bezpečnosti šroubového spoje rychloupínače

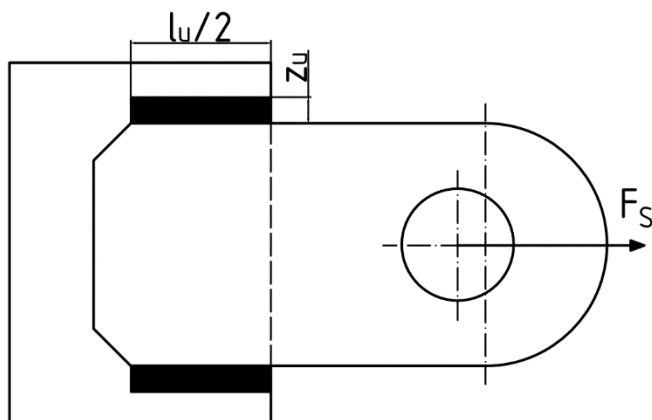
$R_{e30} = 660 \text{ MPa}$  – mez kluzu šroubu pevnostní třídy 8.8

**4.3.3 KONTROLA SVARŮ**

V celkové konstrukci se nachází mnoho svarů, k výpočtu byly vybrány pouze ty, u kterých můžeme očekávat namáhání svarového spoje na smyk případně ohyb. Jedná se o svary úchytů nosné konzole a svary ramen taktéž na nosné konzole.

**KONTROLA SVARŮ ÚCHYTŮ NOSNÉ KONZOLE**

U úchytů binárních prvků na nosné konzole jsou kontrolovány koutové svary na smyk (Obr. 40). Uveden je pouze jeden příklad výpočtu, výsledné hodnoty zbylých svarů jsou uvedeny v příloze 3.



Obr. 40 Schéma svaru úchytu:  $l_u$  – délka svaru úchytu,  $z_u$  – šířka koutového svaru úchytu,  $F_S$  – síla zatěžující svar

#### Dovolené napětí svaru:

$$\tau_{DOV} = \alpha_\tau \cdot \frac{R_{eH}}{k_S} [\text{MPa}], [13] \quad (4.25)$$

$$\tau_{DOV} = 0,8 \cdot \frac{355}{1,5}$$

$$\tau_{DOV} = 189,33 \text{ MPa}$$

kde:

$\tau_{DOV}$  [MPa] – dovolené smykové napětí ve svaru

$\alpha_\tau = 0,7$  – převodní součinitel svarového spoje

$k_S = 1,5$  – součinitel bezpečnosti svarového spoje

#### Smykové napětí ve svaru:

$$\tau_{Su} = \frac{F_{Su}}{0,707 \cdot z_u \cdot l_u} [\text{MPa}], [16] \quad (4.26)$$

$$\tau_{Su} = \frac{5400}{0,707 \cdot 14 \cdot 160}$$

$$\tau_{Su} = 3,41 \text{ MPa} < \tau_{DOV} = 189,33 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$\tau_{Su}$  [MPa] – smykové napětí ve svaru úchytu

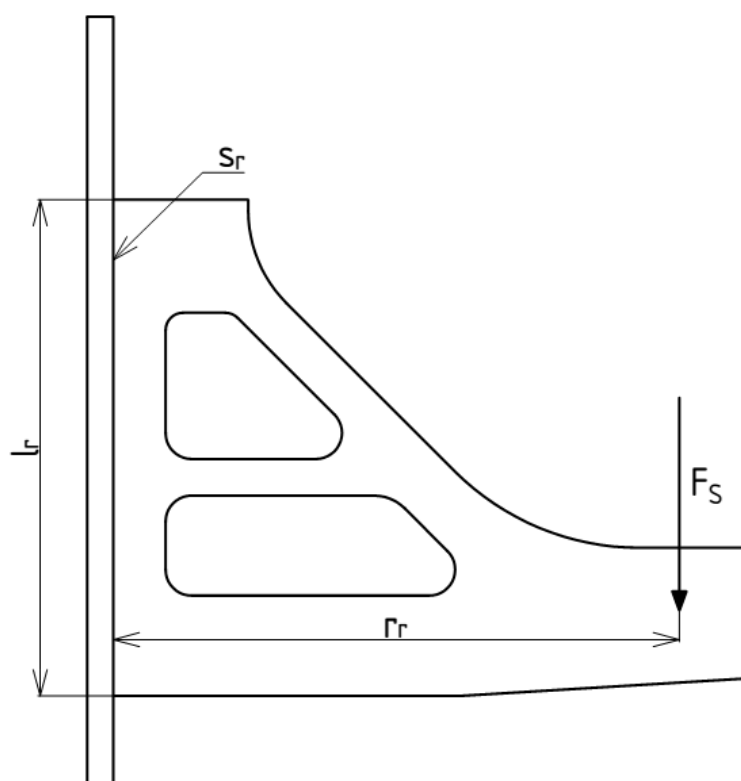
$F_{Su} = 5400 \text{ N}$  – silové zatížení svaru úchytu

$z_u = 14 \text{ mm}$  – šířka koutového svaru úchytu

$l_u = 160 \text{ mm}$  – délka svaru úchytu

### KONTROLA SVARŮ RAMEN NOSNÉ KONZOLE

U ramen nosné konzole jsou kontrolovány tupé svary na smyk a ohyb (Obr. 41). Uveden je opět pouze jeden příklad výpočtu, výsledné hodnoty zbylých zátěžných stavů jsou uvedeny v příloze 3.



Obr. 41 Schéma svaru ramene:  $l_r$  – délka svaru ramene,  $r_r$  – délka ramena síly,  $s_r$  – šířka tupého svaru

**Smykové napětí ve svaru:**

$$\tau_{Sr} = \frac{F_{Sr}}{s_r \cdot l_r} [\text{MPa}], [16] \quad (4.27)$$

$$\tau_{Sr} = \frac{96238}{45 \cdot 570}$$

$$\tau_{Sr} = 3,75 \text{ MPa} < \tau_{DOV} = 189,33 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$\tau_{Sr}$  [MPa] – smykové napětí ve svaru ramene

$F_{Sr} = 96238 \text{ N}$  – silové zatížení svaru ramene

$s_r = 45 \text{ mm}$  – šířka tupého svaru ramene

$l_r = 570 \text{ mm}$  – délka svaru ramene

**Ohybový moment ve svaru:**

$$M_{Sr} = F_{Sr} \cdot r_r [N \cdot mm], [16] \quad (4.28)$$

$$M_{Sr} = 96238 \cdot 650$$

$$M_{Sr} = 62,6 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde:

$M_{Sr}$  [MPa] – ohybový moment ve svaru ramene

$F_{Sr} = 96238 \text{ N}$  – silové zatížení svaru ramene

$r_r = 650 \text{ mm}$  – délka ramene síly

**Napětí ve svaru ramene od ohybu:**

$$\sigma_{Sr} = \frac{6 \cdot M_{Sr}}{s_r \cdot l_r^2} < \frac{R_{eH}}{k_s} [\text{MPa}], [16] \quad (4.29)$$

$$\sigma_{Sr} = \frac{6 \cdot 62,6 \cdot 10^6}{45 \cdot 570^2} < \frac{355}{1,5}$$

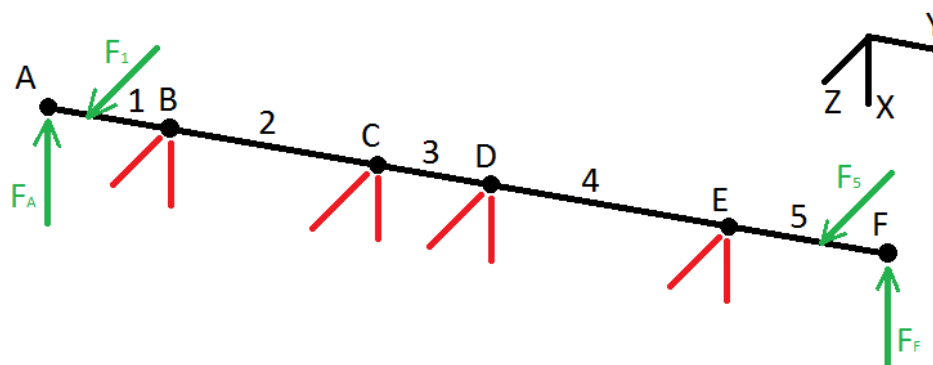
$$\sigma_{Sr} = 25,67 \text{ MPa} < 237 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$\sigma_{Sr}$  [MPa] – napětí ve svaru ramene od ohybu

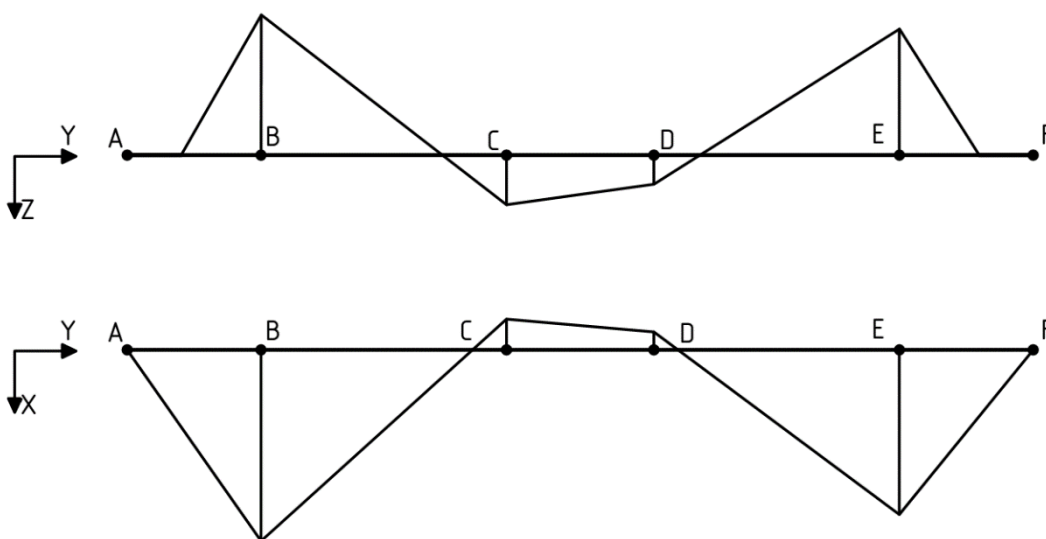
#### 4.3.4 KONTROLA HŘÍDELE

Nahrazená hřídel nacházející se na zadní straně korečku byla kontrolována vůči dovolenému ohybovému napětí. Výpočet byl proveden pomocí deformační metody pro statické zatěžování spojitého nosníku (Obr. 42). Prostorová úloha byla převedena na dvě rovinné úlohy, přičemž výsledné napětí bylo vypočítáno z dílčích napětí.



Obr. 42 Znárodnění uložení (červeně) a zatížení (zeleně) hřídele

Ve výpočtu bylo zanedbáno zatížení krutem a normálovými silami. Deformační metodou byly zjištěny koncové momenty ve všech styčnicích, za kterých bylo následně určeno ohybové napětí. Uveden je jen příklad výpočtu, výsledné hodnoty jednotlivých míst a zatížení se nachází v příloze 4. Průběhy ohybového momentu v jednotlivých rovinách jsou vidět na obrázku 43. [20]



Obr. 43 Průběhy momentů působících v rovině XY a rovině ZY

**Průřezový modul v ohybu:**

$$W_{oh} = \frac{\pi \cdot d_h^3}{32} [mm^3], [16] \quad (4.30)$$

$$W_{oh} = \frac{\pi \cdot 65^3}{32}$$

$$W_{oh} = 26,96 \cdot 10^3 mm^3$$

kde:

$W_{oh} [mm^3]$  – průřezový modul v ohybu

$d_h = 65mm$  – průměr hřídele

**Ohybové napětí v rovině XY:**

$$\sigma_{ohxy}^B = \frac{M_{ohxy}^B}{W_{oh}} [MPa], [16] \quad (4.31)$$

$$\sigma_{ohxy}^B = \frac{7,73 \cdot 10^6}{26,96 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_{ohxy}^B = 287 MPa$$

kde:

$\sigma_{ohxy}^B [MPa]$  – ohybové napětí v rovině XY, styčnicku B

$M_{ohxy}^B = 7,73 \cdot 10^6 N \cdot mm$  – moment v rovině XY, styčnicku B

**Ohybové napětí v rovině ZY:**

$$\sigma_{ohzy}^B = \frac{M_{ohzy}^B}{W_{oh}} [MPa], [16] \quad (4.32)$$

$$\sigma_{ohzy}^B = \frac{5,69 \cdot 10^6}{26,96 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_{ohzy}^B = 211,14 MPa$$

kde:

$\sigma_{ohzy}^B [MPa]$  – ohybové napětí v rovině ZY, styčnicku B

$M_{ohzy}^B = 5,69 \cdot 10^6 N \cdot mm$  – moment v rovině ZY, styčnicku B

**Celkové ohybové napětí:**

$$\sigma_{oh}^B = \sqrt{(\sigma_{ohxy}^B)^2 + (\sigma_{ohzy}^B)^2} [MPa], [13] \quad (4.33)$$

$$\sigma_{oh}^B = \sqrt{287 + 211,14}$$

$$\sigma_{oh}^B = 356,32 \text{ MPa} > \sigma_{oD} = 180 \text{ MPa} \Rightarrow \text{NEVYHOVUJE}$$

kde:

$\sigma_{oh}^B [MPa]$  – celkové ohybové napětí působící ve styčnicku B na hřídel

**4.4 ROZBOR VÝSLEDKŮ A NÁVRH ZMĚN**

Pevnostním výpočtem měřicího korečku byla zjištěna kritická místa, ve kterých maximální napětí přesahuje hodnoty mezí kluzu pro daný materiál. Tato místa se ukázala především při zátěžných stavech s označením 4 a 13. Na požádání firmy jsou nevyhovující místa řešena zejména změnou materiálu, případně po konzultaci změnou rozměru.

**NÁVRH ZMĚN BINÁRNÍCH PRVKŮ**

V případě binárních prvků dochází k vysokému zatěžování v místech úchytů, kde maximální napětí dosahovalo hodnot 500 MPa. Pro tento případ vyhovuje ocel 42CrMo4, což je nízkolegovaná ušlechtilá chrom-molybdenová ocel určená k zušlechťování. Je dobře svařitelná a ve stavu žíhaném na měkko je dobře obrobitelná. Její mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 6. Tato ocel by byla vhodná i pro střední díl binárního prvku, u kterého se ukázalo, že také přesahuje mez kluzu oceli S355J2. [7]

Tab. 6 Mechanické vlastnosti oceli 42CrMo4 [7]

Mechanické vlastnosti oceli 42CrMo4					
jmenovitá průměr [mm]	≤16	>16≤40	>40≤100	>100≤160	>160≤250
minimální mez kluzu $R_{eH}$ [MPa]	900	750	650	550	500
pevnost v tahu $R_m$ [MPa]	1100÷1300	1000÷1200	900÷1100	800÷950	750÷900

**NÁVRH ZMĚN NOSNÉ KONZOLE**

Napěťová analýza nosné konzole ukázala, že dochází k vysokým hodnotám redukovaného napětí na základní opěrné desce i v oblastech neovlivněných singularitami. Zde je vhodné neměnit materiál, ale zvětšit tloušťku této desky. Z analýzy náhrad čepů bylo zaznamenáno několik nevyhovujících případů při kontrole na otláčení. Částečně se stykový tlak sníží zvětšením tloušťky úchytů na nosné konzole. U některých zátěžných stavů by pouhé zvětšení tloušťky nestačilo, proto je nutné změnit materiál čepu i úchytů. Jako materiál čepu je možné použít již zmíněnou ocel 42CrMo4, která po prokalení dobře odolává otláčení. Na materiál úchytů byla firmou volena ocel Strenx 700, jejíž mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 7. Tato ocel je ekvivalentem k oceli S690. [7]



Tab. 7 Mechanické vlastnosti oceli Strenx 700 [6]

Mechanické vlastnosti oceli Strenx 700			
jmenovitá tloušťka [mm]	>4≤53	>53≤100	>100≤160
mez kluzu $R_e$ [MPa]	700	650	650
pevnost v tahu $R_m$ [MPa]	780÷930	780÷930	710÷900

### NÁVRH ZMĚN RYCHLOUPÍNAČE

Stejně jako v případě nosné konzole se maximální hodnoty napětí ukázaly na základní opěrné desce. Problém lze tedy řešit také zvětšením tloušťky této desky. Pro zmenšení hmotnosti je možné zmenšit tloušťku rozpěrné desky, ve které redukované napětí dosahuje maximálních hodnot 140 MPa. V případě potřeby dále snížit váhu rychloupínače, byla by možnost zmenšit tloušťku plechů rychloupínače při současné změně materiálu například na zmíněnou ocel Strenx 700.

### NÁVRH ZMĚN HŘÍDELE KOREČKU

Hřídel korečku nevyhovuje většině zátěžových stavů. Maximální celkové ohybové napětí dosahuje při zátěžném stavu 4 ve styčnicku B hodnot 1013 MPa. Hodnotu maximálního napětí lze snížit zvětšením průměru hřídele. Vezmeme-li v úvahu hřídel s průměrem zvětšeným o 5 mm, napětí se sníží téměř o 200 MPa. Přesto by hodnota přesahovala mez kluzu oceli S355J2, proto by bylo vhodné zvolit například ocel Hardox 400 Bar. Jedná se o otěruvzdornou ocel podobnou oceli Hardox 450 Plate, která je již použita na většině částí korečku. Mimo její otěruvzdorné vlastnosti výrobce udává i vysokou mez kluzu až 1100 MPa. Omezením této oceli je dodávaný maximální průměr, a to je 70 mm. Při zvolení největšího dostupného průměru by nemělo dojít k přesažení meze kluzu. [6]

## ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala konstrukčním řešením měřicího korečku kolesového rýpadla KR400Nk, jež vycházela ze studie firmy Noen, a. s.. Dále byla provedena pevnostní analýza celkového zařízení pomocí metody konečných prvků v programu NX I-deas. Kde byl vytvořen zjednodušený skořepinový výpočtový model zatížený šesti zátěžnými stavy dle požadavků firmy.

Samotná pevnostní analýza ukázala kritická místa v konstrukci, kde hodnoty redukovaného napětí přesahovaly mez kluzu daného materiálu. Tato místa vznikala především v zátěžných stavech s označením 4 a 13. Jedná se především o úchyty jak na nosné konzole, tak na binárních prvcích, na kterých redukované napětí dosahovalo hodnot 500 MPa. Na nosné konzole se také objevily vysoké hodnoty na základní opěrné desce, a to i v oblastech neovlivněných singularitami. Vysoké hodnoty redukovaného napětí se projevily také na základní opěrné desce rychloupínače. V obou těchto případech se hodnoty pohybovaly kolem 700 MPa. U zbylých konstrukčních prvků se neobjevilo překročení meze kluzu. Maximální celková deformace modelu je 14,6 mm.

Následná pevnostní analýza náhrad ukázala, že při stejných zátěžných stavech, tedy 4 a 13, dochází k otlacení čepového spoje na straně binárního prvku i úchyty nosné konzole. U zátěžného stavu 4 se na čepu 1 vytváří ohybové napětí vyšší, než je dovolené ohybové napětí. Dalším nevyhovujícím místem je hřídle korečku, u které se prokázalo, že nevyhovuje většině zátěžovým stavům. Maximální hodnoty ohybového napětí dosahovaly 1000 MPa. Analýza zbylých náhrad, tedy šroubových spojení a vybraných svarů, neodhalila další nevyhovující místa.

Navržené změny byly na požádání firmy spíše materiálového charakteru. Byly představeny možné varianty dostupných materiálů s rozměrovými úpravami, které by vyhovovaly takto velkým zatížením.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DURST, W. a W. VOGT. Bucket wheel excavator. [Rev. ed.]. Clausthal-Zellerfeld [West Germany]: Trans Tech Publications, 1988. ISBN 08-784-9075-2.
- [2] ŠIMŮNEK, Jiří. Části strojů pro povrchovou těžbu-Kolesová rýpadla. Ostrava: Institut VHI Vítkovice, 1985.
- [3] FRIES, Jiří. Zemní stroje: učební text: studijní materiály pro studijní obor Zemní, těžební a stavební stroje Fakulty strojní. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012. ISBN 978-80-248-2567-0.
- [4] KR400Nk - Kompaktní kolesové rýpadlo (K 100) [online]. Praha: NOEN, a.s., 2018 [cit. 2018-02-08]. Dostupné z: <http://www.noen.cz/cs/reference/k100-1-kompaktni-kolesove-rypadlo-z317/>
- [5] Feron: Materiálové normy [online]. Praha: Feron a.s., 2017 [cit. 2018-02-10]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/materialove-normy/>
- [6] SSAB: high-strength steel [online]. Stockholm, 2018 [cit. 2018-02-10]. Dostupné z: <https://www.ssab.com>
- [7] Bohdan Bolzano [online]. Kladno, 2018 [cit. 2018-02-10]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz>
- [8] Radial spherical plain bearings: GE 60 ES-2RS [online]. Göteborg, 2018 [cit. 2018-02-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/general/radial-spherical-plain/index.html?designation=GE%2060%20ES-2RS>
- [9] HELEBRANT, František, Josef JURMAN a Jiří FRIES. Kolesová rýpadla a provozní spolehlivost. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1669-2.
- [10] CAT: CW-45 Dedicated quick coupler [online]. Peoria, 2018 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: [https://www.cat.com/en\\_ZA/products/new/attachments/couplers-excavator/cw-series-couplers/1000006462.html](https://www.cat.com/en_ZA/products/new/attachments/couplers-excavator/cw-series-couplers/1000006462.html)
- [11] ČSN 27 7013. Stroje pro povrchovou těžbu. Kolesová rýpadla a nakládače. Termíny a definice. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [12] RBE2 vs. RBE3: stress engineering. *Stress ebook LLC* [online]. 2018 [cit. 2018-18-01]. Dostupné z: <http://www.stressebook.com/rbe2-vs-rbe3/>
- [13] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [14] NOVÁK, Drahomír a Luděk BRDEČKO. PRUŽNOST A PEVNOST: základní pojmy a předpoklady (studijní opory). Brno: VUT Brno, FAST, 2004.

- [15] Čepové a kolíkové spoje. *MITCalc* [online]. 2017 [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/pins/help/cz/pinstxt.htm>
- [16] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [17] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v 8 svazcích*. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-858-2759-X.
- [18] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech: (studijní opory)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011.
- [19] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.
- [20] JURÁŠEK, Oldřich. *Nosné konstrukce stavebních strojů I*. Brno: Vysoké učení technické, 1986.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$1,2,3,4,5$	[-]	Označení prutů hřídele
$A, B, C, D, E, F$	[-]	Označení styčníků hřídele
$A_{16}, B_{16}$	[-]	Konstanty pro výpočet tuhosti
$A_{20}, B_{20}$	[-]	Konstanty pro výpočet tuhosti
$a_{\varepsilon}$	[mm]	Šířka úchytu binárního prvku
$A_S$	[mm <sup>2</sup> ]	Výpočtový průřez šroubu
$A_{S16}$	[mm <sup>2</sup> ]	Výpočtový průřez šroubu M16
$A_{S20}$	[mm <sup>2</sup> ]	Výpočtový průřez šroubu M20
$A_{S30}$	[mm <sup>2</sup> ]	Výpočtový průřez šroubu M30
$b$	[mm]	Šířka třísky
$b_{16}$	[mm]	Délka závitu šroubu M16
$b_{20}$	[mm]	Délka závitu šroubu M20
$b_{\varepsilon}$	[mm]	Šířka úchytů nosné konzole
$C_{16}$	[-]	Tuhostní konstanta šroubového spoje M16
$C_{20}$	[-]	Tuhostní konstanta šroubového spoje M20
$d_2$	[mm]	Střední průměr závitu šroubu M30
$d_3$	[mm]	Malý průměr závitu šroubu M30
$d_{\varepsilon}$	[mm]	Průměr čepu
$d_h$	[mm]	Průměr hřídele
$D_k$	[mm]	Průměr kolesa
$d_{s16}$	[mm]	Průměr dřívku bez závitu šroubu M16
$d_{s20}$	[mm]	Průměr dřívku bez závitu šroubu M20
$E$	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
$F_{16}$	[N]	Zátěžná síla na jeden šroub M16
$F_{20}$	[N]	Zátěžná síla na jeden šroub M20
$F_{\varepsilon}$	[N]	Síla působící na čep
$F_i$	[N]	Síla předpětí
$F_{i16}$	[N]	Síla předpětí šroubu M16
$F_{i20}$	[N]	Síla předpětí šroubu M20
$F_{i30}$	[N]	Síla předpětí šroubu M30
$F_{O30}$	[N]	Osová síla šroubu M30
$F_{Sr}$	[N]	Silové zatížení svaru ramene

$F_{Su}$	[N]	Silové zatížení svaru úchyту
$F_x$	[kN]	Zátěžná síla působící v ose x
$F_y$	[kN]	Zátěžná síla působící v ose y
$F_z$	[kN]	Zátěžná síla působící v ose z
$G$	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
$HBW$	[-]	Tvrđost podle Brinella
$HMH$	[-]	Huberova-von Misesova-Henckyova teorie
$k$	[-]	Koeficient bezpečnosti
$k_{16}$	[-]	Součinitel bezpečnosti šroubového spoje M16
$k_{20}$	[-]	Součinitel bezpečnosti šroubového spoje M20
$k_{30}$	[-]	Součinitel bezpečnosti šroubového spojení M30
$k_{P16}$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost spojovaných součástí šroubového spojení M16
$k_{P20}$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost spojovaných součástí šroubového spojení M20
$k_s$	[-]	Součinitel bezpečnosti svarového spoje
$k_{s16}$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost šroubu M16
$k_{s20}$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost šroubu M20
$l_{16}$	[mm]	Délka šroubu M16
$l_{20}$	[mm]	Délka šroubu M20
$l_{b16}$	[mm]	Délka závitu v sevření šroubu M16
$l_{b20}$	[mm]	Délka závitu v sevření šroubu M20
$l_{g16}$	[mm]	Délka hladké části dříku šroubu M16
$l_{g20}$	[mm]	Délka hladké části dříku šroubu M20
$L_k$	[mm]	Vzdálenost mezi osou kola a osou otáčení horní stavby
$l_k$	[mm]	Činná rozpojovací hrana korečku
$l_r$	[mm]	Délka svaru ramene
$l_{s16}$	[mm]	Svěrná délka šroubového spoje M16
$l_{s20}$	[mm]	Svěrná délka šroubového spoje M20
$l_u$	[mm]	Délka svaru úchyту
$MKP (FEM)$	[-]	Metoda konečných prvků (finite element method)
$M_{ohxy}^B$	[N·mm]	Moment v rovině ZY, styčnicku B
$M_{ohzy}^B$	[N·mm]	Moment v rovině XY, styčnicku B
$M_{Sr}$	[N·mm]	Ohybový moment ve svaru ramene
$p_{\ell 1}$	[MPa]	Stykový tlak v úchytech nosné konzole

$p_{\check{c}2}$	[MPa]	Stykový tlak v úchytech binárního prvku
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak ve stykových plochách
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_{e30}$	[MPa]	Mez kluzu šroubu M30 pevnostní třídy 8.8
$R_{eH}$	[MPa]	Minimální mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Pevnost v tahu
$r_r$	[mm]	Délka ramene síly
$s$	[mm]	Hloubka třísky
$S_{d16}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu válcové části dřívku bez závitů šroubu M16
$S_{d20}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu válcové části dřívku bez závitů šroubu M20
$S_P$	[MPa]	Zkušební napětí
$S_{P16}$	[MPa]	Zkušební napětí šroubu M16
$S_{P20}$	[MPa]	Zkušební napětí šroubu M20
$S_{P30}$	[MPa]	Zkušební napětí šroubu M30
$s_r$	[mm]	Šířka tupého svaru ramene
$W_{oh}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu
$z_u$	[mm]	Šířka koutového svaru úchytu
$\alpha_\tau$	[-]	Převodní součinitel svarového spoje
$\mu$	[-]	Poissonovo číslo
$\sigma_{30}$	[MPa]	Napětí v tahu šroubu M30
$\sigma_{oD}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{ohxy}^B$	[MPa]	Ohybové napětí v rovině ZY, styčnicku B
$\sigma_{ohzy}^B$	[MPa]	Ohybové napětí v rovině XY, styčnicku B
$\sigma_{red\check{c}}$	[MPa]	Redukované napětí v čepu dle podmínky HMM
$\sigma_{Sr}$	[MPa]	Napětí ve svaru ramene od ohybu
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	Smykové napětí v čepu
$\tau_D$	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
$\tau_{DOV}$	[MPa]	Dovolené smykové napětí ve svaru
$\tau_{Sr}$	[MPa]	Smykové napětí ve svaru ramene
$\tau_{Su}$	[MPa]	Smykové napětí ve svaru úchytu

## SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA – 1	VÝSLEDNÁ ANALÝZA NÁHRAD ČEPŮ
PŘÍLOHA – 2	VÝSLEDNÁ ANALÝZA ŠROUBOVÝCH SPOJENÍ
PŘÍLOHA – 3	VÝSLEDNÁ ANALÝZA SVARŮ
PŘÍLOHA – 4	VÝSLEDNÁ ANALÝZA HŘÍDELE
PZ725-0000-00	MĚŘÍCÍ KOREČEK
PZ725-0000-04	VETKNUTÝ PRVEK
PZ725-0001-04	ZÁKLADNÍ DESKA
PZ725-0002-04	OPĚRNÝ DÍL
PZ725-0003-04	BOČNÍ DESKA
PZ725-0000-05	BINÁRNÍ PRVEK
PZ725-0001-05	ÚCHYT
PZ725-0002-05	STŘEDOVÝ DÍL



Čepové spojení: zátěžný stav 1						
Označení čepu	Čep 1	Čep 2	Čep 3	Čep 4	Čep 5	Čep 6
$F_{\check{c}}$ [N]	10801	62100	96238	81099	139407	107162
$\sigma_{o\check{c}}$ [MPa]	5,35	30,76	47,68	40,18	69,06	53,09
Kontrola: $\sigma_{o\check{c}} < \sigma_{oD}$	1	1	1	1	1	1
$\tau_{\check{c}}$ [MPa]	1,91	10,99	17,03	14,35	24,67	18,96
Kontrola: $\tau_{\check{c}} < \tau_D$	1	1	1	1	1	1
$\sigma_{red\check{c}}$ [MPa]	6,29	36,17	56,06	47,24	81,21	62,42
Kontrola: $\sigma_{red\check{c}} < \frac{R_{eH}}{k}$	1	1	1	1	1	1
$p_{\check{c}1}$ [MPa]	4,5	25,88	40,1	33,79	58,09	44,65
Kontrola: $p_{\check{c}1} < p_D$	1	1	1	1	1	1
$p_{\check{c}2}$ [MPa]	4,09	23,52	36,45	30,72	52,81	40,59
Kontrola: $p_{\check{c}2} < p_D$	1	1	1	1	1	1

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení čepů dle znázornění na poslední straně této přílohy

Čepové spojení: zátěžný stav 4						
Označení čepu	Čep 1	Čep 2	Čep 3	Čep 4	Čep 5	Čep 6
$F_{\check{c}}$ [N]	392000	107000	92000	87100	339323	319026
$\sigma_{o\check{c}}$ [MPa]	194,2	53,01	45,58	43,15	168,1	158,05
Kontrola: $\sigma_{o\check{c}} < \sigma_{oD}$	0	1	1	1	1	1
$\tau_{\check{c}}$ [MPa]	69,36	18,93	16,28	15,41	60,04	56,44
Kontrola: $\tau_{\check{c}} < \tau_D$	1	1	1	1	1	1
$\sigma_{red\check{c}}$ [MPa]	228,35	62,33	53,59	50,74	197,66	185,84
Kontrola: $\sigma_{red\check{c}} < \frac{R_{eH}}{k}$	1	1	1	1	1	1
$p_{\check{c}1}$ [MPa]	163,33	44,58	38,33	36,29	141,38	132,93
Kontrola: $p_{\check{c}1} < p_D$	0	1	1	1	0	0
$p_{\check{c}2}$ [MPa]	148,48	40,53	34,85	32,99	128,53	120,84
Kontrola: $p_{\check{c}2} < p_D$	0	1	1	1	0	0

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení čepů dle znázornění na poslední straně této přílohy

Čepové spojení: zátěžný stav 7						
Označení čepu	Čep 1	Čep 2	Čep 3	Čep 4	Čep 5	Čep 6
$F_{\check{c}}$ [N]	41500	114000	56400	121000	139411	107164
$\sigma_{o\check{c}}$ [MPa]	20,56	56,48	27,94	59,94	69,06	53,09
Kontrola: $\sigma_{o\check{c}} < \sigma_{oD}$	1	1	1	1	1	1
$\tau_{\check{c}}$ [MPa]	7,34	20,17	9,98	21,41	24,67	18,96
Kontrola: $\tau_{\check{c}} < \tau_D$	1	1	1	1	1	1
$\sigma_{red\check{c}}$ [MPa]	24,17	66,41	32,85	70,49	81,21	62,43
Kontrola: $\sigma_{red\check{c}} < \frac{R_{eH}}{k}$	1	1	1	1	1	1
$p_{\check{c}1}$ [MPa]	17,29	47,5	23,5	50,42	58,09	44,65
Kontrola: $p_{\check{c}1} < p_D$	1	1	1	1	1	1
$p_{\check{c}2}$ [MPa]	15,72	43,18	21,36	45,83	52,81	40,59
Kontrola: $p_{\check{c}2} < p_D$	1	1	1	1	1	1

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení čepů dle znázornění na poslední straně této přílohy

Čepové spojení: zátěžný stav 10						
Označení čepu	Čep 1	Čep 2	Čep 3	Čep 4	Čep 5	Čep 6
$F_{\check{c}}$ [N]	327000	171000	57200	122000	339323	319026
$\sigma_{o\check{c}}$ [MPa]	162,0	84,71	28,34	60,44	168,1	158,05
Kontrola: $\sigma_{o\check{c}} < \sigma_{oD}$	1	1	1	1	1	1
$\tau_{\check{c}}$ [MPa]	57,86	30,25	10,12	21,59	60,04	56,44
Kontrola: $\tau_{\check{c}} < \tau_D$	1	1	1	1	1	1
$\sigma_{red\check{c}}$ [MPa]	190,48	99,61	33,32	71,07	197,66	185,84
Kontrola: $\sigma_{red\check{c}} < \frac{R_{eH}}{k}$	1	1	1	1	1	1
$p_{\check{c}1}$ [MPa]	136,25	71,25	23,83	50,83	141,38	132,93
Kontrola: $p_{\check{c}1} < p_D$	0	1	1	1	0	0
$p_{\check{c}2}$ [MPa]	123,86	64,77	21,67	46,21	128,53	120,84
Kontrola: $p_{\check{c}2} < p_D$	0	1	1	1	0	0

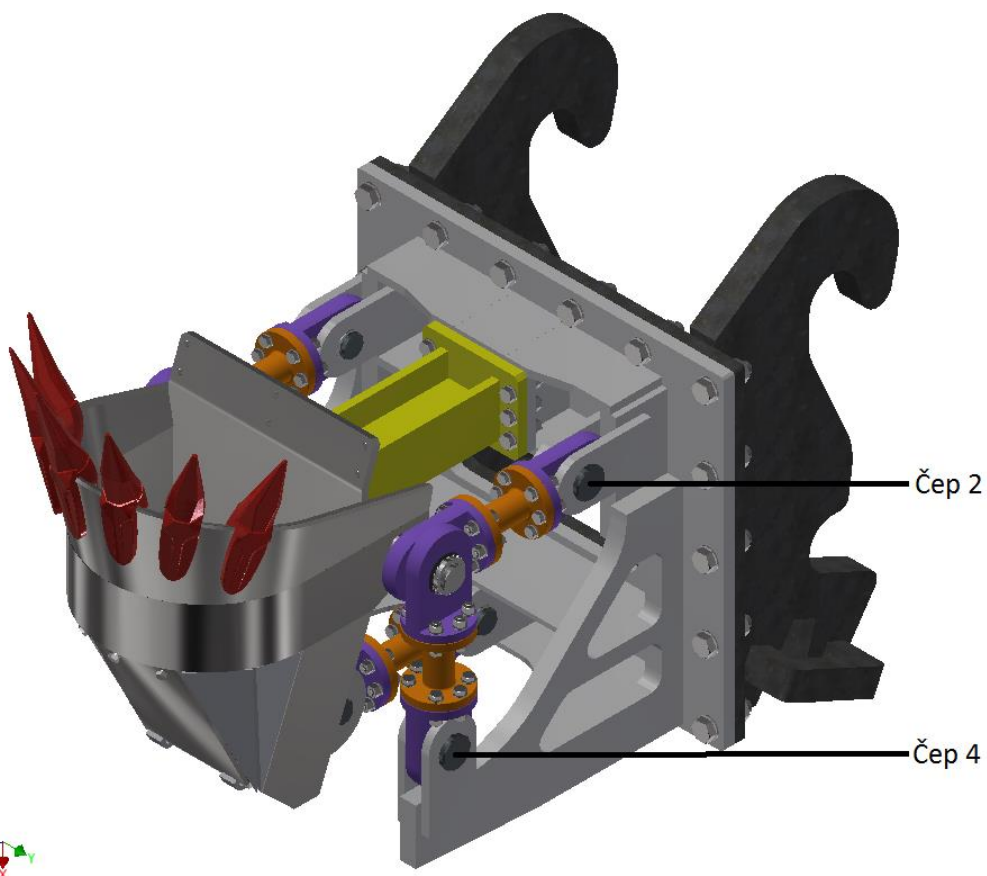
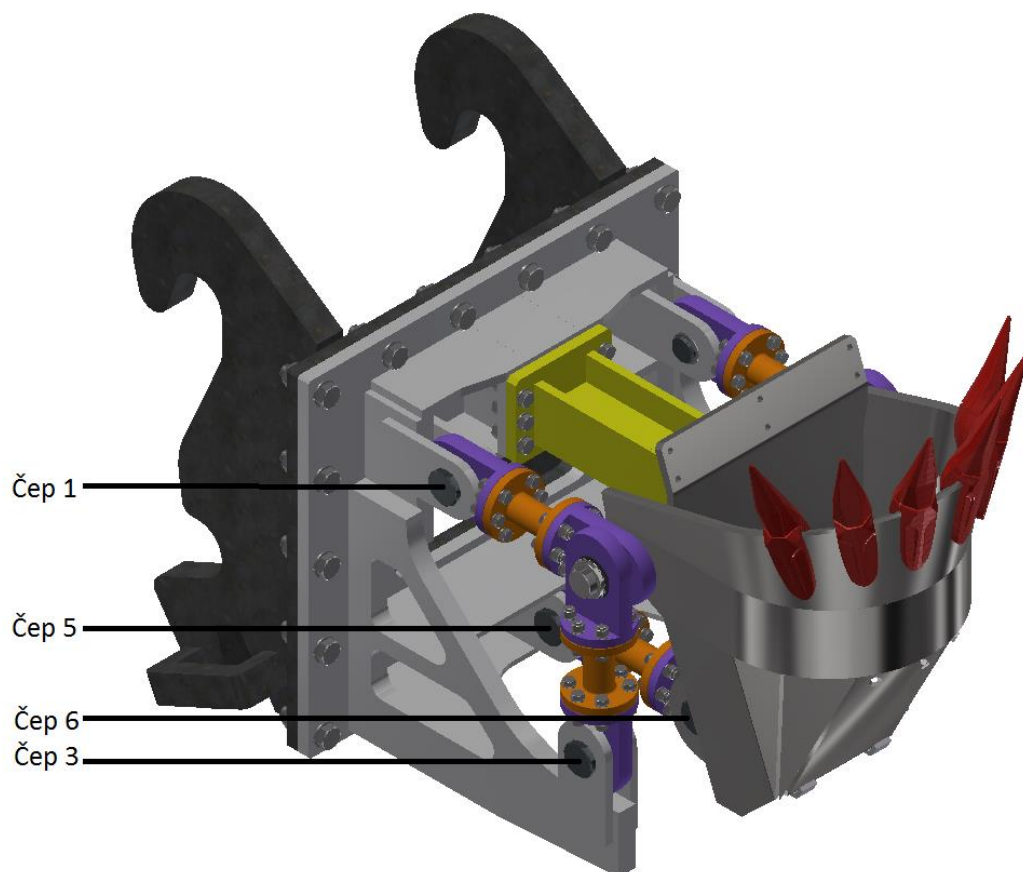
Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení čepů dle znázornění na poslední straně této přílohy

Čepové spojení: zátěžný stav 13						
Označení čepu	Čep 1	Čep 2	Čep 3	Čep 4	Čep 5	Čep 6
$F_{\check{c}} [N]$	236000	262000	157000	22300	339327	319027
$\sigma_{o\check{c}} [MPa]$	116,91	129,79	77,78	11,05	168,1	158,05
Kontrola: $\sigma_{o\check{c}} < \sigma_{oD}$	1	1	1	1	1	1
$\tau_{\check{c}} [MPa]$	41,76	46,36	27,78	3,95	60,04	56,45
Kontrola: $\tau_{\check{c}} < \tau_D$	1	1	1	1	1	1
$\sigma_{red\check{c}} [MPa]$	137,48	152,62	91,46	12,99	197,67	185,84
Kontrola: $\sigma_{red\check{c}} < \frac{R_{eH}}{k}$	1	1	1	1	1	1
$p_{\check{c}1} [MPa]$	98,33	109,17	65,42	9,29	141,39	132,93
Kontrola: $p_{\check{c}1} < p_D$	0	0	1	1	0	0
$p_{\check{c}2} [MPa]$	89,39	99,24	59,47	8,45	128,53	120,84
Kontrola: $p_{\check{c}2} < p_D$	1	0	1	1	0	0

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení čepů dle znázornění na poslední straně této přílohy

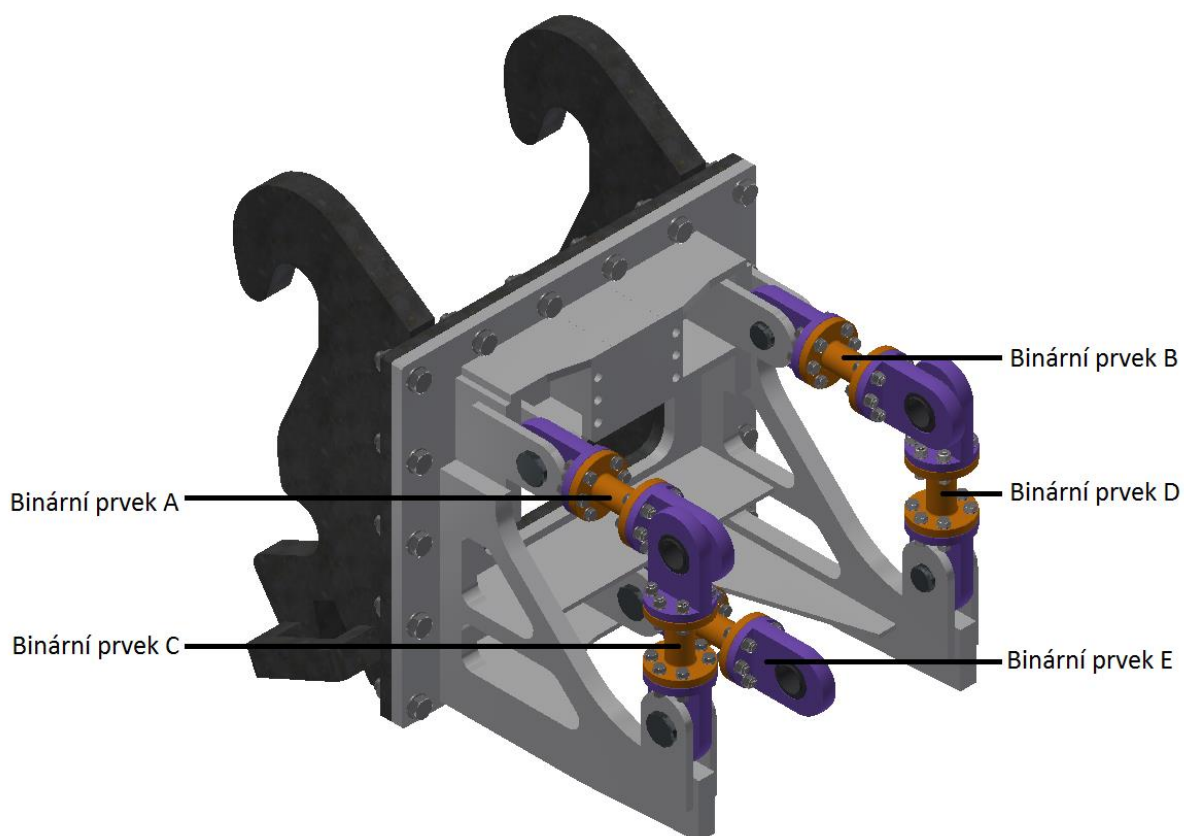
Čepové spojení: zátěžný stav 14						
Označení čepu	Čep 1	Čep 2	Čep 3	Čep 4	Čep 5	Čep 6
$F_{\check{c}} [N]$	171000	327000	122000	57200	339323	319027
$\sigma_{o\check{c}} [MPa]$	84,71	162,0	60,44	28,34	168,1	158,05
Kontrola: $\sigma_{o\check{c}} < \sigma_{oD}$	1	1	1	1	1	1
$\tau_{\check{c}} [MPa]$	30,25	57,86	21,59	10,12	60,04	56,44
Kontrola: $\tau_{\check{c}} < \tau_D$	1	1	1	1	1	1
$\sigma_{red\check{c}} [MPa]$	99,61	190,48	71,07	33,32	197,66	185,84
Kontrola: $\sigma_{red\check{c}} < \frac{R_{eH}}{k}$	1	1	1	1	1	1
$p_{\check{c}1} [MPa]$	71,25	136,25	50,83	23,83	141,38	132,93
Kontrola: $p_{\check{c}1} < p_D$	1	0	1	1	0	0
$p_{\check{c}2} [MPa]$	64,77	123,86	46,21	21,67	128,53	120,84
Kontrola: $p_{\check{c}2} < p_D$	1	0	1	1	0	0

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení čepů dle znázornění na poslední straně této přílohy



Šroubové spojení: binární prvky								
Označení	Binární prvek A				Binární prvek B			
Zátěžný stav	4	10	13	14	4	10	13	14
$F_{16}[N]$	65333	54500	39333	28500	17833	28500	43667	54500
$k_{16}[-]$	1,57	1,89	2,61	3,61	5,77	3,61	2,35	1,89
Kontrola: $k_{16} > 1,5$	1	1	1	1	1	1	1	1

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení binárních prvků dle znázornění pod tabulkou





Šroubové spojení: vetknutý prvek a nosná konzole						
Zátěžný stav	1	4	7	10	13	14
$F_{20}$ [N]	35267	29900	40424	40285	53806	40285
$k_{20}$ [-]	4,7	5,55	4,1	4,12	3,08	4,12
<b>Kontrola:</b> $k_{20} > 1,5$	1	1	1	1	1	1

*Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky*

Šroubové spojení: rychloupínač a nosná konzole						
Zátěžný stav	1	4	7	10	13	14
$F_{30}$ [N]	217000	142000	145000	195000	175000	195000
$\sigma_{30}$ [MPa]	387,29	253,43	258,79	348,02	312,33	348,02
$k_{30}$ [-]	1,70	2,60	2,55	1,90	2,11	1,90
<b>Kontrola:</b> $k_{30} > 1,5$	1	1	1	1	1	1

*Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky*

<b>Svary úchytů: zátěžný stav 1</b>				
Označení	Čep 1	Čep 2	Čep 3	Čep 4
$F_{Su}$ [N]	5400,43	31050,08	48119,00	40549,50
$\tau_{Su}$ [MPa]	3,41	19,61	30,38	25,60
<i>Kontrola:</i> $\tau_{Su} < \tau_{DOV}$	1	1	1	1
<b>Svary úchytů: zátěžný stav 4</b>				
$F_{Su}$ [N]	196000,01	53500,04	46000,00	43550,00
$\tau_{Su}$ [MPa]	123,76	33,78	29,05	27,50
<i>Kontrola:</i> $\tau_{Su} < \tau_{DOV}$	1	1	1	1
<b>Svary úchytů: zátěžný stav 7</b>				
$F_{Su}$ [N]	20750,12	57000,04	28200,00	60500,00
$\tau_{Su}$ [MPa]	13,10	35,99	17,81	38,20
<i>Kontrola:</i> $\tau_{Su} < \tau_{DOV}$	1	1	1	1
<b>Svary úchytů: zátěžný stav 10</b>				
$F_{Su}$ [N]	163500,01	85500,03	28600,00	61000,00
$\tau_{Su}$ [MPa]	103,24	53,99	18,06	38,52
<i>Kontrola:</i> $\tau_{Su} < \tau_{DOV}$	1	1	1	1
<b>Svary úchytů: zátěžný stav 13</b>				
$F_{Su}$ [N]	118000,02	131000,02	78500,00	11150,00
$\tau_{Su}$ [MPa]	74,51	82,72	49,57	7,04
<i>Kontrola:</i> $\tau_{Su} < \tau_{DOV}$	1	1	1	1

Svary úchytů: zátěžný stav 14				
Označení	Čep 1	Čep 2	Čep 3	Čep 4
$F_{Su}$ [N]	85500,03	163500,01	61000,00	28600,00
$\tau_{Su}$ [MPa]	53,99	103,24	38,52	18,06
Kontrola: $\tau_{Su} < \tau_{DOV}$	1	1	1	1

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení svarů úchytu dle označení příslušných čepů, které je v příloze 1

Svary ramen: zátěžný stav 1						
Ozn.	$F_{Sr}$ [N]	$\tau_{Sr}$ [MPa]	$\tau_{Sr} < \tau_{DOV}$	$M_{Sr}$ [N · mm]	$\sigma_{Sr}$ [MPa]	$\sigma_{Sr} < \frac{R_{eH}}{k_S}$
L	96238	3,75	1	$62,6 \cdot 10^6$	25,67	1
P	81099	3,16	1	$52,7 \cdot 10^6$	21,63	1
Svary ramen: zátěžný stav 4						
Ozn.	$F_{Sr}$ [N]	$\tau_{Sr}$ [MPa]	$\tau_{Sr} < \tau_{DOV}$	$M_{Sr}$ [N · mm]	$\sigma_{Sr}$ [MPa]	$\sigma_{Sr} < \frac{R_{eH}}{k_S}$
L	92000	3,59	1	$59,8 \cdot 10^6$	24,54	1
P	87100	3,40	1	$56,6 \cdot 10^6$	23,23	1
Svary ramen: zátěžný stav 7						
Ozn.	$F_{Sr}$ [N]	$\tau_{Sr}$ [MPa]	$\tau_{Sr} < \tau_{DOV}$	$M_{Sr}$ [N · mm]	$\sigma_{Sr}$ [MPa]	$\sigma_{Sr} < \frac{R_{eH}}{k_S}$
L	56400	2,20	1	$36,7 \cdot 10^6$	15,04	1
P	121000	4,72	1	$78,7 \cdot 10^6$	32,28	1
Svary ramen: zátěžný stav 10						
Ozn.	$F_{Sr}$ [N]	$\tau_{Sr}$ [MPa]	$\tau_{Sr} < \tau_{DOV}$	$M_{Sr}$ [N · mm]	$\sigma_{Sr}$ [MPa]	$\sigma_{Sr} < \frac{R_{eH}}{k_S}$
L	57200	2,23	1	$37,2 \cdot 10^6$	15,26	1
P	122000	4,76	1	$79,3 \cdot 10^6$	32,54	1

Svary ramen: zátěžný stav 13						
Ozn.	$F_{Sr}$ [N]	$\tau_{Sr}$ [MPa]	$\tau_{Sr} < \tau_{DOV}$	$M_{Sr}$ [N · mm]	$\sigma_{Sr}$ [MPa]	$\sigma_{Sr} < \frac{R_{eH}}{k_S}$
L	157000	6,12	1	$102,1 \cdot 10^6$	41,88	1
P	22300	0,87	1	$14,5 \cdot 10^6$	5,95	1
Svary ramen: zátěžný stav 14						
Ozn.	$F_{Sr}$ [N]	$\tau_{Sr}$ [MPa]	$\tau_{Sr} < \tau_{DOV}$	$M_{Sr}$ [N · mm]	$\sigma_{Sr}$ [MPa]	$\sigma_{Sr} < \frac{R_{eH}}{k_S}$
L	122000	4,76	1	$79,3 \cdot 10^6$	32,54	1
P	57200	2,23	1	$37,2 \cdot 10^6$	15,26	1

*Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky; Označení ramen dle pohledu zepředu, kde „L“ je levé rameno, „P“ je pravé rameno*

Hřídél: zátěžný stav 1							
$F_{Ax}$ [N]	$F_{Ay}$ [N]	$F_{1x}$ [N]	$F_{1y}$ [N]	$F_{5x}$ [N]	$F_{5y}$ [N]	$F_{Fx}$ [N]	$F_{Fy}$ [N]
96000	0,04	143	10800	142	62100	80800	0
$M_{ohxy}^B$ [N · mm]	$M_{ohzy}^B$ [N · mm]	$M_{ohxy}^C$ [N · mm]	$M_{ohzy}^C$ [N · mm]	$M_{ohxy}^D$ [N · mm]	$M_{ohzy}^D$ [N · mm]	$M_{ohxy}^E$ [N · mm]	$M_{ohzy}^E$ [N · mm]
$10,5 \cdot 10^6$	$0,7 \cdot 10^6$	$2,9 \cdot 10^6$	$17,8 \cdot 10^3$	$2,2 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$8,8 \cdot 10^6$	$4,0 \cdot 10^6$
$\sigma_{ohxy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^E$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^E$ [MPa]
389	26	106	0,7	82	47	327	150
$\sigma_{oh}^B$ [MPa]		$\sigma_{oh}^C$ [MPa]		$\sigma_{oh}^D$ [MPa]		$\sigma_{oh}^E$ [MPa]	
389,40		106,01		94,80		359,83	
Kontrola: $\sigma_{oh} < \sigma_{oD}$							
0		1		1		0	
Hřídél: zátěžný stav 4							
$F_{Ax}$ [N]	$F_{Ay}$ [N]	$F_{1x}$ [N]	$F_{1y}$ [N]	$F_{5x}$ [N]	$F_{5y}$ [N]	$F_{Fx}$ [N]	$F_{Fy}$ [N]
91800	0,168	143	392000	141	107000	86800	0,06
$M_{ohxy}^B$ [N · mm]	$M_{ohzy}^B$ [N · mm]	$M_{ohxy}^C$ [N · mm]	$M_{ohzy}^C$ [N · mm]	$M_{ohxy}^D$ [N · mm]	$M_{ohzy}^D$ [N · mm]	$M_{ohxy}^E$ [N · mm]	$M_{ohzy}^E$ [N · mm]
$10 \cdot 10^6$	$25,4 \cdot 10^6$	$2,7 \cdot 10^6$	$7,83 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$	$0,7 \cdot 10^6$	$9,5 \cdot 10^6$	$6,9 \cdot 10^6$
$\sigma_{ohxy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^E$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^E$ [MPa]
372	943	99	291	91	26	351	258
$\sigma_{oh}^B$ [MPa]		$\sigma_{oh}^C$ [MPa]		$\sigma_{oh}^D$ [MPa]		$\sigma_{oh}^E$ [MPa]	
1013,26		306,99		94,93		436,03	
Kontrola: $\sigma_{oh} < \sigma_{oD}$							
0		0		1		0	

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky

Hřídél: zátěžný stav 7							
$F_{Ax}$ [N]	$F_{Ay}$ [N]	$F_{1x}$ [N]	$F_{1y}$ [N]	$F_{5x}$ [N]	$F_{5y}$ [N]	$F_{Fx}$ [N]	$F_{Fy}$ [N]
56200	0,05	143	41500	141	114000	121000	0,01
$M_{ohxy}^B$ [N · mm]	$M_{ohzy}^B$ [N · mm]	$M_{ohxy}^C$ [N · mm]	$M_{ohzy}^C$ [N · mm]	$M_{ohxy}^D$ [N · mm]	$M_{ohzy}^D$ [N · mm]	$M_{ohxy}^E$ [N · mm]	$M_{ohzy}^E$ [N · mm]
$6,1 \cdot 10^6$	$2,7 \cdot 10^6$	$0,2 \cdot 10^6$	$0,4 \cdot 10^6$	$3,9 \cdot 10^6$	$2,2 \cdot 10^6$	$13,2 \cdot 10^6$	$7,4 \cdot 10^6$
$\sigma_{ohxy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^E$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^E$ [MPa]
228	100	6,9	16	145	83	490	275
$\sigma_{oh}^B$ [MPa]		$\sigma_{oh}^C$ [MPa]		$\sigma_{oh}^D$ [MPa]		$\sigma_{oh}^E$ [MPa]	
356,32		17,16		166,9		561,74	
Kontrola: $\sigma_{oh} < \sigma_{oD}$							
0		1		1		0	
Hřídél: zátěžný stav 10							
$F_{Ax}$ [N]	$F_{Ay}$ [N]	$F_{1x}$ [N]	$F_{1y}$ [N]	$F_{5x}$ [N]	$F_{5y}$ [N]	$F_{Fx}$ [N]	$F_{Fy}$ [N]
59500	0,148	143	327000	141	170000	122000	0,08
$M_{ohxy}^B$ [N · mm]	$M_{ohzy}^B$ [N · mm]	$M_{ohxy}^C$ [N · mm]	$M_{ohzy}^C$ [N · mm]	$M_{ohxy}^D$ [N · mm]	$M_{ohzy}^D$ [N · mm]	$M_{ohxy}^E$ [N · mm]	$M_{ohzy}^E$ [N · mm]
$6,5 \cdot 10^6$	$21,3 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	$6,21 \cdot 10^6$	$3,9 \cdot 10^6$	$2,3 \cdot 10^6$	$13,3 \cdot 10^6$	$11,1 \cdot 10^6$
$\sigma_{ohxy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^E$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^E$ [MPa]
241	789	11	231	145	85	494	410
$\sigma_{oh}^B$ [MPa]		$\sigma_{oh}^C$ [MPa]		$\sigma_{oh}^D$ [MPa]		$\sigma_{oh}^E$ [MPa]	
824,93		230,83		168,30		641,95	
Kontrola: $\sigma_{oh} < \sigma_{oD}$							
0		0		1		0	

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky

Hřídél: zátěžný stav 13							
$F_{Ax}$ [N]	$F_{Ay}$ [N]	$F_{1x}$ [N]	$F_{1y}$ [N]	$F_{5x}$ [N]	$F_{5y}$ [N]	$F_{Fx}$ [N]	$F_{Fy}$ [N]
159000	0,1	143	236000	142	262000	22000	0,13
$M_{ohxy}^B$ [N · mm]	$M_{ohzy}^B$ [N · mm]	$M_{ohxy}^C$ [N · mm]	$M_{ohzy}^C$ [N · mm]	$M_{ohxy}^D$ [N · mm]	$M_{ohzy}^D$ [N · mm]	$M_{ohxy}^E$ [N · mm]	$M_{ohzy}^E$ [N · mm]
$17,3 \cdot 10^6$	$15,3 \cdot 10^6$	$5,5 \cdot 10^6$	$3,9 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	$4,6 \cdot 10^6$	$2,4 \cdot 10^6$	$17,0 \cdot 10^6$
$\sigma_{ohxy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^E$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^E$ [MPa]
644	569	203	146	10	170	89	632
$\sigma_{oh}^B$ [MPa]		$\sigma_{oh}^C$ [MPa]		$\sigma_{oh}^D$ [MPa]		$\sigma_{oh}^E$ [MPa]	
859,13		250,04		170,42		638,25	
Kontrola: $\sigma_{oh} < \sigma_{oD}$							
0		0		1		0	
Hřídél: zátěžný stav 14							
$F_{Ax}$ [N]	$F_{Ay}$ [N]	$F_{1x}$ [N]	$F_{1y}$ [N]	$F_{5x}$ [N]	$F_{5y}$ [N]	$F_{Fx}$ [N]	$F_{Fy}$ [N]
122000	0,078	143	171000	141	327000	59600	0,15
$M_{ohxy}^B$ [N · mm]	$M_{ohzy}^B$ [N · mm]	$M_{ohxy}^C$ [N · mm]	$M_{ohzy}^C$ [N · mm]	$M_{ohxy}^D$ [N · mm]	$M_{ohzy}^D$ [N · mm]	$M_{ohxy}^E$ [N · mm]	$M_{ohzy}^E$ [N · mm]
$13,3 \cdot 10^6$	$11,1 \cdot 10^6$	$3,9 \cdot 10^6$	$2,3 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	$6,2 \cdot 10^6$	$6,5 \cdot 10^6$	$21,2 \cdot 10^6$
$\sigma_{ohxy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^B$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^C$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^D$ [MPa]	$\sigma_{ohxy}^E$ [MPa]	$\sigma_{ohzy}^E$ [MPa]
494	413	145	86	11	230	241	789
$\sigma_{oh}^B$ [MPa]		$\sigma_{oh}^C$ [MPa]		$\sigma_{oh}^D$ [MPa]		$\sigma_{oh}^E$ [MPa]	
643,62		168,67		230,69		825,05	
Kontrola: $\sigma_{oh} < \sigma_{oD}$							
0		1		0		0	

Vysvětlivka k hodnotám kontrol: Hodnota „1“ znamená splnění podmínky, hodnota „0“ znamená nesplnění podmínky