

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 Konstruování strojů
a technických zařízení

Studijní zaměření: N0715A270017S03 Konstruování zdravotnické
a kooperativní techniky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh univerzální traverzy pro manipulace s různými typy obalových
souborů ŠKODA

Autor: **Bc. Lukáš Mejtil**

Vedoucí práce: **prof. doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Lukáš MEJTIL**
Osobní číslo: **S19N0157P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Studijní obor: **Konstruování zdravotnické a kooperativní techniky**
Téma práce: **Návrh univerzální traverzy pro manipulace s různými typy obalových souborů ŠKODA**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky :

Cílem práce je návrh univerzální, dálkově nastavitelné traverzy, pomocí které lze sjednotit manipulace během výrobního procesu s různými typy obalových souborů (kontejnerů), konkrétně s OS ŠKODA 440/84 a OS ŠKODA 1000/19, určených pro střednědobé skladování použitého jaderného paliva.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. *Popis parametrů a manipulací s jednotlivými typy těles OS.*
2. *Rešerše zaměřená na popis dostupných řešení traverz na trhu*
3. *Konstrukční návrh řešení variant nastavitelné traverzy, výběr varianty.*
4. *Pevnostní výpočet MKP.*
5. *Výkres sestavy a vybraných konstrukčních dílů.*

Možnost prezentace řešení s využitím nástrojů virtuální reality ŠKODA JS a.s., možnost tisku zmenšené makety z plastu na 3D tiskárně ŠKODA JS a.s.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra*. Brno: Computer Press, 1999.
- [2] LEINVEBER, J., VÁVRA, J. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2003.
- [3] Technické podklady OS ŠKODA 440/84 a ŠKODA 1000/19
- [4] Katalogy výrobců manipulačních prostředků
- [5] Norma EN13155+A2, Jeřáby – Bezpečnost – Volně zavěšené prostředky pro uchopení břemen

Vedoucí diplomové práce: **Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Václav Svoboda**
Škoda JS a.s., Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Rád bych poděkoval vedoucí mé diplomové práce paní prof. doc. Ing. Lašové, Ph.D. a konzultantovi panu Ing. Svobodovi za rady a podporu při vypracování.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Mejtil	Jméno Lukáš	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017S03 „Konstruování zdravotnické a kooperativní techniky“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) prof. doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Jméno Václava	
PRACOVNÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh univerzální traverzy pro manipulace s různými typy obalových souborů ŠKODA.		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	84	TEXTOVÁ ČÁST	58	GRAFICKÁ ČÁST	26
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce navrhuje řešení univerzální traverzy pro zjednodušení manipulace s obalovými soubory ŠKODA 1000/19 a ŠKODA 440/84. Na základě výkresové dokumentace dodané firmou ŠKODA JS, vyhodnocuje podstatné vstupní parametry pro návrh traverzy. Dále následuje stručná rešerše dostupných řešení na trhu a poté v jednotlivých krocích samotný návrh konstrukčního řešení univerzální traverzy. V závěru práce jsou složitější součásti kontrolovány výpočtem MKP.
KLÍČOVÁ SLOVA	univerzální traverza, manipulace s těžkým břemenem, vyvažovací traverza, vyvažovací zařízení.

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Mejtil	Name Lukáš	
FIELD OF STUDY	N0715A270017S03 „Design of medical and cooperative technology”		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) prof. doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Name Václava	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of an universal traverse for manipulation with different SKODA casks.		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN.	2021
----------------	------------------------	-------------------	-----	----------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	84	TEXT PART	58	GRAPHICAL PART	26
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis designs a solution of the universal traverse for easier manipulation with ŠKODA 1000/19 and ŠKODA 440/84 casks. On a base of drawing documentation by the ŠKODA JS company important input parameters for the design of the traverse are evaluated. Furthermore follows brief recherche of products which are available on a market. After that the design of the universal traverse is designed by steps. In conclusion are complicated parts controlled by MKP computation.
KEY WORDS	universal traverse, manipulation with heavy burden, counterbalancing traverse, balancing device

Obsah

ÚVOD	4
1 POPIS PARAMETRŮ A MANIPULACÍ S JEDNOTLIVÝMI TYPY TĚLES OS	5
1.1 DOSAVADNÍ ŘEŠENÍ	5
1.2 NAVRHOVANÉ ŘEŠENÍ.....	6
1.2.1 <i>Těleso 1 - OS ŠKODA 1000/19</i>	6
1.2.2 <i>Těleso 2 - OS ŠKODA 440/84</i>	9
2 ZÁKLADNÍ POPIS TRAVERZ.....	12
2.1 ROZDĚLENÍ.....	12
2.1.1 <i>Traverzy jednoduché pevné</i>	12
2.1.2 <i>Traverzy stavitelné</i>	13
2.1.3 <i>Vícebodové traverzy pevné a stavitelné</i>	15
2.1.4 <i>Rámové traverzy</i>	16
2.1.5 <i>Vyvažovací traverzy</i>	16
2.1.6 <i>Otáčecí traverzy</i>	17
2.1.7 <i>Magnetické traverzy</i>	17
3 KONSTRUKČNÍ NÁVRHY ŘEŠENÍ VARIANT NASTAVITELNÉ TRAVERZY	18
3.1 PARAMETRY TRAVERZY	18
3.2 NOSNÝ PROFIL TRAVERZY	20
3.2.1 <i>Volba materiálu</i>	20
3.2.2 <i>Návrh nosného průřezu</i>	20
3.3 ZÁVĚS PRO NOSNÝ POPRUH.....	26
3.4 ZAVĚŠENÍ TRAVERZY K JEŘÁBOVÉMU HÁKU.....	28
3.5 MECHANISMUS PRO LINEÁRNÍ POHYB NOSNÉHO PROFILU VŮČI ZAVĚŠENÍ	29
3.5.1 <i>Varianta 1 - konstrukční návrh způsobu vyvažování</i>	30
3.5.2 <i>Varianta 2 - konstrukční návrh způsobu vyvažování</i>	31
3.5.3 <i>Porovnání variant</i>	31
3.6 NÁVRH NOSNÝCH ČEPŮ.....	32
3.6.1 <i>Nosný čep pro upevnění jeřábového háku</i>	32
3.6.2 <i>Čep pro spojení závěsu traverzy se spojovací deskou</i>	34
3.7 NÁVRH NOSNÝCH KOL	35
3.8 NÁVRH KULIČKOVÉHO ŠROUBU	37
3.9 NÁVRH ELEKTROPOHONU	38
3.9.1 <i>Inkrementální enkodér</i>	39
3.9.2 <i>Absolutní enkodér</i>	39
4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET MKP	40
4.1 ZÁVĚS PRO NOSNÝ POPRUH.....	40
4.2 ZÁVĚS TRAVERZY	42
4.3 SPOJUJÍCÍ DESKA.....	44
4.4 NOSNÝ PROFIL MANIPULAČNÍ TRAVERZY.....	46
ZÁVĚR.....	50
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	52
SEZNAM TABULEK	55
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	56
SEZNAM PŘÍLOH	58

Úvod

Cílem této práce je návrh univerzální, dálkově nastavitelné manipulační traverzy, pomocí které lze sjednotit manipulace během výrobního procesu s různými typy obalových souborů (kontejnerů). Konkrétně se jedná o OS ŠKODA 440/84 a OS ŠKODA 1000/19, určených pro střednědobé skladování použitého jaderného paliva. Každé těleso má jiný průměr a délku na čemž závisí jeho hmotnost. Během výroby tělesa kontejneru dochází k přesunům mezi jednotlivými pracovišti (svařovací pracoviště, žíhací pec, hlubokovrtací stroj, soustruh a horizontální vyvrtávačka), kde během opracování dochází k výrazné změně polohy těžiště tělesa. Tato manipulační traverza by tedy měla být variabilní, co se týče polohy rozteče nosných popruhů, a měla by mít možnost přizpůsobit se poloze těžiště břemena.

V úvodní části této diplomové práce bude analyzováno dosavadní řešení manipulace s OS ŠKODA v prostorách firmy Škoda JS. Zejména pak určení geometrických a fyzikálních vlastností obalových souborů ŠKODA na jednotlivých pracovištích. Tyto vlastnosti dále určí vstupní parametry pro dimenzování jednotlivých částí manipulační traverzy. Na úvodní část naváže část rešeršní, kde budou zobrazeny varianty dosavadních řešení manipulačních traverz a jejich použitelnost v průmyslových aplikacích.

Na základě získaných vstupních parametrů bude navrženo řešení jednotlivých částí traverzy a návrh mechanismu, který by mohl umožňovat nalezení přesného umístění polohy těžiště břemene. Navržené součásti budou poté sestaveny ve výslednou univerzální manipulační traverzu.

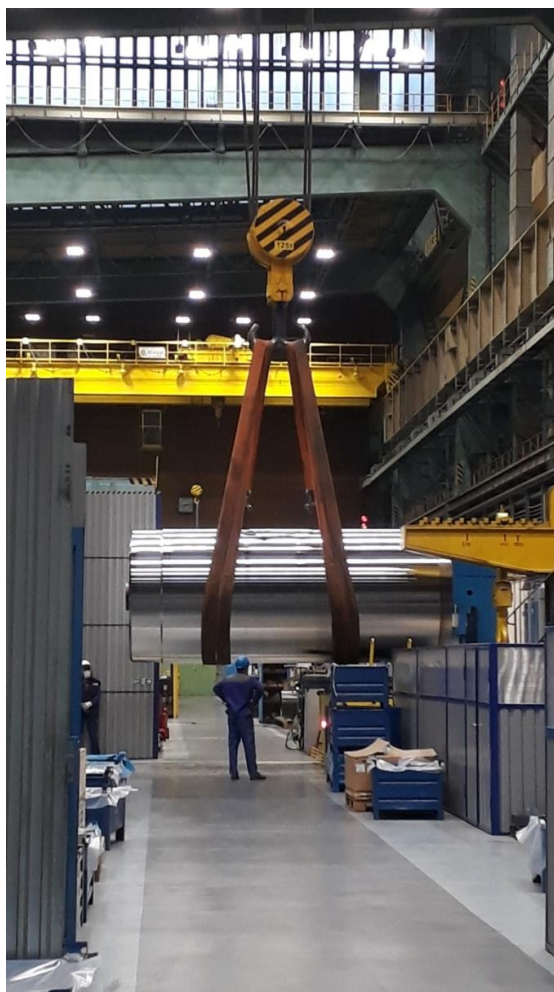
Závěrem této práce by měl být výkres sestavy navrhovaného řešení dálkově nastavitelné manipulační traverzy a výrobní výkres vybrané části.

1 Popis parametrů a manipulací s jednotlivými typy těles OS

Univerzální traverza by měla sloužit k manipulaci s obalovými soubory ŠKODA mezi jednotlivými technologickými operacemi. Dosavadní řešení je pro obsluhu jeřábu příliš složité z důvodu nadměrné velikosti součástí. Obsluha jeřábu musí umístit jeřábový hák nad OS ŠKODA 1000/19 nebo nad OS ŠKODA 440/84 tak, aby byl v těžišti tělesa. I přesto, že obsluha jeřábu postupuje dle předepsaného postupu upevnění, nedaří se vždy přesně najít těžiště. Proto dochází k opakovaným manipulacím s nosnými popruhy, což následně vede k nežádoucímu prodloužení mezioperačních časů.

1.1 Dosavadní řešení

Nynější řešení nepočítá s žádnou manipulační traverzou a využívá pouze hák jeřábu (Obrázek č. 1). Z obrázku je patrné, že dosavadní řešení je dost problematické a ne příliš bezpečné vzhledem k tomu, že může za určitých okrajových podmínek dojít k sesmeknutí mnohatunového břemene z vázacích popruhů. Tento postup manipulace s břemenem se koná mezi všemi pracovišti a pro obě dvě varianty OS ŠKODA.



Obrázek č. 1 Manipulace s OS ŠKODA 1000/19.

1.2 Navrhované řešení

Nové řešení traverzy by mělo eliminovat zbytečné úkony obsluhy jeřábu a tím zefektivnit jejich práci. Návrh univerzální traverzy by měl umožnit dálkové přestavení závěsu pro jeřábový hák do polohy těžiště břemene.

V programu Creo Parametric 5.0 byly vymodelovány OS ŠKODA 1000/19 a OS ŠKODA 440/84 v jednotlivých po sobě jdoucích technologických operacích za účelem zjištění parametru polohy těžiště a odpovídající hmotnosti.

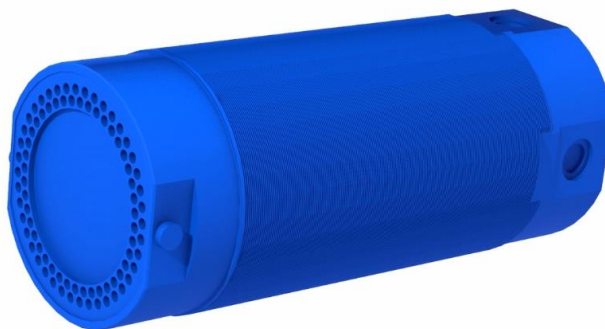
Manipulace s OS ŠKODA probíhá dle technologického postupu na několika pracovištích. Po každém svařování nebo obrábění tělesa se změní geometrie, hmotnost a tím pádem i poloha těžiště tělesa. Navrhovaná traverza by měla být použitelná pro veškerou manipulaci mezi jednotlivými pracovišti. Pro návrh univerzální traverzy byl technologický postup zjednodušen na čtyři základní pracoviště, mezi kterými se znatelně změní hmotnost a poloha těžiště.

Základní pracoviště:

- Svařovací pracoviště;
- Zámečnické pracoviště + defektoskopie svaru;
- Pracoviště soustruhu SIU 400;
- Pracoviště hlubokovrtacího stroje LOCH.

V následujících kapitolách budou znázorněny jednotlivé polohy těžišť na základních pracovištích. Výstupy z programu Creo parametric 5.0 budou vypsány do tabulek.

1.2.1 Těleso 1 - OS ŠKODA 1000/19



Obrázek č. 2 Pohled 1 na 3D model tělesa 1.

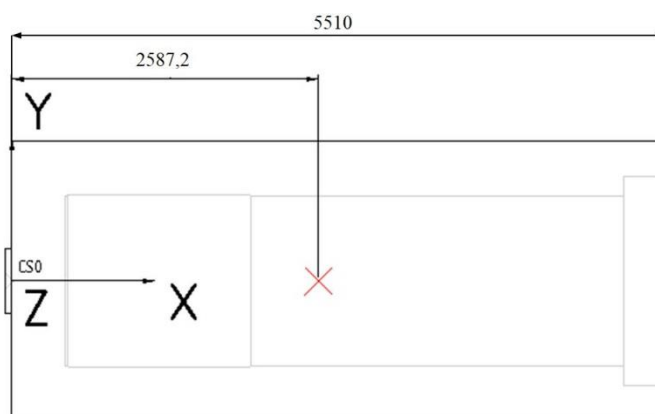


Obrázek č. 3 Pohled 2 na 3D model tělesa 1.

1.2.1.1 Svařovací pracoviště

VOLUME	1.5455282e+10 MM ³
SURFACE AREA	7.2905335e+07 MM ²
DENSITY	7.8200000e-09 TONNE / MM ³
MASS	1.2086031e+02 TONNE
CENTER OF GRAVITY with respect to CS0 coordinate frame:	X 2.5872480e+03 mm Y 0.0000000e+00 mm Z 0.0000000e+00 mm

Tabulka č. 1 Základní parametry tělesa 1 po činnostech na pracovišti číslo 1.

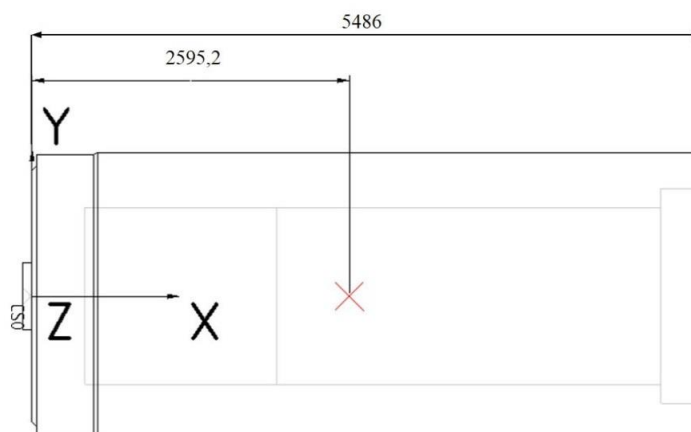


Obrázek č. 4 Poloha těžiště po zpracování tělesa 1 na pracovišti číslo 1.

1.2.1.2 Zámečnické pracoviště + defektoskopie svaru

VOLUME	1.5261529e+10 MM ³
SURFACE AREA	7.2506486e+07 MM ²
DENSITY	7.8200000e-09 TONNE / MM ³
MASS	1.1934516e+02 TONNE
CENTER OF GRAVITY with respect to CS0 coordinate frame:	X 2.5951995e+03 mm Y 0.0000000e+00 mm Z 0.0000000e+00 mm

Tabulka č. 2 Základní parametry tělesa 1 po činnostech na pracovišti číslo 2.

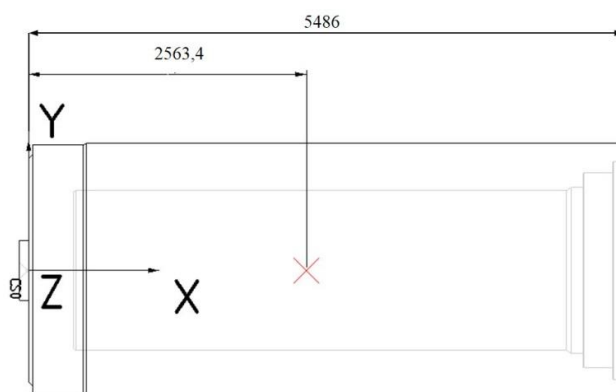


Obrázek č. 5 Poloha těžiště po zpracování tělesa 1 na pracovišti číslo 2.

1.2.1.3 Pracoviště soustuhu SIU 400

VOLUME	1.4704665e+10 MM ³
SURFACE AREA	7.2796997e+07 MM ²
DENSITY	7.8200000e-09 TONNE / MM ³
MASS	1.1499048e+02 TONNE
CENTER OF GRAVITY with respect to CS0 coordinate frame:	X 2.5633625e+03 mm Y 0.0000000e+00 mm Z 0.0000000e+00 mm

Tabulka č. 3 Základní parametry tělesa 1 po činnostech na pracovišti číslo 3.

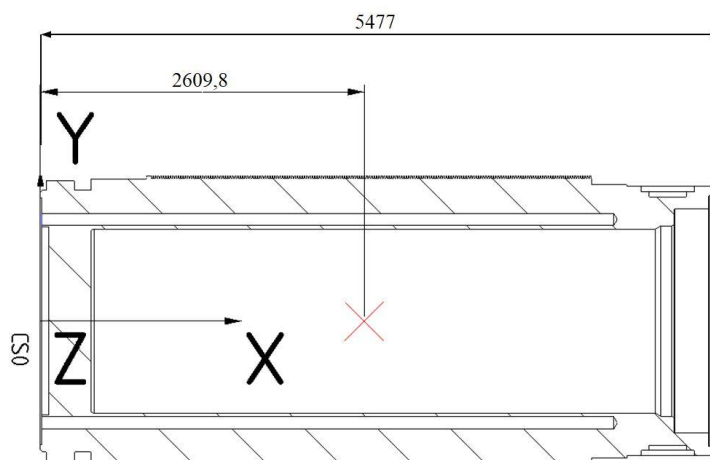


Obrázek č. 6 Poloha těžiště po zpracování tělesa 1 na pracovišti číslo 3.

1.2.1.4 Pracoviště hlubokovrtacího stroje LOCH

VOLUME	1.0668575e+10 MM ³
SURFACE AREA	2.3630918e+08 MM ²
DENSITY	7.8200000e-09 TONNE / MM ³
MASS	8.3428254e+01 TONNE
CENTER OF GRAVITY with respect to CS0 coordinate frame:	X 2.6098215e+03mm Y 1.9839201e-02 mm Z -1.8552382e-02 mm

Tabulka č. 4 Základní parametry tělesa 1 po činnostech na pracovišti číslo 4.



Obrázek č. 7 Poloha těžiště po zpracování tělesa 1 na pracovišti číslo 4.

1.2.2 Těleso 2 - OS ŠKODA 440/84



Obrázek č. 8 Pohled 1 na 3D model tělesa 2.

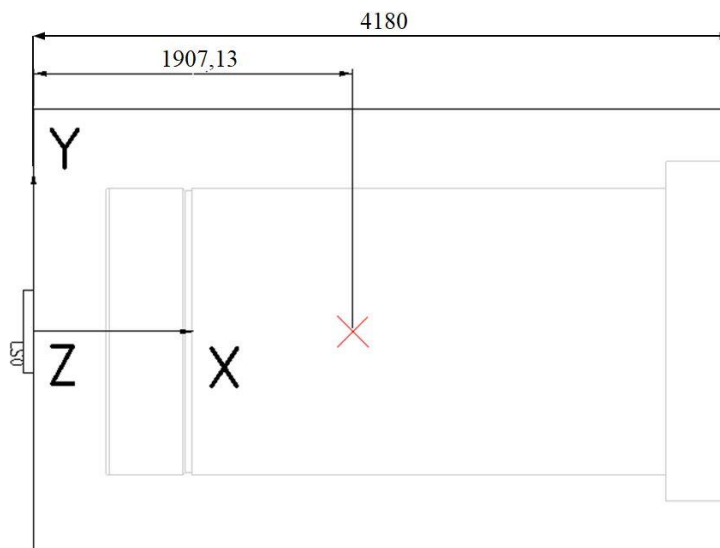


Obrázek č. 9 Pohled 2 na 3D model tělesa 2.

1.2.2.1 Svařovací pracoviště

VOLUME	1.4133556e+10 MM ³
SURFACE AREA	6.6673820e+07 MM ²
DENSITY	7.8200000e-09 TONNE / MM ³
MASS	1.1052441e+02 TONNE
CENTER OF GRAVITY with respect to CS0 coordinate frame:	X 1.9071261e+03 mm Y 0.0000000e+00 mm Z 0.0000000e+00 mm

Tabulka č. 5 Základní parametry tělesa 2 po činnostech na pracovišti číslo 1.

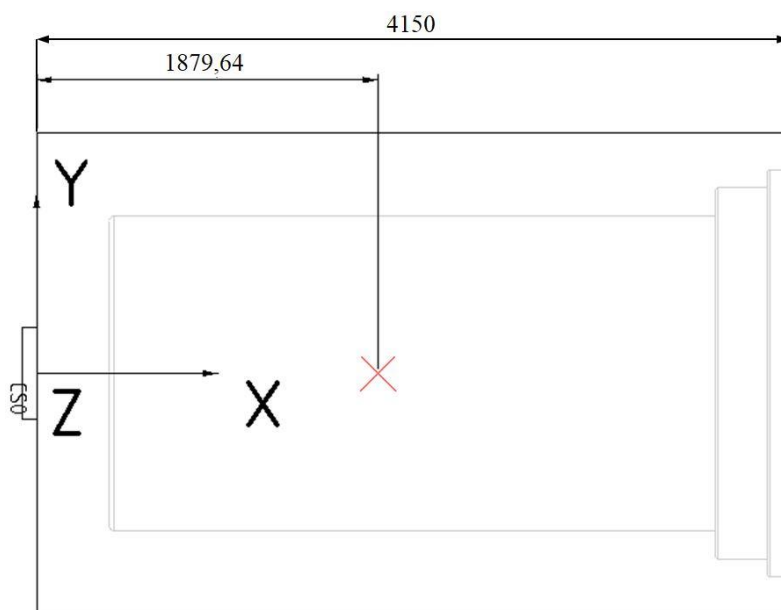


Obrázek č. 10 Poloha těžiště po zpracování tělesa 2 na pracovišti číslo 1.

1.2.2.2 Zámečnické pracoviště + defektoskopie svaru

VOLUME	1.3695677e+10 MM ³
SURFACE AREA	6.6551075e+07 MM ²
DENSITY	7.8200000e-09 TONNE / MM ³
MASS	1.0710020e+02 TONNE
CENTER OF GRAVITY with respect to CS0 coordinate frame:	X 1.8796381e+03 mm Y 0.0000000e+00 mm Z 0.0000000e+00 mm

Tabulka č. 6 Základní parametry tělesa 2 po činnostech na pracovišti číslo 2.

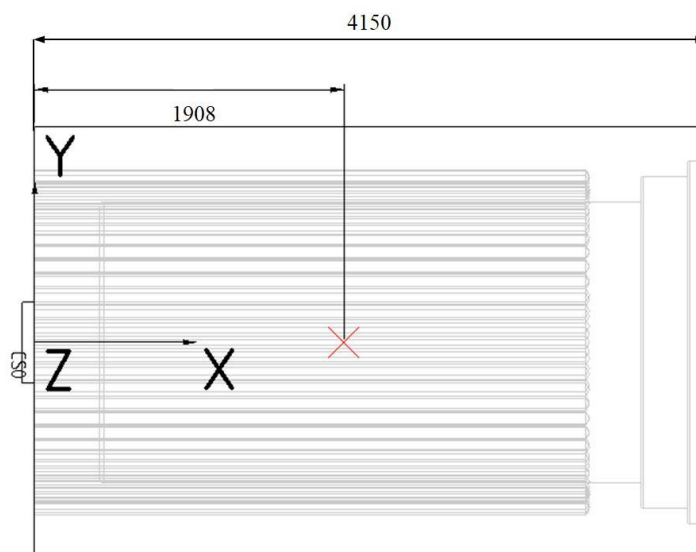


Obrázek č. 11 Poloha těžiště po zpracování tělesa 2 na pracovišti číslo 2.

1.2.2.3 Pracoviště soustruhu SIU 400

VOLUME	1.1791465e+10 MM ³
SURFACE AREA	1.6534046e+08 MM ²
DENSITY	7.8200000e-09 TONNE / MM ³
MASS	9.2209257e+01 TONNE
CENTER OF GRAVITY with respect to CS0 coordinate frame:	X 1.9080247e+03 mm Y 0.0000000e+00 mm Z 0.0000000e+00 mm

Tabulka č. 7 Základní parametry tělesa 2 po činnostech na pracovišti číslo 3.

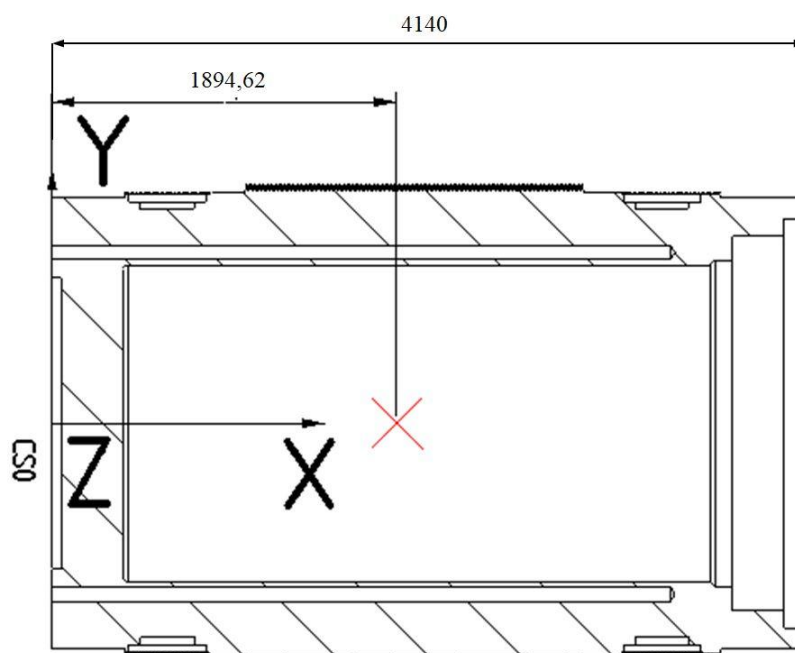


Obrázek č. 12 Poloha těžiště po zpracování tělesa 2 na pracovišti číslo 3.

1.2.2.4 Pracoviště hlubokovrtacího stroje LOCH

VOLUME	9.9993267e+09 MM ³
SURFACE AREA	2.5646600e+08 MM ²
DENSITY	7.8200000e-09 TONNE / MM ³
MASS	7.8194735e+01 TONNE
CENTER OF GRAVITY with respect to CS0 coordinate frame:	X 1.8946149e+03 mm Y 0.0000000e+00 mm Z -3.5601751e-02 mm

Tabulka č. 8 Základní parametry tělesa 2 po činnostech na pracovišti číslo 4.



Obrázek č. 13 Poloha těžiště po zpracování tělesa 2 na pracovišti číslo 4.

2 Základní popis traverz

Jeřábové traverzy jsou používány hlavně v podmínkách, ve kterých není možné využít pro manipulace s břemenem klasické uchopovací prostředky. Uplatnění mají hlavně u břemen větších hmotností a rozměrů. Traverzy jsou používány v různých odvětvích, například stavební, strojná a hutnický průmysl, kde by se s břemeny velkých hmotností a rozměrů nedalo bez tohoto zařízení manipulovat. Nosnost traverzy se může pohybovat od několika desítek až po stovky tun. Traverzy mohou být různých konstrukčních provedení. Vždy záleží na typu uchycení traverzy nebo břemene, provozních podmínkách, způsobu manipulace a charakteristice břemene. Při navrhování traverz jsou často využívány skříňové konstrukce nebo nosníky tvaru profilu písmene I. Další charakteristiky traverzy jsou závislé zejména na provozu, ve kterém se bude daná traverza nacházet. Například traverza používána v hutnickém průmyslu musí při svém provozu odolávat vysokým teplotám, a proto bývá vybavena tepelnými štíty.

2.1 Rozdělení

Dělení traverz do jednotlivých skupin není popsáno žádnou normou. Existuje mnoho firem, které rozdělují traverzy dle svých vlastních firemních kritérií. Pro případ kladení požadavků na způsob zavěšení, lze užít rozdělení traverz dle následujících dvou kritérií:

- **Odnímatelné traverzy** – nosníky zavěšené na hák jeřábu;
- **Neodnímatelné traverzy** – nosníky zavěšené přímo na nosných ocelových lanech. Jedná se například o lici traverzy využívané v hutním průmyslu k manipulaci s lici pánví.

Dalším kritériem může být způsob použití. Pro tento účel mohou být traverzy rozděleny na:

- Jednoduché;
- Stavitelné;
- Vícebodové;
- Křížové;
- Rámové;
- Vyvažovací;
- Otáčecí;
- Magnetické;
- Speciální.

2.1.1 Traverzy jednoduché pevné

Jednoduché pevné traverzy jsou charakteristické stálou pozicí spodních závěsů. Typicky je tento druh traverzy složen ze tří základních prvků:

- Nosný profil;
- Horní závěs pro zavěšení jeřábového háku;
- Spodní závěsy pro zavěšení břemene.

Konstrukce horního háku je uzpůsobena dle háku jeřábu a může být modifikována i pro zavěšení na více typů háků. V případě potřeby využití delších manipulačních traverz se doporučuje zavěšení na dvoupramenný řetězový hák, čímž lze snadno zvýšit stabilitu zavěšení traverzy.

Spodní závěsy mohou mít konstrukci uzpůsobenou břemenu [5]. Tyto traverzy jsou používány k manipulaci s břemeny, u kterých se těžiště nachází v jejich středu.

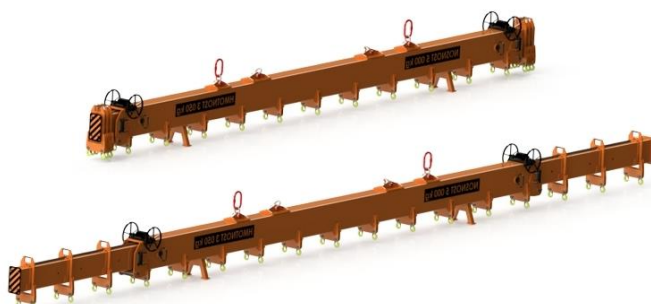


Obrázek č. 14 Traverza jednoduchá pevná [5].

2.1.2 Traverzy stavitelné

Jednoduché stavitelné traverzy se vyznačují přesuvnými spodními závěsy. Konstrukce stavitelné traverzy je složena ze stejných konstrukčních prvků jako u předchozí traverzy jednoduché pevné. Rozpětí spodních závěsů stavitelné traverzy je přestavitelné a tím lze nastavit vhodnou rozteč pro stabilní manipulaci s břemenem [5].

Pokud by bylo zapotřebí manipulovat s břemenem, které má polohu těžiště mimo střed nosné traverzy, lze využít pro tento účel právě traverzu stavitelnou (Obrázek č. 15).



Obrázek č. 15 Traverzy jednoduché stavitelné [5].

2.1.2.1 Základní a dvojité



Obrázek č. 16 Jednoduchá stavitelná traverza [6].



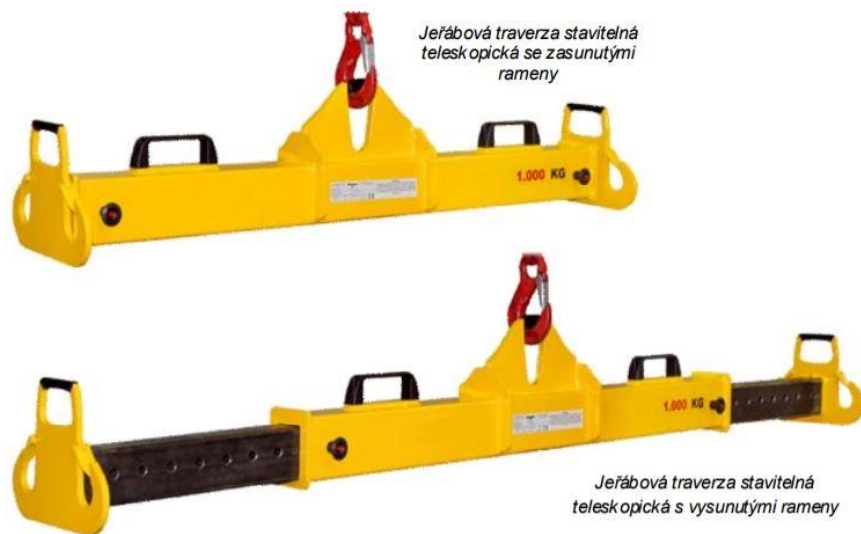
Obrázek č. 17 Dvojitá stavitelná traverza [6].

2.1.2.2 Rozpěrné

Obrázek č. 18 Rozpěrná teleskopická traverza [6].



Obrázek č. 19 Řetězová rozpěra pevná [6].

2.1.2.3 Teleskopické

Obrázek č. 20 Teleskopická stavitelná traverza [6].

2.1.2.4 Modulární

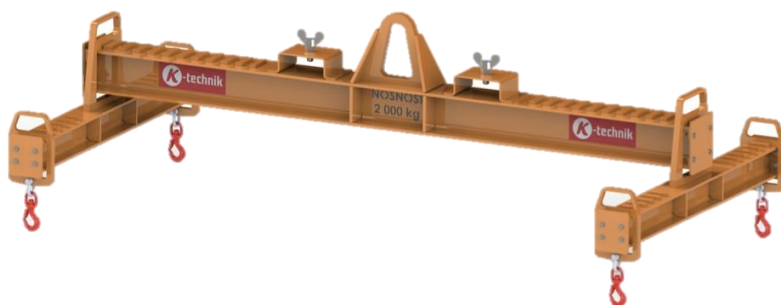
Obrázek č. 21 Modulární stavitelná traverza [6].

2.1.3 Vícebodové traverzy pevné a stavitelné

Vícebodové traverzy jsou určeny pro manipulaci s rozměrnějšími břemeny. Mohou být konstruovány jako pevné nebo stavitelné. Jsou uplatňovány pro manipulaci s rozměrnými břemeny převážně v dílenských provozech. Díky rozložení zatížení na více bodů se zmenšuje zátěž a namáhání od zvedaného břemene. Většinou jsou osazeny čtyřmi závěsnými prvky. Ve speciálních provedeních může být použito i více než čtyř závěsných prvků [5].

Podle tvaru jsou tyto traverzy děleny na:

- **Traverzy ve tvaru písmene “H”** – jsou složeny ze dvou příčných a jednoho podlouhlého nosníku. V případě stavitelné traverzy je možné měnit vzdálenost zavěšených prvků v obou směrech (Obrázek č. 22).
- **Traverzy ve tvaru písmene “Y”** – Ramena Y-traverzy mohou být pevná, stavitelná nebo teleskopická. Tyto Y-traverzy mají oproti H-traverzám výhodu v možnosti sklopení obou ramen do různých poloh. Traverza může být například dvoupolohová. První poloha ve složeném stavu ramen je určena pro přesun bez břemene. Druhá poloha s rozloženými rameny nacházejícími se v pracovní poloze slouží pro manipulaci s břemenem.
- **Traverzy ve tvaru kříže** (Obrázek č. 23) – podobně jako u Y-traverz mohou být zhotoveny jako stavitelné nebo teleskopické. Křížové jeřábové traverzy nacházejí uplatnění při manipulacích se čtyřbodově zavěšeným břemenem. Traverzy jsou složeny do tvaru kříže pomocí dvou nosných profilů. Vzhledem ke křížovému rozložení nosných profilů jsou tyto traverzy využívány především k manipulaci s vaky BIG-BAG [5].



Obrázek č. 22 Stavitelná H-traverza [5].



Obrázek č. 23 Křížová traverza [6].

2.1.4 Rámové traverzy

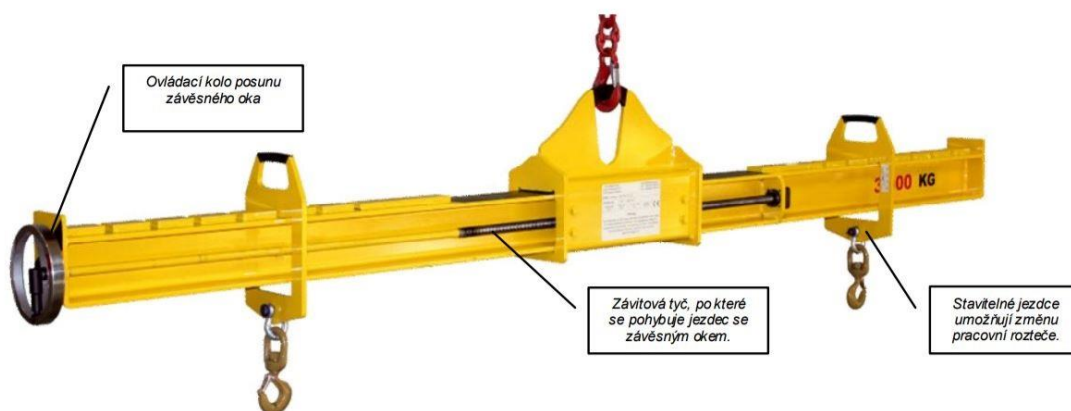
Jeřábové traverzy rámové jsou tvořeny nosným rámem ve tvaru čtverce nebo obdélníku. Horní závěs je zpravidla tvořen řetězovým úvazkem, který při manipulaci s břemenem udržuje vysokou stabilitu. Spodní závěsy jsou reprezentovány čtyřmi háky umístěnými v rozích rámu [5].



Obrázek č. 24 Rámová traverza [5].

2.1.5 Vyvažovací traverzy

Skupina těchto traverz umožňuje přesun závěsného oka a tím uchycení břemena, které má polohu těžiště mimo svůj střed. Zvláště výhodné je použití těchto traverz ve tvaru písmene „H“, díky možnosti využít vyvážení břemena z obou stran. Změny těžiště je možné vykonat manuálně nebo pomocnou silou.



Obrázek č. 25 Vyvažovací traverza s manuálním pohonem [6].



Obrázek č. 26 Vyvažovací rádiově ovládaná traverza s nosností 380 tun [6].

2.1.6 Otáčecí traverzy

Tyto traverzy jsou děleny dle smyslu otáčení:

- **Traverzy otáčející břemeno okolo horizontální osy** – traverzy jsou nejčastěji používány pro přesun válcových těles. Jako vázací prvky jsou aplikovány řetězy nebo textilní pásy.
- **Traverzy otáčející břemeno okolo vertikální osy** – umožňují otáčení okolo vertikální osy břemene pomocí elektromotoru, který dokáže řídit plynulý pohyb otáčení.

2.1.7 Magnetické traverzy

Magnetické jeřábové traverzy jsou uplatňovány hlavně při manipulaci s plechy a jsou dělena na následující dvě podskupiny:

- **Elektropermanentní magnety** – Výhodou elektropermanentního magnetu je nepotřebnost záložního zdroje elektrické energie. Naopak nevýhodou může být uchopení pouze jednoho plechu [7].
- **Elektromagnety** – Oproti elektropermanentnímu magnetu lze využít možnosti změny hloubky magnetického pole dle počtu plechů, se kterými je zapotřebí manipulovat. Nevýhodou je nutnost osazení nosného zařízení záložním zdrojem pro případ výpadku elektrického proudu [6].

3 Konstrukční návrhy řešení variant nastavitelné traverzy

3.1 Parametry traverzy

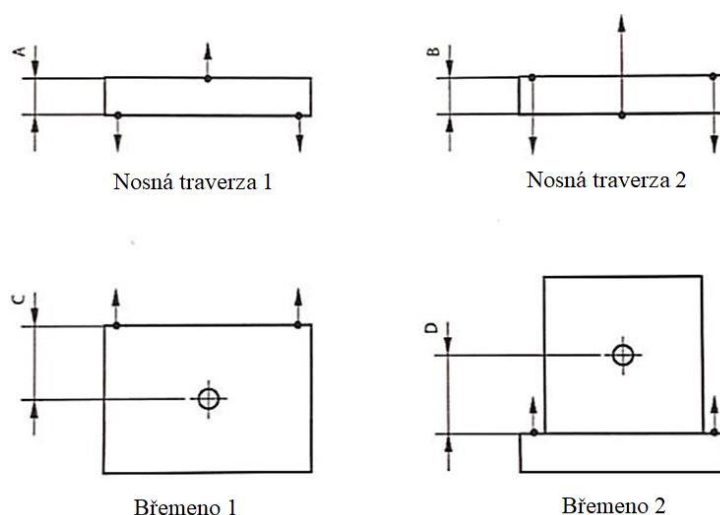
Dle normy ČSN EN 13155 je nosná traverza definována jako zařízení sestávající ze dvou nebo více částí s uchopovacími body, usnadňující manipulaci s břemeny, které vyžadují zavěšení či podepření ve více bodech. Zároveň norma udává bezpečnostní požadavky a opatření, které má nosná traverza splňovat.

Mechanické části přenášející zatížení (nosná traverza) musí mít dle normy jednu z níže uvedených únosností:

- 1) Uchopovací prostředek musí být navržen tak, aby odolával statickému zatížení trojnásobkem nosnosti bez uvolnění břemena, i při vzniku trvalých deformací;
- 2) Uchopovací prostředek musí být navržen tak, aby odolával statickému zatížení dvojnásobkem nosnosti bez výskytu trvalých deformací.

Další kritérium, které norma uvádí je, že nosná traverza bude v kombinaci s břemenem při zvedání stabilní. Aby toto kritérium bylo splněno, musí být celková výška pozitivní. Nosná traverza 1 (Obrázek č. 27) má pozitivní výšku pro stabilitu, nosná traverza 2 má negativní výšku. Břemeno 1 má pozitivní výšku pro stabilitu, břemeno 2 má negativní výšku. Pro stabilitu nosné traverzy v kombinaci s břemenem musí být celková výška pozitivní. Ačkoliv je zobrazení jen v jedné rovině, musí být toto aplikováno kolem obou os rotace. Výsledek všech kombinací je následující:

- Nosná traverza 1 + břemeno 1: bude vždy stabilní;
- Nosná traverza 1 + břemeno 2: bude stabilní, pokud $A > D$;
- Nosná traverza 2 + břemeno 1: bude stabilní, pokud $C > B$;
- Nosná traverza 2 + břemeno 2: bude vždy stabilní [3].



⊕ označuje těžiště

- označuje střed rotace

Obrázek č. 27 Střed rotace břemena a zvedací traverzy [3].

Vzhledem ke známému charakteru břemene a vědomí toho, že bude vždy opásáno dvěma popruhy kolem obvodu, bylo břemeno uvažováno za stabilní. Řešení nosné traverzy bude navrhováno dle vzoru nosná traverza 1 (Obrázek č. 27). Touto úvahou bude splněna podmínka stability dle normy ČSN EN 13155.

Traverza by měla být navržena na nosnost dle nejvyšší možné hmotnosti OS ŠKODA. Vzhledem k tomu, že na po sobě jdoucích pracovištích dochází k velkým úběrům materiálu, je nejvyšší hmotnost břemene vždy na pracovišti č. 1.

- OS ŠKODA 1000/19 má na pracovišti č. 1 hmotnost 120,86 t
- OS ŠKODA 440/84 má na pracovišti č. 1 hmotnost 110,54 t

Z výpisu těchto hmotností vychází, jako nejvyšší hmotnost břemene 120,86 t. Pro splnění požadavků normy na mechanické části přenášející zatížení bude uvažován návrh nosné traverzy tak, aby odolávala statickému zatížení dvojnásobkem nosnosti bez výskytu trvalých deformací.

Mezi výstupy z úvodní kapitoly (1.2 Navrhované řešení) patří nejen hmotnosti ale i polohy těžišť. Ze znalosti parametru polohy těžiště a výkresové dokumentace uložení těles na jednotlivých pracovištích byly určeny základní rozteče závěsů pro nosné popruhy. Dle přání firmy ŠKODA JS nesmí být tato výkresová dokumentace, týkající se uložení těles, zveřejněna v této diplomové práci. Z tohoto důvodu jsou v diplomové práci uvedeny pouze vyplývající informace z dodané dokumentace.

Pro potřeby manipulace s jednotlivými OS ŠKODA jsou nutné 3 polohy závěsů pro popruhy na nosném profilu traverzy. Jednotlivé polohy budou vždy symetricky uloženy vůči těžišti nosného profilu traverzy.

1. Poloha závěsů pro nosné popruhy s roztečí 2400 mm
2. Poloha závěsů pro nosné popruhy s roztečí 3000 mm
3. Poloha závěsů pro nosné popruhy s roztečí 4600 mm

Pro návrh manipulační traverzy bude uvažována maximální hmotnost břemene odpovídající OS ŠKODA 1000/19 na pracovišti č. 1 a maximální možná rozteč závěsů pro popruh 4600 mm. Tyto parametry udávají mezní okrajové podmínky pro návrh manipulační traverzy.

$$m_j = 120\,860 \text{ kg} \quad \dots \text{ jmenovitá hmotnost břemene}$$

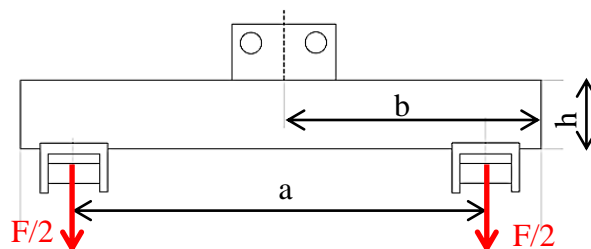
$$a = 4\,600 \text{ mm} \quad \dots \text{ maximální rozteč závěsů pro popruh}$$

$$k = 2 \quad \dots \text{ návrhový součinitel bezpečnosti}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad \dots \text{ gravitační zrychlení}$$

$$Q = m_j \cdot k = 120\,860 \cdot 2 = 241\,720 \text{ kg} \quad \dots \text{ návrhová nosnost traverzy}$$

$$F = Q \cdot g = 2\,371\,273,2 \text{ N}$$



Obrázek č. 28 Základní konstrukce traverzy.

3.2 Nosný profil traverzy

3.2.1 Volba materiálu

Požadavky na materiál:

- Dostatečná pevnost;
- Zaručená svařitelnost;
- Dostupnost na trhu;
- Nízká cena.

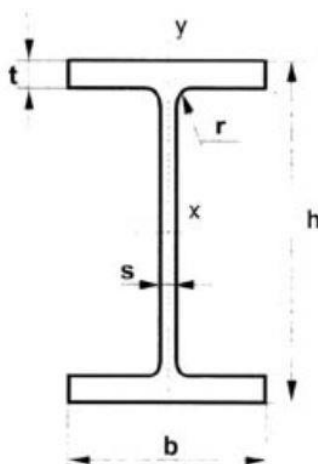
Pro nosný profil traverzy byla zvolena konstrukční ocel 11 523, ekvivalentně značena jako S355J0. Jedná se o nelegovanou konstrukční jemnozrnnou jakostní ocel vhodnou ke svařování. Tato ocel je dále vhodná pro použití na mostní a jeřábové konstrukce. Ocel 11 523 dosahuje meze pevnosti v tahu 510 MPa a meze kluzu 355 MPa.

$R_m = 510 \text{ MPa}$...mez pevnosti v tahu

$R_e = 355 \text{ MPa}$...mez kluzu

3.2.2 Návrh nosného průřezu

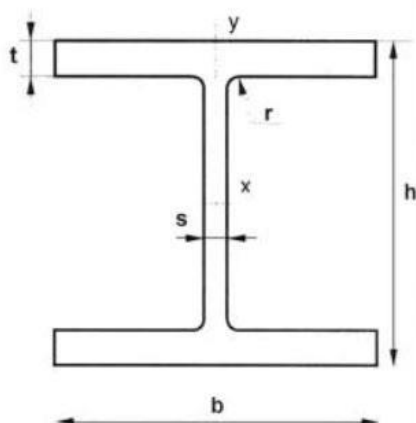
Pro konstrukci nosných dílů je vhodné použít některý z běžných profilů. Válcované profily jsou běžně dostupné a jedná se o levnější variantu než vytvoření vlastního profilu. Dále bude uvedeno srovnání vybraných profilů.



Obrázek č. 29 Profil IPE600 od firmy AtomSteel [9].

Profil IPE600	Označení	Hodnota	Jednotky
Výška průřezu	h	600	mm
Šířka průřezu	b	220	mm
Hmotnost	m	122	kg/m
Plocha průřezu	A	15 104	mm^2
Průřezový modul v ohybu k ose x	W_x	2 944,2	cm^3
Kvadratický modul v ohybu k ose x	I_x	64 755	cm^4

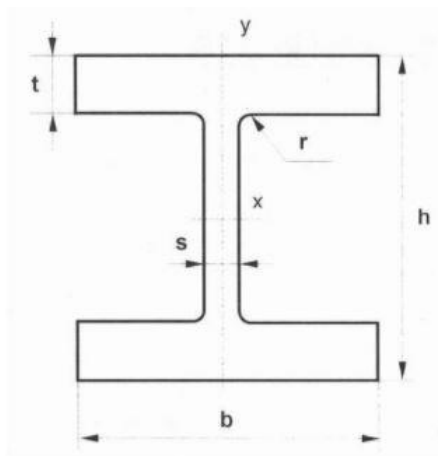
Tabulka č. 9 Vlastnosti profilu IPE600.



Obrázek č. 30 Profil HEB1000 od firmy AtomSteel [9].

Profil HEB1000	Označení	Hodnota	Jednotky
Výška průřezu	h	1000	mm
Šířka průřezu	b	300	mm
Hmotnost	m	314	kg/m
Plocha průřezu	A	39 232	mm ²
Průřezový modul v ohybu k ose x	W_x	12 571,8	cm ³
Kvadratický modul v ohybu k ose x	I_x	415 267,7	cm ⁴

Tabulka č. 10 Vlastnosti profilu HEB1000.

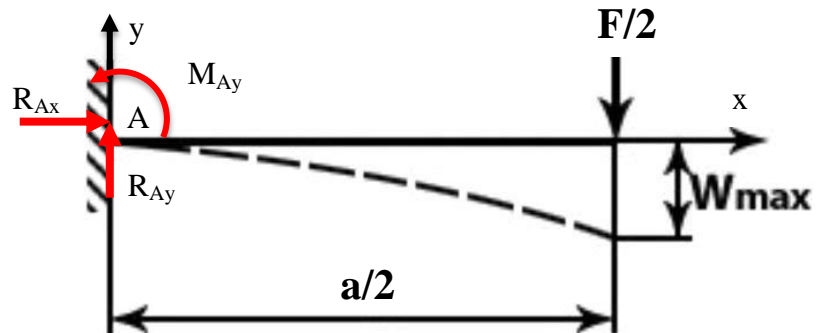


Obrázek č. 31 Profil HEM1000 od firmy AtomSteel [9].

Profil HEM1000	Označení	Hodnota	Jednotky
Výška průřezu	h	1008	mm
Šířka průřezu	b	302	mm
Hmotnost	m	349	kg/m
Plocha průřezu	A	43 648	mm ²
Průřezový modul v ohybu k ose x	W_x	14010,7	cm ³
Kvadratický modul v ohybu k ose x	I_x	466706	cm ⁴

Tabulka č. 11 Vlastnosti profilu HEM1000.

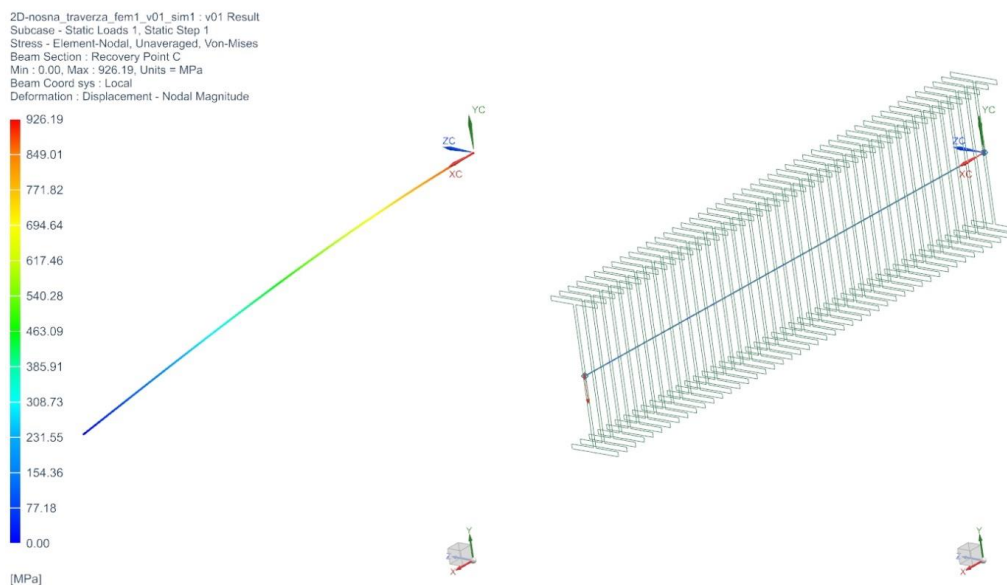
Pro základní návrh průřezu nosného profilu traverzy bylo uvažováno symetrické zatížení. Výsledné zatížení bylo poděleno dvěma a úloha byla zjednodušena na elementární výpočtový model vetknutého nosníku (Obrázek č. 32).



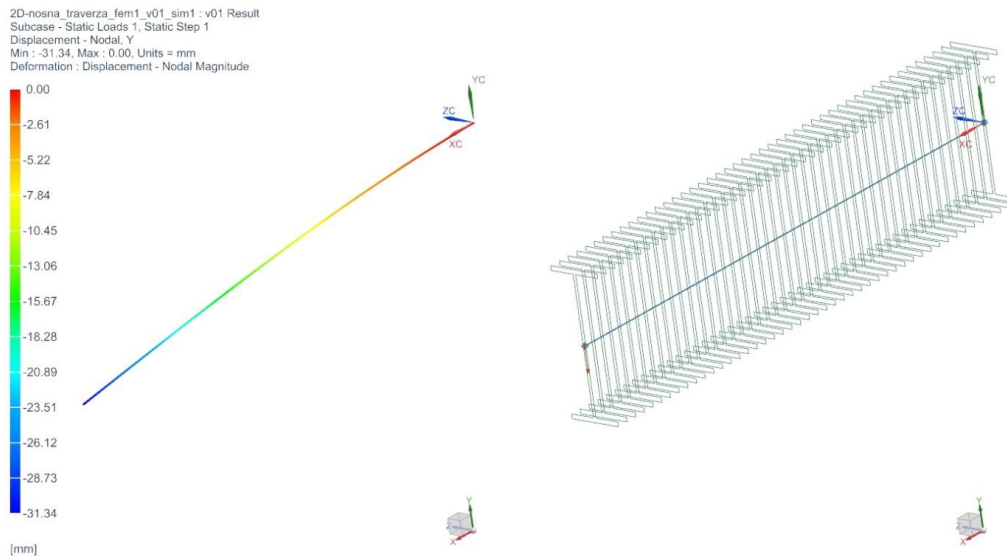
Obrázek č. 32 Vetknutý nosník.

$$M_{omax} = \frac{F}{2} \cdot \frac{a}{2} = \frac{2\,371\,273,2}{2} \cdot 2,3 = 2\,726\,964,18 \text{ Nm}$$

3.2.2.1 Profil IPE600



Obrázek č. 33 Napětí na profilu IPE600.



Obrázek č. 34 Průhyb na profilu IPE600.

Ověření výsledků:

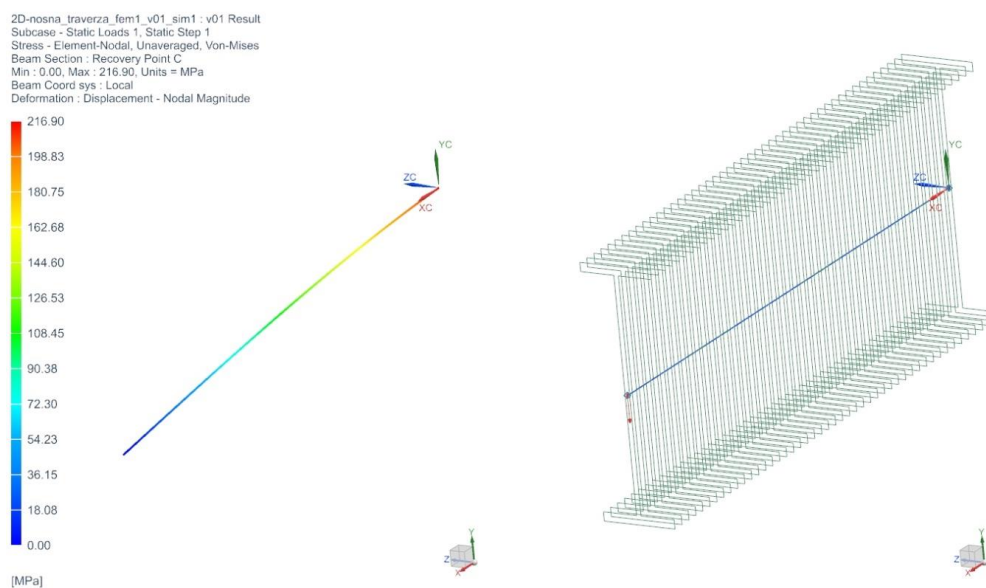
$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_x} = \frac{2\,726\,964,18}{0,002994} = 910\,809\,679,4 \text{ Pa} \doteq 910,8 \text{ MPa}$$

$$w_{\max} = \frac{F \cdot a^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = \frac{2\,371\,273,2 \cdot 4600^3}{48 \cdot 210\,000 \cdot 6,475 \cdot 10^8} \doteq 35,4 \text{ mm}$$

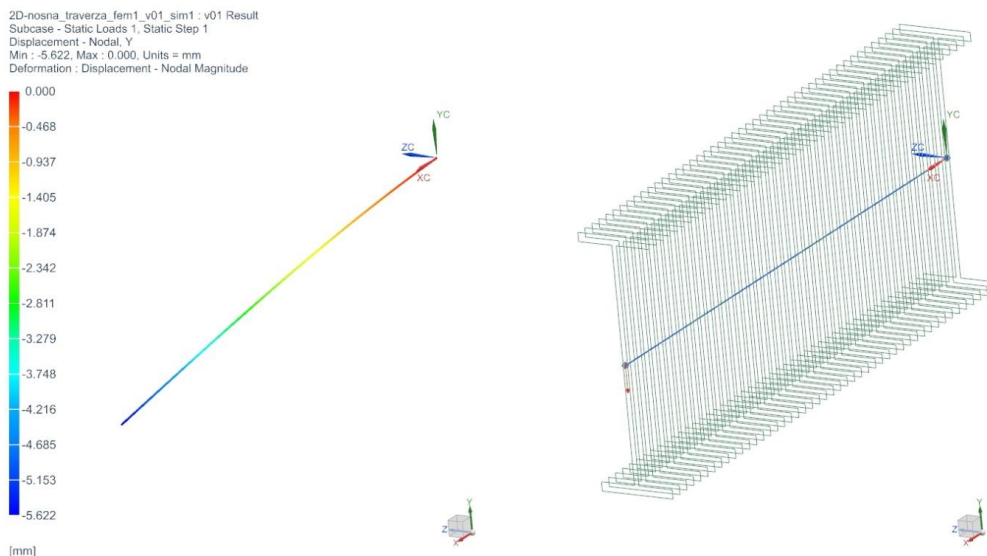
Smykové napětí:

$$\tau = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{A} = \frac{1\,185\,636,6}{15\,104} \doteq 78,5 \text{ MPa}$$

3.2.2.2 Profil HEB1000



Obrázek č. 35 Napětí na profilu HEB1000.



Obrázek č. 36 Průhyb na profilu HEB1000.

Ověření výsledků:

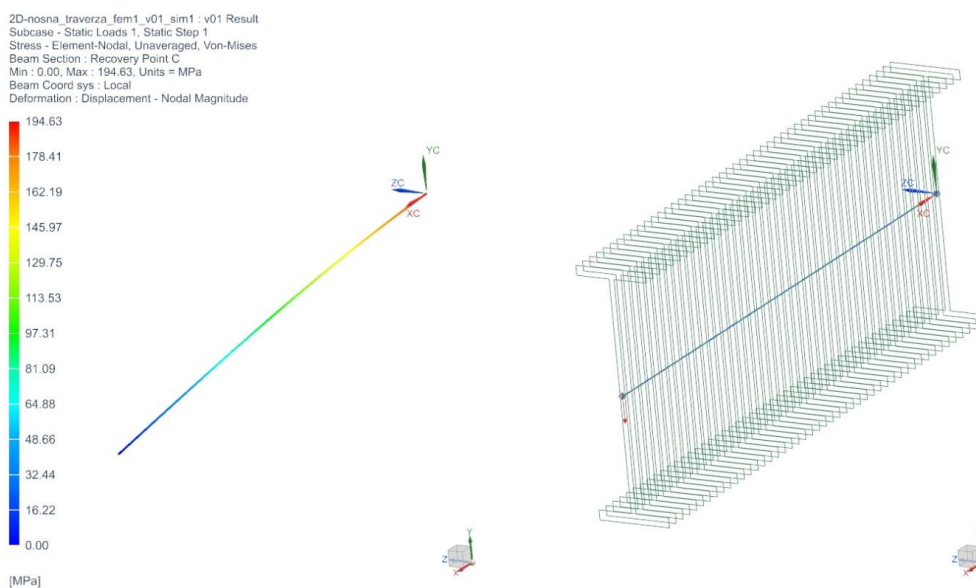
$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_x} = \frac{2\,726\,964,18}{0,012572} = 216\,907\,746\,Pa \doteq 216,9\,MPa$$

$$w_{max} = \frac{F \cdot a^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = \frac{2\,371\,273,2 \cdot 4600^3}{48 \cdot 210\,000 \cdot 4,152677 \cdot 10^9} \doteq 5,51\,mm$$

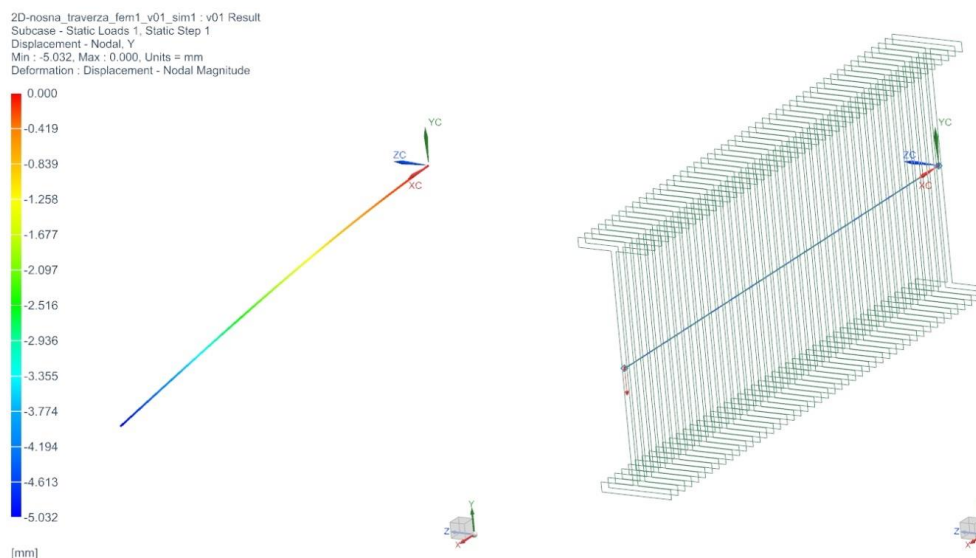
Smykové napětí:

$$\tau = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{A} = \frac{1\,185\,636,6}{39\,232} \doteq 30,2\,MPa$$

3.2.2.3 Profil HEM1000



Obrázek č. 37 Napětí na profilu HEM1000.



Obrázek č. 38 Průhyb na profilu HEM1000.

Ověření výsledků:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_x} = \frac{2\,726\,964,18}{0,014011} = 194\,630\,232\,Pa \doteq 194,6\,MPa$$

$$w_{max} = \frac{F \cdot a^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = \frac{2\,371\,273,2 \cdot 4600^3}{48 \cdot 210\,000 \cdot 4,667 \cdot 10^9} \doteq 4,9\,mm$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{A} = \frac{1\,185\,636,6}{43\,648} \doteq 27,2\,MPa$$

	Napětí v ohybu [MPa]	Napětí ve smyku [MPa]	Průhyb [mm]	Hmotnost [kg]
IPE600	910,8	78,5	35,4	610
HEB1000	216,9	30,2	5,51	1570
HEM1000	194,6	27,2	4,9	1745

Tabulka č. 12 Shrnutí výsledků vybraných nosných průřezů.

Ověření vzhledem k mezi pevnosti:

Dle normy ČSN EN 13155 musí být pro tento zatěžovací případ normálová napětí a smyková napětí v prvcích nosné konstrukce menší/rovno než přípustné napětí dané normou v tabulce (Tabulka č. 13 Přípustné napětí).

Ocel	Tloušťka v mm	Přípustné napětí v tahu/tlaku R_e v MPa	Přípustné napětí ve smyku $R_e/\sqrt{3}$ v MPa
S235	$t \leq 16$	235	135
	$16 < t \leq 40$	225	130
S275	$t \leq 16$	275	160
	$16 < t \leq 40$	265	153
S355	$t \leq 16$	355	205
	$16 < t \leq 40$	345	200

Tabulka č. 13 Přípustné napětí [3].

$$\sigma_{omax} \leq \sigma_D = R_e = 345 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \frac{R_e}{\sqrt{3}} = 200 \text{ MPa}$$

IPE600

$$\sigma_{omax} = 910,8 \not\leq 355 \dots \text{podmínka } \mathbf{nesplněna}$$

$$\tau_{max} = 78,5 \leq 200 \dots \text{podmínka } \mathbf{splněna}$$

HEB1000

$$\sigma_{omax} = 216,9 \leq 355 \dots \text{podmínka } \mathbf{splněna}$$

$$\tau_{max} = 30,2 \leq 200 \dots \text{podmínka } \mathbf{splněna}$$

HEM1000

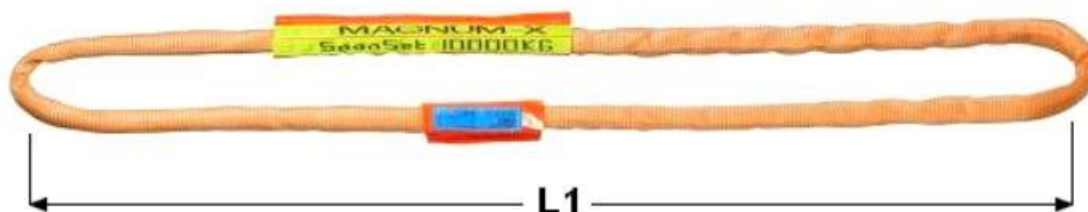
$$\sigma_{omax} = 194,6 \leq 355 \dots \text{pevnostní podmínka } \mathbf{splněna}$$

$$\tau_{max} = 27,2 \leq 200 \dots \text{podmínka } \mathbf{splněna}$$






Vzhledem k výsledkům byl vybrán profil HEM1000 od firmy AtomSteel. Ačkoliv dosahuje oproti profilu HEB1000 vyšší hmotnosti, tak pro řešení této manipulační traverzy nebyla hmotnost prioritou. Pro další dimenzování traverzy a stanovování kritičtějších mezních stavů konstrukce jsou podstatnější nižší hodnoty deformace.

3.3 Závěs pro nosný popruh

Základem pro návrh závěsu pro nosný popruh byla volba nosné nekonečné smyčky pro přenos břemene. Tato smyčka byla vybrána z katalogu firmy Tedox dle požadavků na maximální zatížení od břemene.



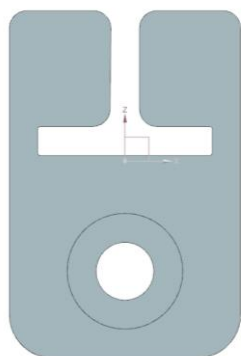
Obrázek č. 39 Nekonečná PES smyčka MAGNUM-X od firmy Tedox [6].

Označení popruhu	Barva popruhu	Šířka popruhu při zatížení ca. (mm)	Min. délka L1 (m)	Nosnost v kg pro jednotlivý způsob vázání				
								
				$\beta = 0^\circ$	$\beta = 0^\circ$	$\beta = 0^\circ - 6^\circ$	$\beta = 0^\circ - 45^\circ$	$\beta = 45^\circ - 60^\circ$
Koefficient nosnosti				Přímý	Na smyčku	Rovnoběžný	Závěs podvlečením	
				1	0,8	2	1,4	1
MagnumX 10000	Oranž.	55	2,5	10000	8000	20000	14000	10000
MagnumX 20000	Oranž.	80	2,5	20000	16000	40000	28000	20000
MagnumX 30000	Oranž.	90	2,5	30000	24000	60000	42000	30000
MagnumX 40000	Oranž.	110	2,5	40000	32000	80000	56000	40000
MagnumX 50000	Oranž.	117	4,0	50000	40000	100000	70000	50000
MagnumX 60000	Oranž.	150	4,0	60000	48000	120000	84000	60000
MagnumX 80000	Oranž.	200	4,0	80000	64000	160000	112000	80000
MagnumX 100000	Oranž.	233	4,0	100000	80000	200000	140000	100000
MagnumX 125000	Oranž.	267	4,0	125000	100000	250000	175000	125000
MagnumX 150000	Oranž.	308	4,0	150000	120000	300000	210000	150000

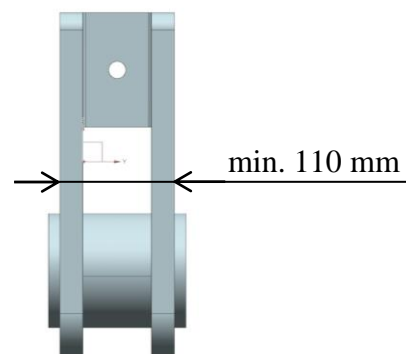
Bezpečnostní faktor 7:1

Tabulka č. 14 Tabulka nosností nekonečných PES smyček MAGNUM-X od firmy Tedox [6].

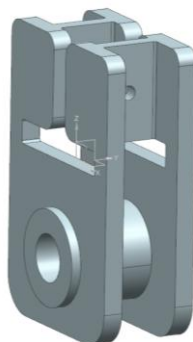
Byla zvolena smyčka Magnum-X 40000 pro rovnoběžný způsob vázání s koeficientem nosnosti 2, kterému odpovídá nosnost smyčky 80 000 kg (Tabulka č. 14). Z tabulky vychází základní parametr pro návrh závěsu. Šířka popruhu při zatížení musí být minimálně 110 mm.



Obrázek č. 40 Návrh řešení závěsu popruhu k nosnému profilu – Pohled 1.



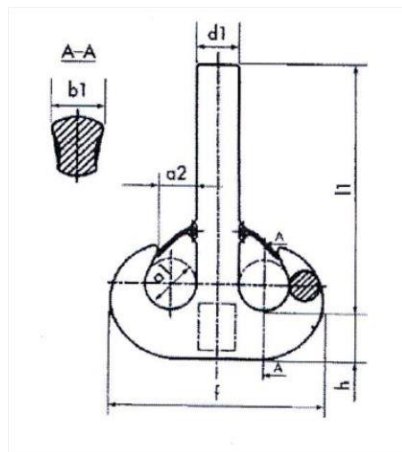
Obrázek č. 41 Návrh řešení závěsu popruhu k nosnému profilu – Pohled 2.



Obrázek č. 42 Návrh řešení závěsu popruhu k nosnému profilu – Pohled 3.

3.4 Zavěšení traverzy k jeřábovému háku

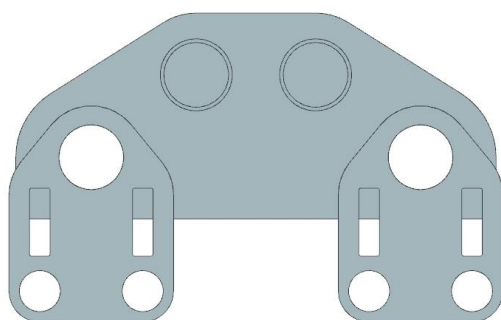
Pro návrh závěsu k jeřábovému háku bylo vycházeno z rozměrových parametrů normalizovaného jeřábového dvojháku. Obrázek č. 43 znázorňuje parametrickou geometrii dvojháku. Dle požadované nosnosti byl vybrán jeřábový dvojhák č. 125 (Tabulka č. 15).



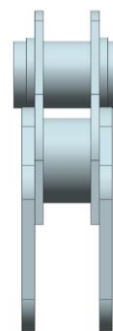
č.	a1	a2	b1	d1	f1	h	l1	Hmotnost
80	250	200	212	212	1062	265	1235	860
100	280	224	236	236	1186	300	1375	1220
125	315	250	265	265	1330	335	1550	1740
160	355	280	300	300	1505	375	1745	2480
200	400	315	335	335	1685	425	1998	3420
250	450	355	375	375	1885	475	2250	4800

Tabulka č. 15 Rozměry dvojitých háků dle normy DIN 15 402 [10].

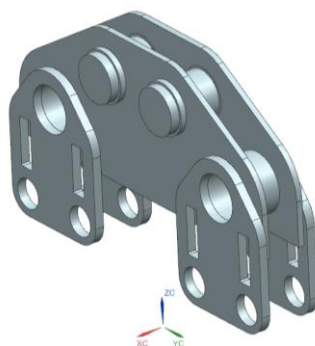
Obrázek č. 43 Jeřábový dvojhák [10].



Obrázek č. 44 Návrh řešení zavěšení traverzy k jeřábovému háku – Pohled 1.



Obrázek č. 45 Návrh řešení zavěšení traverzy k jeřábovému háku – Pohled 2.

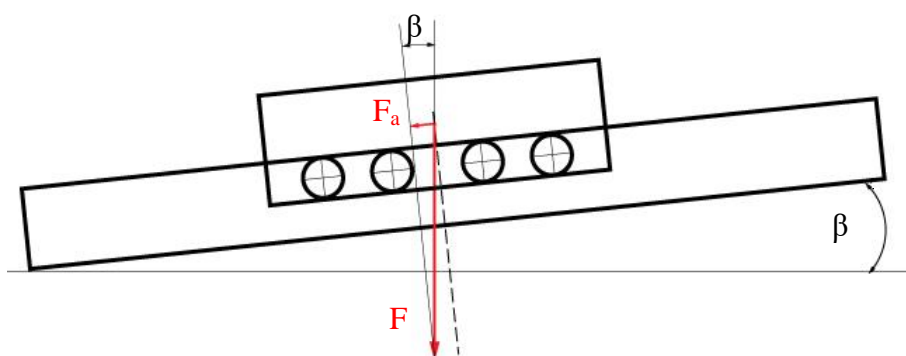


Obrázek č. 46 Návrh řešení zavěšení traverzy k jeřábovému háku – Pohled 3.

3.5 Mechanismus pro lineární pohyb nosného profilu vůči zavěšení

V této kapitole jsou znázorněny dva možné principy řešení pohybu nosného profilu vůči zavěšení manipulační traverzy, které by umožňovaly nalézt stabilní polohu břemene při manipulaci. První varianta řešení lineárního pohybu (Obrázek č. 48) spočívá ve využití pístu, který táhne/tlačí zavěs jeřábu vůči nosnému profilu a tím dochází ke vzájemnému posunutí. U druhé varianty řešení (Obrázek č. 49) je pro lineární pohyb využit mechanismus závitové tyče a matice.

Zadavatelem této diplomové práce byl požadován posuvný pohyb nosného profilu traverzy vůči zavěšení k jeřábovému háku v nezátíženém stavu. Vzhledem k hmotnosti břemene je jakýkoliv mechanismus pro lineární pohyb zatížené nosné traverzy dosti obtížný. Při návrzích variant řešení pohybu nosného profilu byla spočtena přibližná síla potřebná k vyrovnání traverzy do stabilní polohy z mezního stavu, který by mohl nastat. Tato statická síla při zanedbání tření a vlastní hmotnosti jednotlivých součástí dosahuje hodnoty téměř 250 kN, jak lze vidět v rovnici níže. Dynamická síla vyvolaná manipulací s břemenem by byla ještě o něco vyšší. Navrhovaný mechanismus, který by umožnil lineární posuv, dimenzován na takové zatížení, by mohl být tématem další bakalářské či diplomové práce. Tato práce se bude zabývat lineárním pohybem pouze v nezátíženém stavu.



Obrázek č. 47 Základní výpočetní model potřebné síly pro vyrovnání nosného profilu traverzy do základní polohy.

$$\sin \beta = \frac{F_a}{F} \Rightarrow F_a = F \cdot \sin \beta ; \beta = 6^\circ$$

$$F_a = 2\,371\,273,2 \cdot \sin(6) = 247\,865,5 \text{ N} \doteq \mathbf{250 \text{ kN}}$$

Příklad varianty 1



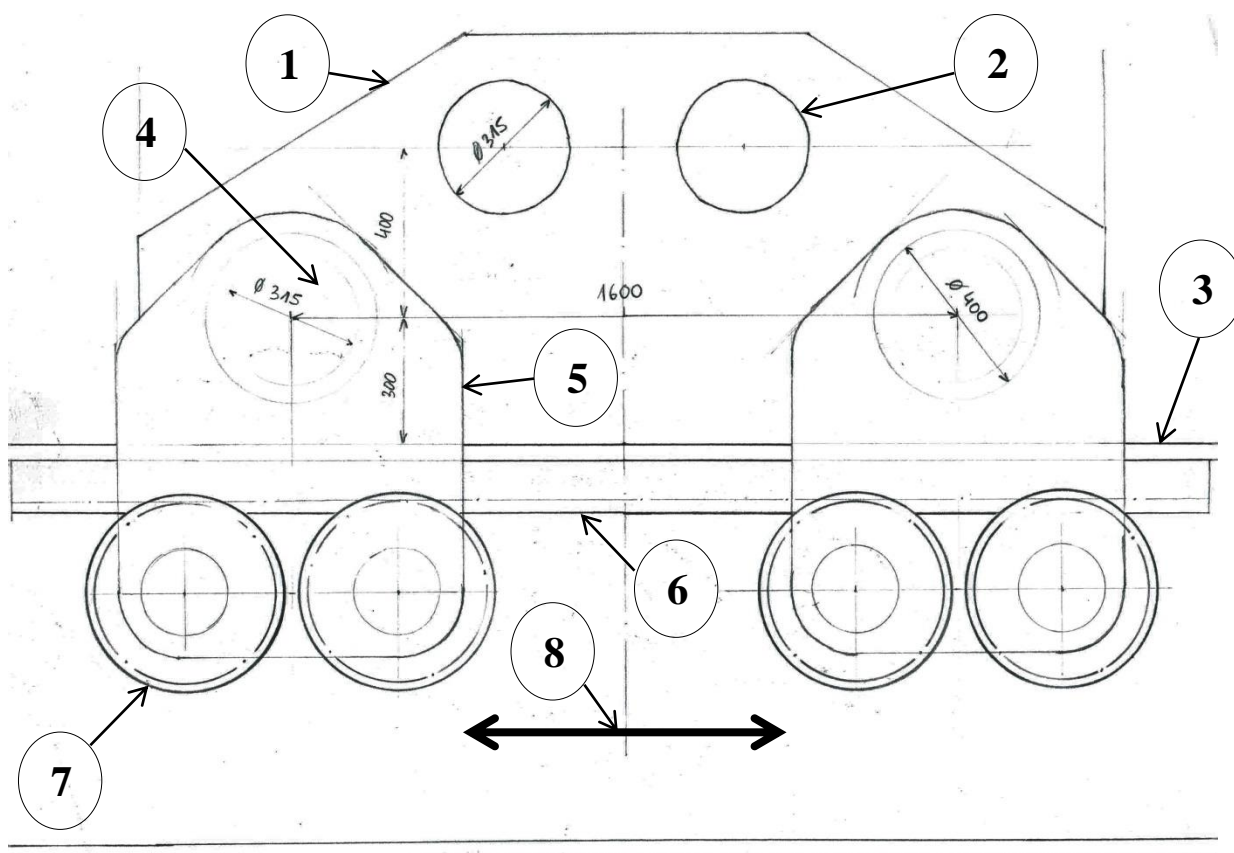
Obrázek č. 48 Varianta 1 – řešení pohybu nosného profilu vůči zavěšení k jeřábovému háku.

Příklad varianty 2



Obrázek č. 49 Varianta 2 – řešení pohybu nosného profilu vůči zavěšení k jeřábovému háku.

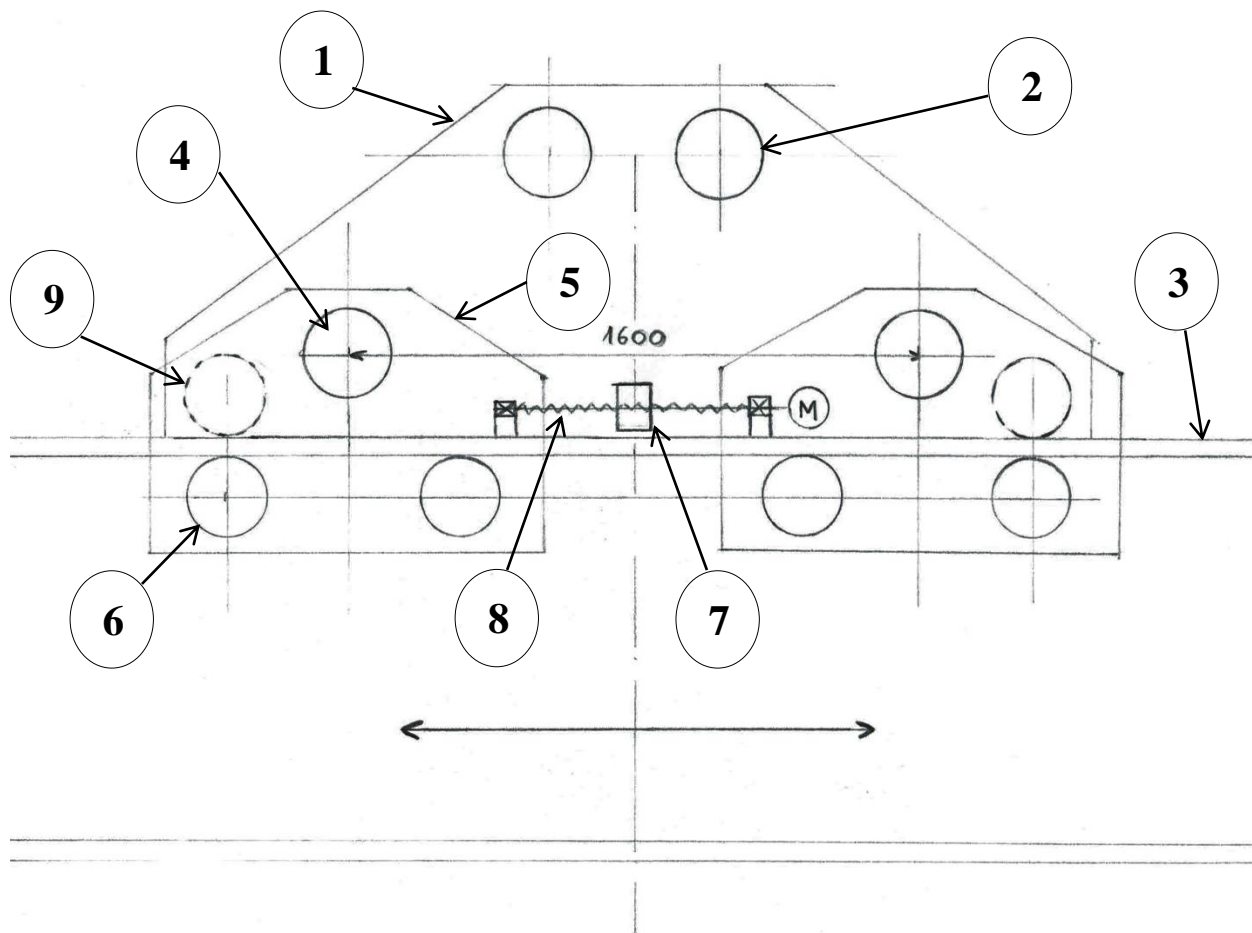
3.5.1 Varianta 1 - konstrukční návrh způsobu vyvažování



Obrázek č. 50 Varianta 1 - Schéma řešení pohybu nosného profilu traverzy vůči jeřábu.

- 1 Zavěšení traverzy k jeřábovému háku
- 2 Nosné čepy pro upevnění jeřábového háku
- 3 Nosný profil traverzy
- 4 Čepy pro spojení závěsu jeřábu s nosným profilem traverzy
- 5 Spojovací deska - součást spojující závěs jeřábu s nosným profilem
- 6 Ozubený hřeben
- 7 Nosná kola + ozubení
- 8 Pístem ovládaný lineární pohyb

3.5.2 Varianta 2 - konstrukční návrh způsobu vyvažování



Obrázek č. 51 Varianta 2 – Schéma řešení pohybu nosného profilu traverzy vůči jeřábu.

- 1 Zavěšení traverzy k jeřábovému háku
- 2 Nosné čepy pro upevnění jeřábového háku
- 3 Nosný profil traverzy
- 4 Čepy pro spojení závěsu jeřábu s nosným profilem traverzy
- 5 Spojovací deska - součást spojující závěs jeřábu s nosným profilem
- 6 Nosná kola
- 7 Na pevno uložená matice
- 8 Závitová tyč
- 9 Pomocná kola pro stabilitu při vychýlení z rovnovážné polohy

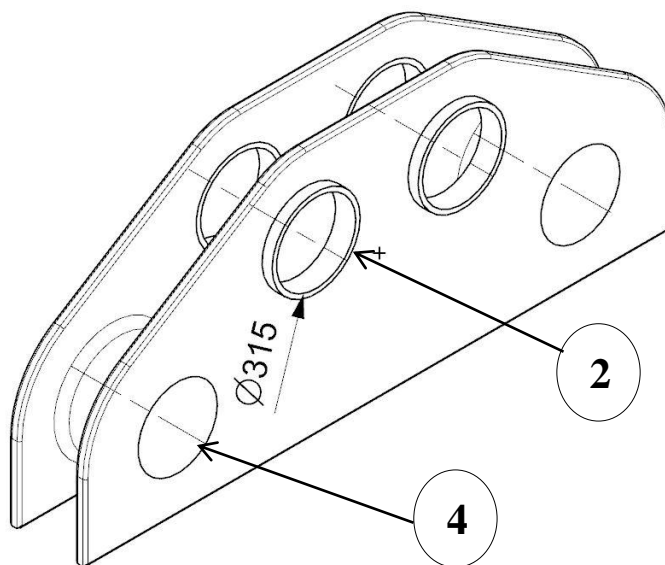
3.5.3 Porovnání variant

Obě dvě varianty je možné použít pro navrhované řešení univerzální traverzy. První varianta neboli lineární pohyb ozubených kol po hřebeni pomocí akční síly od pístu je řešení, které by bylo oproti kuličkovému šroubu nákladnější, ale bylo by vhodnější pro řešení v zatíženém stavu. Jediným problémem, který by při návrhu mohl nastat, by bylo velké radiální zatížení na bok zubu, které by způsobovalo přičení zubů. Tento problém by se dal

eliminovat nosnými koly, která by přenášela radiální zatížení. Samotný ozubený převod navrhnout s větší zubovou vůlí. Dalším problémem by mohla být axiální síla způsobená nakloněním zatížené traverzy. Tato síla by dosahovala již při úhlu sklonu 6° hodnoty něco přes 250 kN, jak lze vidět z výpočtu, viz kapitola 3.5. Sílu o této hodnotě by nebylo možné vyvinout běžně dostupnými aktuátory lineárního pohybu a muselo by se přistoupit k individuálnímu návrhu řešení aktuátoru se schopností vyvinout takovou sílu. Například nějakého typu hydraulického válce. Varianta řešení lineárního pohybu pomocí kuličkového šroubu by byla pro zatížený stav traverzy naprosto nevyhovující. Jedním z problémů by byl vznik nepřijatelného prohýbání závitové tyče, kvůli čemuž by docházelo k přičení závitu šroubu vůči závitu matice. Dalším a neméně podstatným problémem by bylo samotné namáhání axiální silou při náklonu traverzy, které by bylo příliš vysoké. Samozřejmě by i tento druh aktuátoru mohl být řešen pomocí zvětšování namáhaných průřezů nebo volbou ušlechtlejších materiálů. Jednalo by se však o daleko nákladnější variantu než za použití lineárního pohybu pomocí ozubeného převodu.

Pro řešení manipulační traverzy v nezatíženém stavu je tedy výhodnější využít variantu 2 (kuličkový šroub), která splňuje veškeré požadované parametry a jedná se o levnější variantu pro tento konkrétní typ úlohy.

3.6 Návrh nosných čepů



Obrázek č. 52 Model závěsu traverzy.

3.6.1 Nosný čep pro upevnění jeřábového háku

Návrh nosného čepu vychází z geometrie normovaného háku. Princip uchycení jeřábového háku k nosnému profilu traverzy je znázorněn na obrázku (Obrázek č. 52). Pozice 2 značí maximální možný otvor pro umístění nosného čepu dle geometrie nosného háku.

Ověření nosného čepu:

Jelikož je mezi spojovanými díly vůle, tak je čep namáhán na smyk (střih) a ohyb současně. Při jeho ověřování musí být vypočítáno redukované napětí, které pak bude porovnáno s dovoleným napětím materiálu.

Materiál nosného čepu byl zvolen ČSN 11 500:

Re [MPa] ... mez kluzu oceli v tahu [14]

τ_{ps} [MPa] ... dovolené napětí ve smyku

$Re = 250$ MPa

$\tau_{ps} = 0,6 \cdot Re = 0,6 \cdot 250 = 150$ MPa [13]

Výpočet celkové zatěžující síly F_c :

F [N] ... síla od hmotnosti břemene

F_{ZH} [N] ... síla od hmotnosti závěsu traverzy

F_s [N] ... síla od hmotnosti spojovací desky

F_T [N] ... síla od hmotnosti nosného profilu

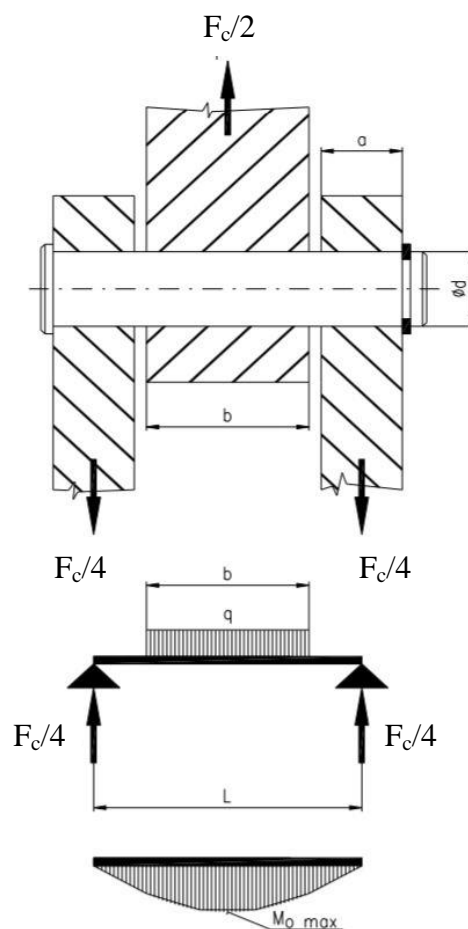
$F_{\check{c}}$ [N] ... síla od hmotnosti nosných čepů

k [-] ... koeficient zahrnující hmotnost ostatních součástí

$$F_c = F + k \cdot (F_{ZH} + 4 \cdot F_s + F_T + F_{ZL} + F_{\check{c}})$$

$$F_c = 2\,371\,273,2 + 1,2 \cdot (11\,683,7 + 4 \cdot 2\,506,5 + 18\,913,7 + 5\,395,5 + 3\,924)$$

$$F_c = 2\,431\,204,68 \text{ N} \doteq 2\,431,2 \text{ kN}$$



Obrázek č. 53 Zobrazení zatěžujících sil.

Ohybový moment:

$$M_O = \frac{F_c}{4} \cdot \frac{L}{2} - \frac{F_c}{4} \cdot \frac{b}{4}$$

$$M_O = \frac{F_c}{16} \cdot (2l - b) = \frac{F_c}{16} \cdot (2a + b) = \frac{2\,431\,204,68}{16} \cdot (2 \cdot 0,04 + 0,265) = 52\,422 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Modul průřezu:

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

Pevnostní podmínka pro ohyb:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{M_O}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_d \Rightarrow d_k = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_O}{\sigma_d \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 52\,422\,000}{250 \cdot \pi}} = 128,8 \text{ mm}$$

Výpočet čepu na smyk (střih):

$$\tau_s = \frac{\frac{F_c}{2}}{S \cdot 2} = \frac{\frac{F_c}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2} = \frac{F_c}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{F_c}{\pi \cdot \tau_s}} = \sqrt{\frac{2\,431\,204,68}{\pi \cdot 150 \cdot 10^6}} = 0,0718 \text{ m}$$

$$d_k = 71,8 \text{ mm}$$

S ohledem na bezpečnost a dynamické namáhání byl zvolen průměr čepu 150 mm.

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{52\,422 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 150^3}{32}} = 158,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{F_c}{\pi \cdot d^2} = \frac{2\,431\,204,68}{\pi \cdot 150^2} = 34,4 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_s^2} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{158,2^2 + 3 \cdot 34,4^2} = 169 \text{ MPa}$$

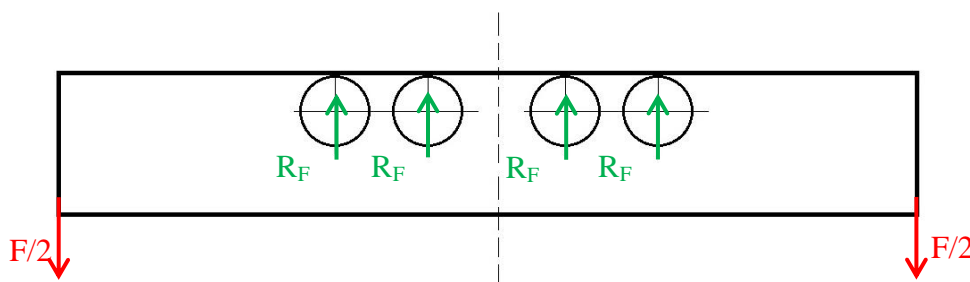
$$\sigma_{RED} \leq \sigma_D \dots \text{podmínka splněna}$$

3.6.2 Čep pro spojení závěsu traverzy se spojovací deskou

Čep na pozici 4 (Obrázek č. 52) byl zvolen totožný s nosným čepem pro upevnění jeřábového háku.

3.7 Návrh nosných kol

Pro návrh nosných kol bude uvažována symetrická úloha. Pokud by byl návrh řešen v krajní poloze, byla by do úlohy vnesena nesymetrickost kol vůči nosnému profilu. Taková úloha by byla staticky neurčitá a tím pádem obtížně řešitelná. Tímto postupem je do návrhu vnesena chyba a zejména krajní nosná kola budou muset snést o něco vyšší zatížení, než by bylo spočteno. Tuto chybu eliminujeme zavedením koeficientu bezpečnosti 1,5.

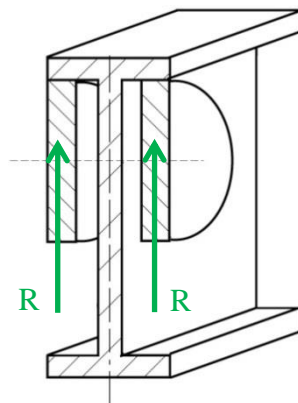


Obrázek č. 54 Zjednodušený náčrt nosných kol.

Podmínka statické rovnováhy:

$$\left(\frac{F}{2} + \frac{F}{2}\right) * k = 4 * R_F \Rightarrow R_F = \frac{F * k}{4}; k = 1,5$$

$$R_F = \frac{2\,371\,273,2}{4} * 1,5 = 889\,227\,N \doteq 889\,kN$$



Obrázek č. 55 Zatížení nosných kol.

Jelikož se jedná o nosná kola, která jsou zatížena vždy v páru (Obrázek č. 55) výsledné zatížení R_F je třeba ještě podělit dvěma.

$$R = \frac{R_F}{2} = 444,5\,kN$$

Na základě tohoto zatížení, které bylo uvažováno jako radiální zatížení na nosné kolo, byla vybrána rolna z katalogu firmy SKF, na kterou bude ještě nalisován nákoklek s geometrií pro lineární vedení po dráze.

- R [kN] ...statické zatížení na jednu rolnu
 C_0 [kN] ...dovolené statické zatížení (viz PŘÍLOHA č. 1)
 k [-] ...statická bezpečnost
 $k \cdot R = 1,2 \cdot 444,5 = 533 \text{ kN}$
 $C_0 = 680 \text{ kN}$
 $k \cdot R \leq C_0$... vybrána rolna SKF N 232 ECM

3.7.1.1 Výpočet trvanlivosti ložiska

- $v = 0,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$... požadovaná rychlost posuvu
 $m = 10/3$... exponent rovnice trvanlivosti pro čárový dotyk
 C [kN] ... dovolené dynamické zatížení (viz PŘÍLOHA č. 1)
 F_e [kN] ... ekvivalentní síla působící na ložisko
 n [ot · min⁻¹] ... otáčky ložiska

Vztah pro výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \frac{16\,666}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^m \text{ [hod];}$$

Výpočet otáček ložiska:

$$n_L = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,01}{\pi \cdot 0,29} = 0,6586 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:

- D [m] ... vnější průměr pojezdové rolny (viz PŘÍLOHA č. 1)

Výpočet ekvivalentní síly:

$$F_e = X \cdot R + Y \cdot A = 1 \cdot 533 + 0,6 \cdot 0 = 444,5 \text{ kN}$$

kde:

- X [-] ... dynamický součinitel radiálního zatížení
 Y [-] ... dynamický součinitel axiálního zatížení
 A [kN] ... axiální zatížení ložiska

$$L_h = \frac{16\,666}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,666}{0,6586} \cdot \left(\frac{585}{533}\right)^{\frac{10}{3}} = 34\,512 \text{ hod}$$

Životnost ložiska vzhledem k charakteru využití a malým posuvům **vyhovuje**.

3.8 Návrh kuličkového šroubu

Základním parametrem pro návrh kuličkového šroubu je jeho maximální axiální zatížení, ke kterému může dojít v případě sklonu traverzy. Sklon traverzy může nastat, pokud bude závěs traverzy umístěn mimo těžiště nosného profilu. Pro výpočet síly, potřebné k posouvání nosného profilu vůči závěsu traverzy, byl stanoven maximální dovolený sklon traverzy 10° od rovnovážné polohy. Při tomto sklonu se nachází traverza v krajní poloze. Axiální síla, vyvozená z tíhové síly nosného profilu a závěsů pro nosné popruhy, bude v tomto okamžiku maximální.

m_T [kg] ...hmotnost nosného profilu (hodnota z modelu v NX)

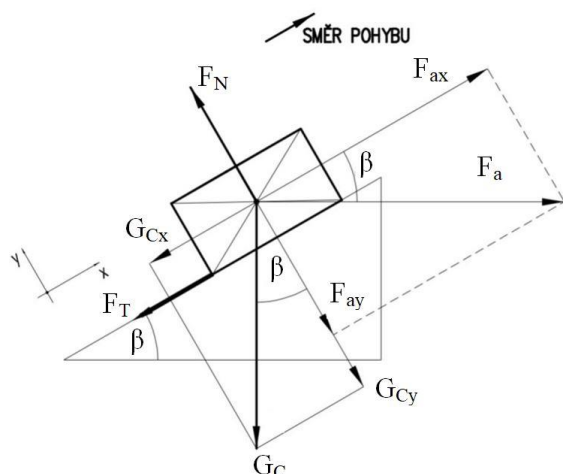
m_Z [kg] ...hmotnost závěsu pro nosný popruh (hodnota z modelu v NX)

m_p [kg] ...hmotnost popruhu (z katalogu výrobce)

$$G_C = G_T + 2 \cdot G_Z + 2 \cdot G_P = m_T \cdot g + 2 \cdot m_Z \cdot g + 2 \cdot m_P \cdot g =$$

$$= 9,81 \cdot (1928 + 2 \cdot 168 + 2 \cdot 100) = 9,81 \cdot 2464 = 24171,8 \text{ N} \doteq \mathbf{24,2 \text{ kN}}$$

Výpočet axiální síly ve směru x:



$$\beta = 10^\circ; f = 0,2; F_t = F_N \cdot f$$

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$F_{ax} - G_{Cx} - F_t = 0$$

$$F_a \cdot \cos \beta = F_t + G_C \cdot \sin \beta$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$F_N - G_{Cy} - F_{ay} = 0$$

$$F_N = G_C \cdot \cos \beta + F_a \cdot \sin \beta$$

Obrázek č. 56 Pohyb po nakloněné rovině.

$$F_a \cdot \cos \beta = F_N \cdot f + G_C \cdot \sin \beta = f \cdot (G_C \cdot \cos \beta + F_a \cdot \sin \beta) + G_C \cdot \sin \beta$$

$$F_a \cdot \cos \beta = f \cdot G_C \cdot \cos \beta + f \cdot F_a \cdot \sin \beta + G_C \cdot \sin \beta$$

$$F_a \cdot \cos \beta - f \cdot F_a \cdot \sin \beta = f \cdot G_C \cdot \cos \beta + G_C \cdot \sin \beta$$

$$F_a \cdot (\cos \beta - f \cdot \sin \beta) = G_C \cdot (f \cdot \cos \beta + \sin \beta)$$

$$F_a = G_C \cdot \frac{f \cdot \cos \beta + \sin \beta}{\cos \beta - f \cdot \sin \beta} = 24171,8 \cdot \frac{0,2 \cdot \cos 10^\circ + \sin 10^\circ}{\cos 10^\circ - 0,2 \cdot \sin 10^\circ} = 9429 \text{ N} \doteq \mathbf{9,4 \text{ kN}}$$

$$F_{ax} = F_a \cdot \cos \beta = 9285,7 \text{ N} \doteq \mathbf{9,3 \text{ kN}}$$

Pro návrh kuličkového šroubu byl využit doplněk k softwaru Microsoft Excel s názvem MITcalc, který v sobě zahrnuje jak návrhové, tak i kontrolní výpočty pro mnoho běžných

inženýrských úloh [12]. V tomto případě se jedná o návrh a kontrolu kuličkového šroubu, schopného přenést výše vypočtenou axiální sílu potřebnou pro posuv nosného profilu vůči závěsu traverzy. Na základě výše vypočtené axiální síly byly řešičem úlohy MITcalc, dopočteny zbylé parametry důležité pro volbu kuličkového šroubu z katalogu výrobce NSK. Byl zvolen kuličkový šroub NSK RNFTL 5010A7 (PŘÍLOHA č. 3). Návrh a kontrola kuličkového šroubu jsou zobrazeny v příloze (PŘÍLOHA č. 2).

3.9 Návrh elektropohonu

V této kapitole byl proveden návrh servomotoru pro pohon kuličkového šroubu. Základním parametrem servomotoru je krouticí moment, který v tomto případě udává, jakou je servomotor schopen vykonat sílu pro lineární pohyb matice kuličkového šroubu. Pro samotný návrh servomotoru byly využity výsledky z doplňkového balíčku MITcalc, kterým byl řešen návrh kuličkového šroubu. Na základě potřebného krouticího momentu pro pohyb kuličkového šroubu byl zvolen servomotor od firmy Motorpower, konkrétně typ T 180 35 17.

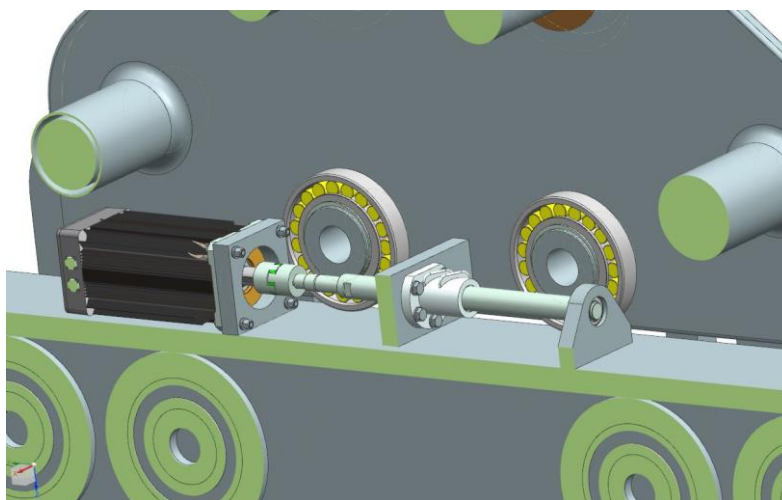
$M_k [Nm]$...potřebný krouticí moment (PŘÍLOHA č. 2)

$M_{k1} [Nm]$...krouticí moment motoru T 180 35 17 (PŘÍLOHA č. 4)

$$M_k \leq M_{k1}$$

$$16,3809 Nm \leq 21 Nm \dots \text{podmínka splněna}$$

Servomotor je spojen s kuličkovým šroubem pomocí pružné spojky s využitím per pro přenos krouticího momentu. Závitová tyč kuličkového šroubu je z pravé strany uložena v ložiskovém domečku, který je svařený s nosným profilem. Z levé strany je závitová tyč spojena přes pružnou spojku se servomotorem, který je také pevně spojen s nosným profilem. Matice kuličkového šroubu je přes přírubu přišroubována k závěsu traverzy. Závěs traverzy je uložen na čtyři pojezdové rolny, které zamezují vzniku radiální síly na kuličkový šroub. Tyto rolny byly navrženy stejně jako rolny pro nosná kola, viz kapitola 3.7. Uložení kuličkového šroubu z pravé strany je v čistě axiálním ložisku, které bylo navrženo dle vypočtené axiální síly, viz kapitola 3.8. Axiální ložisko bylo vybráno z katalogu SKF (PŘÍLOHA č. 5).

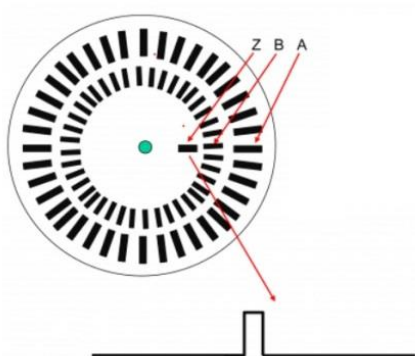


Obrázek č. 57 Lineární pohon nosného profilu traverzy vůči závěsu traverzy.

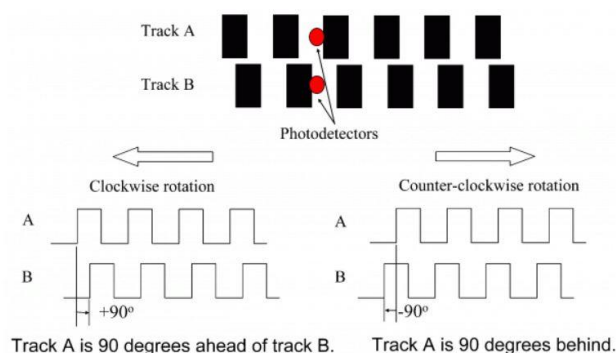
Výhodou vybraného servomotoru není pouze potřebný krouticí moment k rotačnímu pohybu kuličkového šroubu, ale i výrobcem integrovaná elektromagnetická brzda, která se nachází v zabrzděném stavu v případě, kdy je elektrické napětí přerušeno. Další výhodou jsou možnosti snímání polohy natočení hřídele pomocí inkrementálního a absolutního enkodéru.

3.9.1 Inkrementální enkodér

Jedná se o rotační snímač, který poskytuje relativní informace o změně polohy. Jeho výstupem jsou dva fázově posunuté pulsní signály, pomocí kterých je možné monitorovat úhlovou změnu a směr pohybu. Charakteristika inkrementálních enkodérů je především tzv. rozlišení, tedy počet pulsů na otáčku [15].



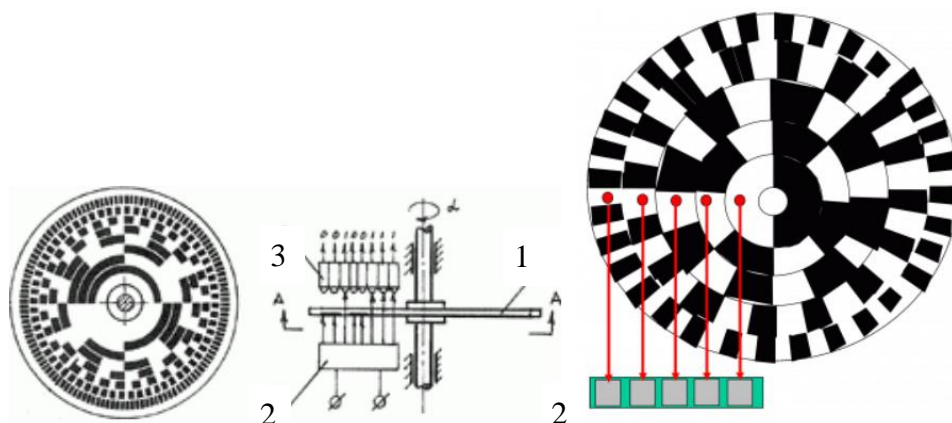
Obrázek č. 58 Inkrementální enkodér s detekcí směru pohybu a definovaným počátkem [15].



Obrázek č. 59 Princip detekce směru otáčení kotouče enkodérů prostřednictvím použití dvou kanálů A a B [15].

3.9.2 Absolutní enkodér

Tento druh enkodéru slouží také jako rotační snímač polohy. Na rozdíl od inkrementálního enkodéru dokáže poskytovat okamžitou informaci o aktuální poloze díky kódovanému signálu z optického disku. Tato informace se neztratí ani po výpadku napájení. V případě pootočení snímače během vypnutého napájení, bude výstupní informací aktuální poloha [16].



Obrázek č. 60 Princip absolutního optického rotačního enkodéru (1=hřídel enkodéru, 2=zdroj světla, 3=8 optických přijímačů) [15].

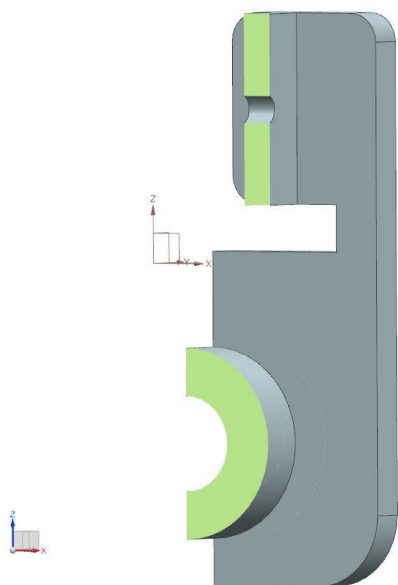
4 Pevnostní výpočet MKP

Pevnostní výpočet MKP byl realizován u hlavních součástí, které by bylo složité řešit analytickými postupy. Dále pak pomocí metody konečných prvků byla ověřena pevnost nosného profilu v krajní poloze, tedy mimo osu symetrie. Veškeré MKP výpočty byly vytvořeny v programu NX1872 a zobrazovaná redukovaná napětí jsou dle hypotézy Von Mises.

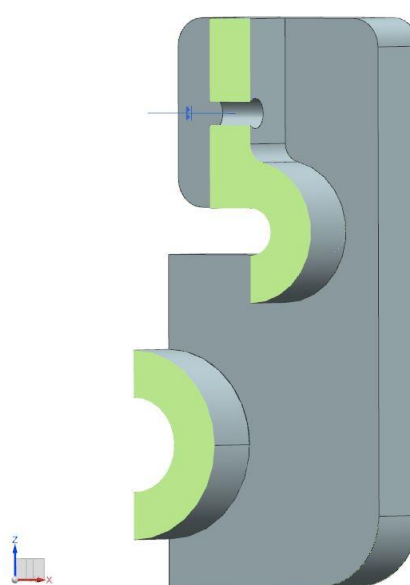
4.1 Závěs pro nosný popruh

Při řešení závěsu nosného popruhu bylo metodou konečných prvků spočteno několik variant. Základní návrh, který je znázorněn v kapitole 3.3, byl řešen jako svařenec tří výpalků a jednoho vetknutého, následně svařeného, dutého válce. Tento návrh při základním výpočtu MKP nesplňoval pevnostní podmínku, proto bylo nutné dimenzovat jeho geometrii.

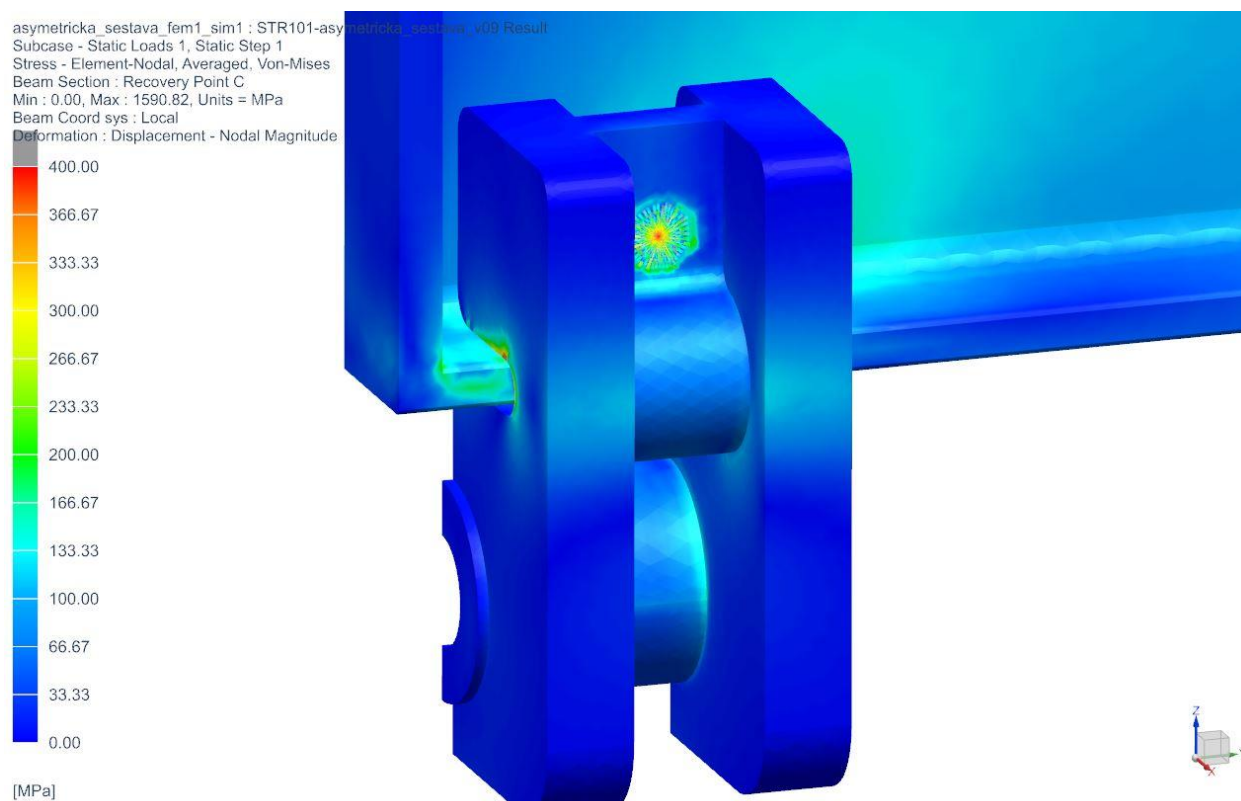
Po několika úpravách byl navržen závěs pro nosný popruh, který byl následně zkontrolován metodou konečných prvků. Úpravy geometrie závěsu spočívaly v zesílení stěn a přidáním profilu mezikruhového průřezu rozděleného na dvě poloviny své délky (Obrázek č. 62). Při výpočtu samostatné součásti vznikaly problémy s okrajovými podmínkami. Pokud byl kontaktní ploše přidělen nulový posuv ve směru zatížení od břemene, docházelo k singularitám na hranici této okrajové podmínky. Tyto singularity zkreslovaly skutečné namáhání součásti. Závěs pro nosný popruh byl tedy řešen jako $\frac{1}{2}$ modelu v rámci kontaktu s nosným profilem. Díky tomuto kroku bylo dosaženo věrohodnějších výsledků (Obrázek č. 63). Šroub, který spojuje horní část závěsu a zároveň určuje polohu rozteče nosných popruhů, byl nahrazen funkcí beam s kruhovým průřezem odpovídajícímu průměru dříku šroubu M30. Hlavu a závit šroubu tvoří rigidové klece typu RBE2. Tento šroub byl předepnut silou odpovídající polovině maximální předepínací síly pro šroub M30 dle tabulky, určené pro návrh utahování šroubů pro strojní konstrukce [17].



Obrázek č. 61 Původní návrh závěsu pro nosný popruh.



Obrázek č. 62 Finální návrh závěsu pro nosný popruh.



Obrázek č. 63 Závěs pro nosný popruh v kontaktu s nosným profilem traverzy.

K největšímu namáhání dochází v místě zaoblení nejmenšího průřezu součásti (Obrázek č. 64). Toto redukované napětí dosahuje hodnoty 335 MPa a objevuje se v blízkosti hrany součásti. Vzniká tedy v elementech, které jsou tvořeny částečně uzly na hranici součásti, kde vzhledem k ostré hraně dochází k singularitám a tento výsledek je proto zkrácen. Průměrné redukované napětí v kritickém místě průřezu se pohybuje okolo 205 MPa. Porovnáním tohoto výsledku s mezí kluzu materiálu 345 MPa bylo ověřeno splnění podmínky pevnosti s koeficientem bezpečnosti 2. Tyto redukovaná napětí jsou navíc pouze povrchová a jsou tedy nebezpečná, hlavně při vzniku vrubu na povrchu kritického místa průřezu. V objemu součásti jsou redukovaná napětí kolem 40 MPa.

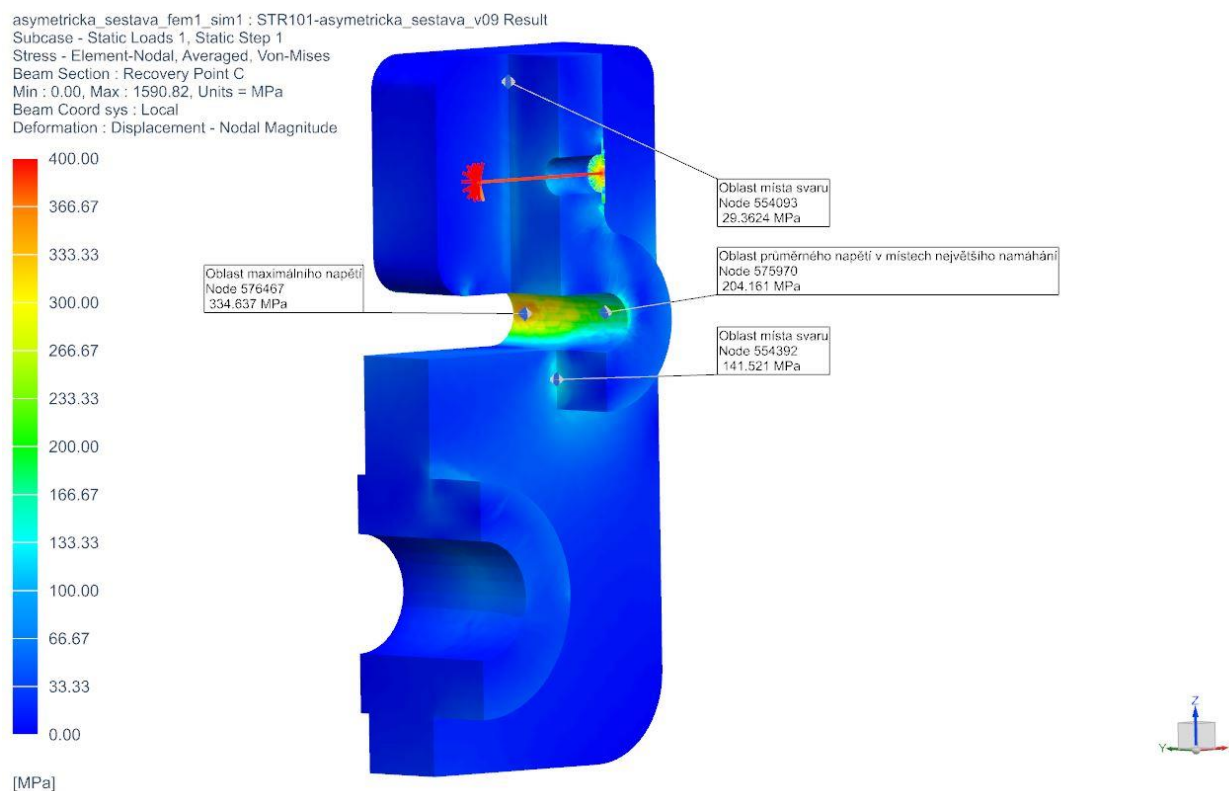
Dalšími kritickými místy součásti jsou oblasti svarů. Redukovaná napětí v místech svarů dosahují maximálních hodnot 141,5 MPa (Obrázek č. 64). Pro kontrolu svarů existuje mnoho způsobů a předpisů. Vzhledem k možnosti vyhodnocení součásti metodou konečných prvků, byla zvolena metoda porovnání maximálních redukovaných napětí v místě svaru s přenásobenou hodnotou meze pevnosti převodovým součinitelem α . Tento součinitel se mění v závislosti na druhu svaru a typu svařování. U této součásti se jedná o koutový svar a předpokládá se ruční obloukové svařování vzhledem ke kusové výrobě. Na základě těchto vstupních parametrů se převodní součinitel α rovná hodnotě 0,65 – 0,75 [18]. Pro ověření svaru byla zvolena bezpečnější hodnota součinitele $\alpha = 0,65$.

$\sigma_{Dsv} [MPa]$... dovolené namáhání ve svaru

$\sigma_D [MPa]$... dovolené namáhání materiálu

$$\sigma_{Dsv} = \alpha \cdot \sigma_D = 0,65 \cdot 345 = 224,25 \text{ MPa}$$

Svarové spoje splňují podmínku dovoleného namáhání ve svaru.



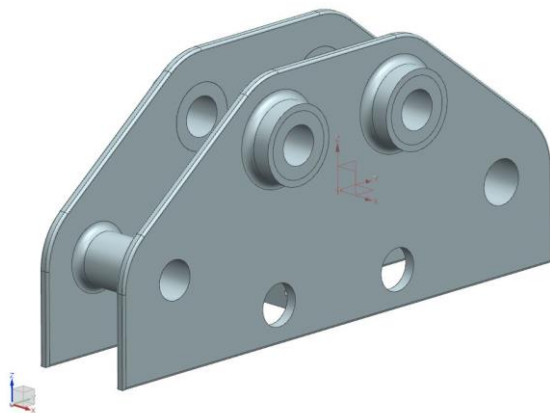
Obrázek č. 64 Redukované napětí zobrazeno na $\frac{1}{4}$ modelu závěsu pro nosný popruh.

4.2 Závěs traverzy

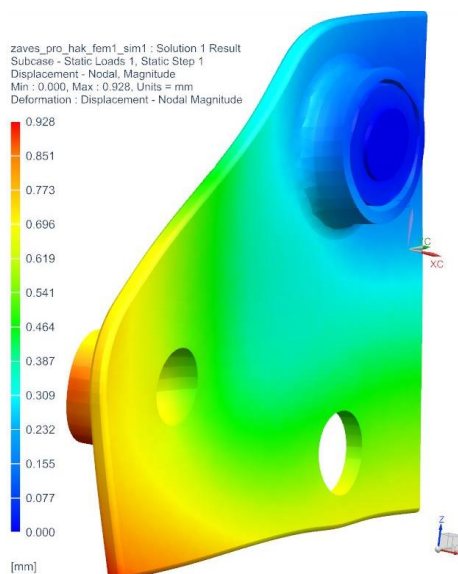
Součást (Obrázek č. 65) byla navržena především z potřeb zástavbových parametrů jeřábového háku. Otvory pro čepy byly zvoleny v závislosti na průměru čepů splňující podmínku pevnosti, viz kapitola 3.6. Součást (Obrázek č. 67) byla při výpočtu MKP řešena jako $\frac{1}{4}$ modelu. Při stanovení okrajových podmínek byly přidány podmínky symetrie dle rovin řezů modelu. Největší namáhání součásti vzniká v místě kontaktu nosného čepu s kaleným pouzdem. Špičky redukovaného napětí jsou dále zobrazeny v místě styku hran kaleného pouzdra se závěsem traverzy. Obě tato redukovaná napětí jsou způsobena kolizemi hran kontaktu s okrajovou podmínkou. Při provedení řezu v místě čepu se v objemu součástí žádná vysoká redukovaná napětí nevyskytují.

Riziková oblast se nachází v otvoru pro čep, v místě spojení závěsu traverzy se spojovací deskou. V této oblasti se vyskytují redukovaná napětí okolo 240 MPa. Vzhledem ke zjednodušení úlohy byl v této oblasti zanedbán výše zmíněný čep, kvůli tomu dochází k deformování otvoru. Deformaci by ve skutečnosti podržel samotný čep a docházelo by v této oblasti k menšímu namáhání.

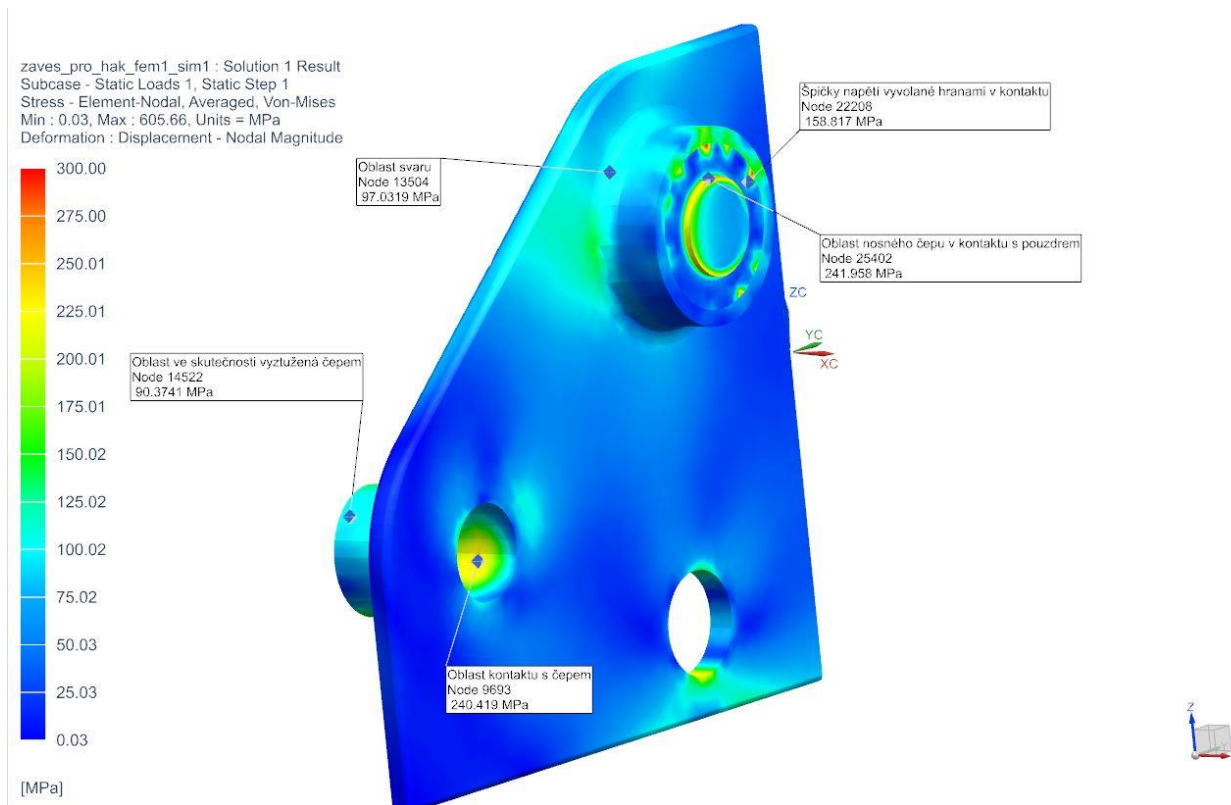
Oblasti svarů dosahují hodnot redukovaného napětí do 100 MPa a vzhledem ke stejné metodě ověření svarů, jaká proběhla v kapitole 4.1, bylo rozhodnuto, že svary splňují podmínku pevnosti a nejsou nebezpečné.



Obrázek č. 65 Model závěsu traverzy.



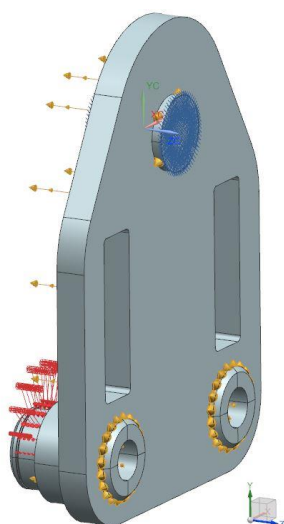
Obrázek č. 66 Zobrazení deformace ¼ modelu závěsu traverzy.



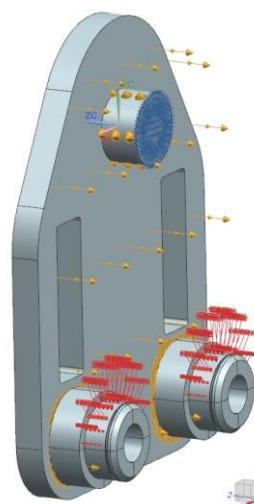
Obrázek č. 67 Zobrazení redukovaného napětí ¼ modelu závěsu traverzy.

4.3 Spojovací deska

Výpočet MKP proběhl na celém dílu (Obrázek č. 68 a Obrázek č. 69). Nerozebíratelný svarový spoj mezi osou nosného kola a spojující deskou byl pro výpočet zjednodušen na kontakt typu gluing. Mezi čepem a spojující deskou byla vytvořena kontaktní plocha, která reprezentuje reálný stav. Zmíněnému čepu bylo poté odebráno všech šest stupňů volnosti.



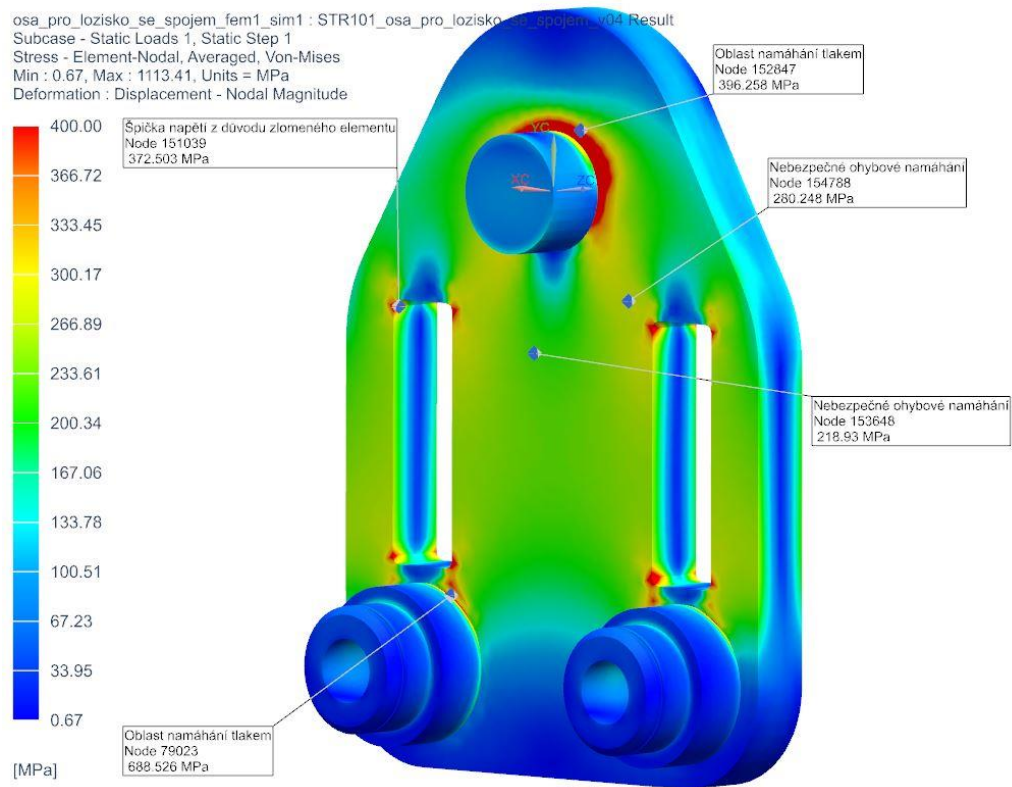
Obrázek č. 68 Okrajové podmínky spojovací desky - Pohled 1.



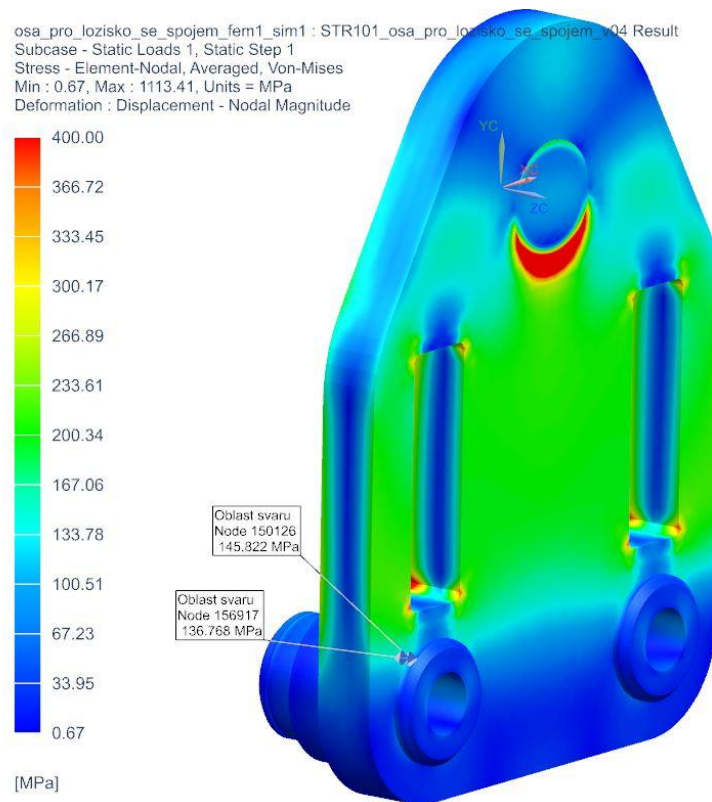
Obrázek č. 69 Okrajové podmínky spojovací desky - Pohled 2.

Vzhledem k prostorovému namáhání, způsobenému zatížením rolny od hmotnosti sestavy a břemene, působí na desku velké ohybové namáhání (Obrázek č. 70). Redukované napětí se po úpravách geometrie součásti pohybuje v rozmezí 218 – 280 MPa. Na základě porovnání těchto hodnot s mezí kluzu zvoleného materiálu pro tuto součást, porovnáním hodnoty 280 MPa s hodnotou 345 MPa, bylo opět rozhodnuto o splnění podmínky pevnosti s koeficientem bezpečnosti rovným dvěma.

Dalšími oblastmi vhodnými pro posouzení, jsou oblasti v místech svarů (Obrázek č. 71). Redukovaná napětí v těchto oblastech se pohybují v rozmezí 80 – 145 MPa. Hodnoty byly porovnány s vypočteným dovoleným napětím pro koutový svar (4.1 Závěs pro nosný popruh). Na základě těchto výsledků byla ověřena platnost podmínky pevnosti pro svarové spoje součásti.



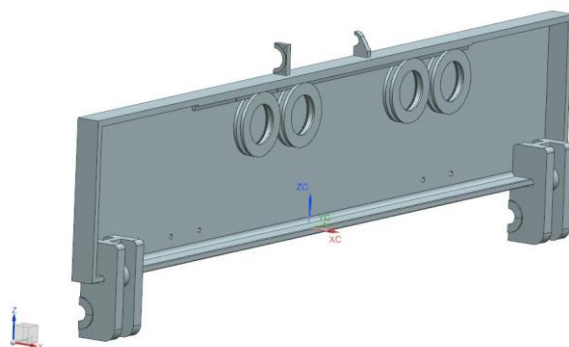
Obrázek č. 70 Vypočtené redukované napětí na modelu spojovací desky – Pohled 1.



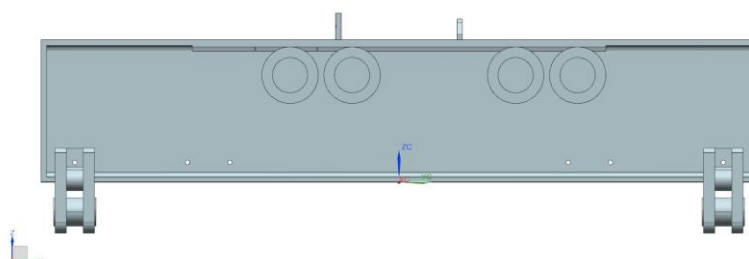
Obrázek č. 71 Vypočtené redukované napětí na modelu spojovací desky – Pohled 2.

4.4 Nosný profil manipulační traverzy

Základní návrh nosného profilu byl uvažován pouze jako profil HEM1000, zakončený deskami ze stejného materiálu přivařenými k profilu HEM1000 na obou koncích (Obrázek č. 72). Úloha byla řešena pomocí MKP v krajní poloze traverzy (Obrázek č. 73). Pro samotný výpočet byly uvažovány nákolky nosných kol v kontaktu s lineární dráhou nosného profilu. Těmto nákolům byly odebrány všechny stupně volnosti. Zatížení od břemene bylo uvažováno na válcové ploše závěsů pro nosné popruhy. Tyto závěsy jsou v kontaktu s nosným profilem stejně, jako v předchozí kapitole (4.1 Závěs pro nosný popruh). Pro zjednodušení a zrychlení výpočtů byla úloha řešena jako polovina modelu nosného profilu.



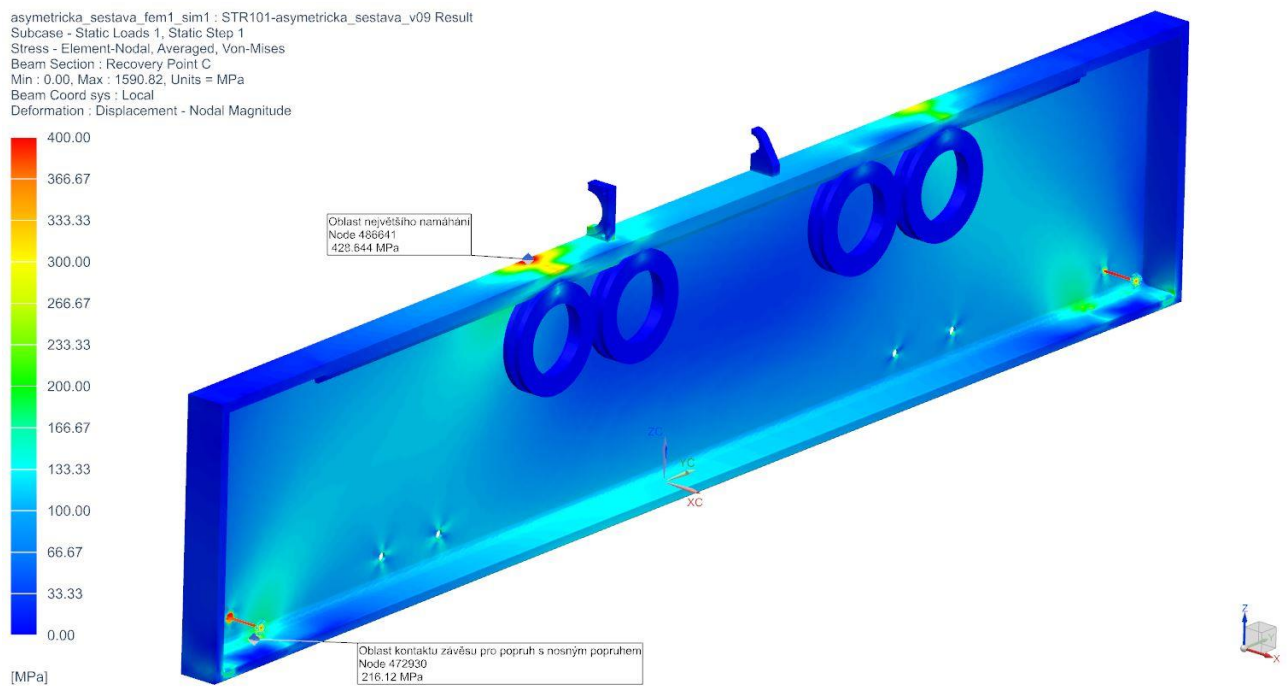
Obrázek č. 72 Základní návrh nosného profilu.



Obrázek č. 73 Základní návrh nosného profilu v krajní poloze.

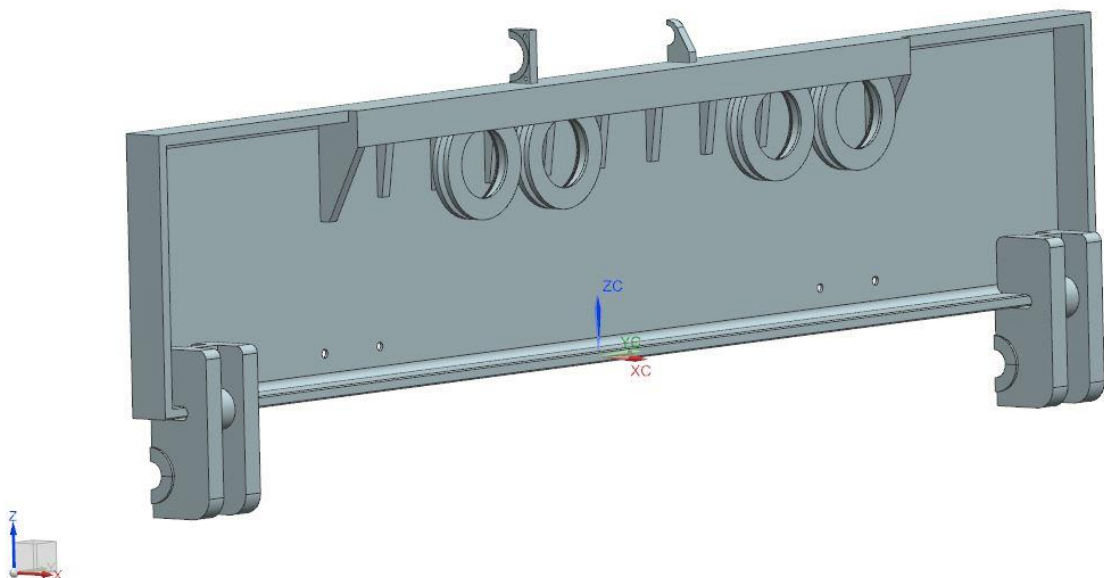
Vzhledem ke geometrii součásti a řešení úlohy v krajní poloze při maximálním zatížení, nevyšel výpočet MKP pozitivně (Obrázek č. 74). V místě kontaktu krajního nosného kola docházelo k příliš vysokému namáhání, což má za následek trvalou deformaci materiálu. Nicméně tento výpočet nebyl zcela bezpředmětný. Na základě těchto výsledků lze tvrdit, že samotný nosný profil vyhovuje z hlediska pevnosti. Ve většině namáhaných oblastí nosného profilu se redukovaná napětí pohybují do 200 MPa. Kritickým místem je pouze zmiňovaná oblast kontaktu s krajním, nejvíce namáhaným nosným kolem.

Možností, kterými by se dala kritická oblast řešit, tak aby splňovala pevnostní podmínku s nulovou trvalou deformací, existuje mnoho. První myšlenkou by mohla být změna materiálu nosného profilu s vyšší mezí pevnosti. Avšak profil HEM1000 je normalizovaný profil, který firmy dodávají v základních třech materiálech S235JR, S355J2 a S275JR. Ani jeden ze zmiňovaných materiálů nedosahuje takové pevnosti, aby mohl být použit pro daný typ úlohy. Další možností by mohla být změna geometrie nosného profilu, což by ale znamenalo vyšší náklady na vytvoření individuálního dílu, kterého by bylo navíc potřeba jen pár kusů. Třetí možností by dále mohlo být vyztužení nosného profilu přidaným materiálem v kritických oblastech a tím docílit požadované pevnosti.



Obrázek č. 74 Nosný profil traverzy v základním navrhovaném stavu.

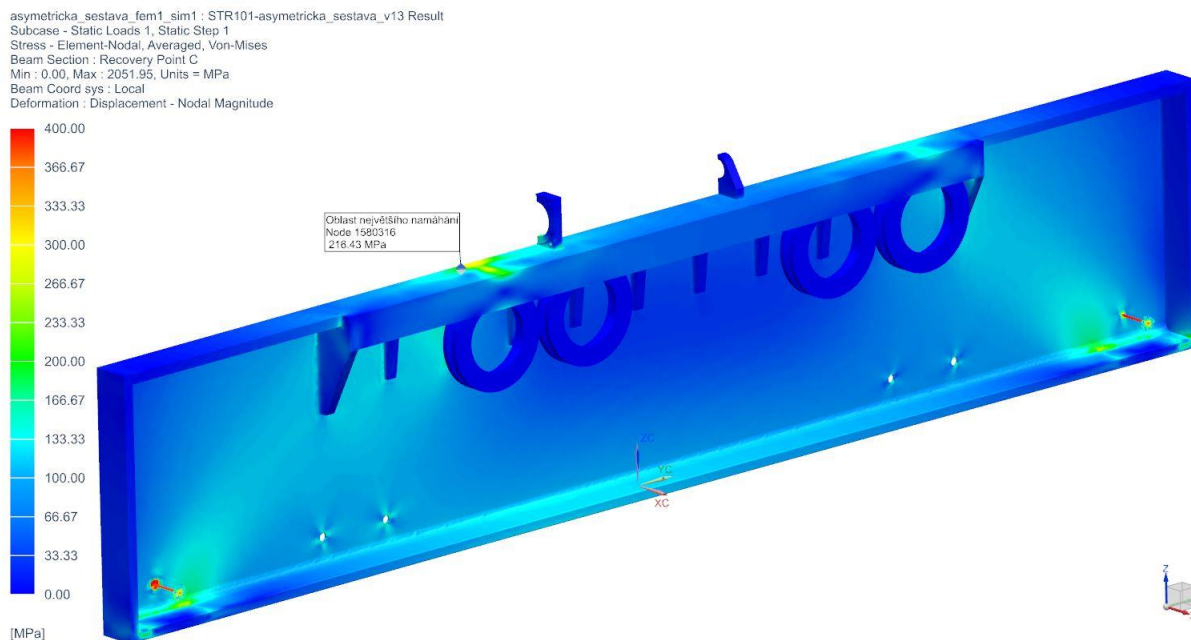
V rámci návrhu nosného profilu, tak aby součást splňovala pevnostní podmínku, byla vybrána třetí varianta možného řešení úlohy za účelem snížení redukovaného napětí v oblasti největšího namáhání. Součást je nutné zpevnit přidanými výztuhami po celé délce dráhy lineárního vedení.



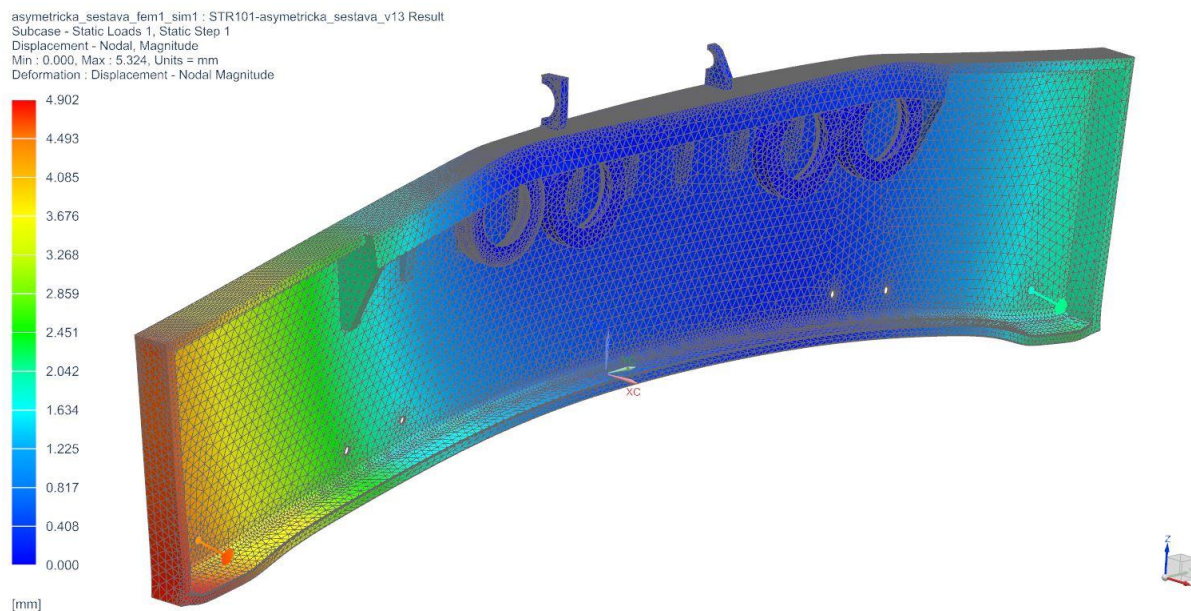
Obrázek č. 75 Nosný profil zpevněný výztuhami.

Výsledné namáhání v kritické oblasti se pohybuje okolo 220 MPa. Pomocí výztuh se podařilo snížit redukované napětí na povrchu součásti zhruba o 200 MPa. Součást splňuje podmínku pevnosti i při zachování normalizovaného profilu HEM1000 v běžně dodávaném materiálu.

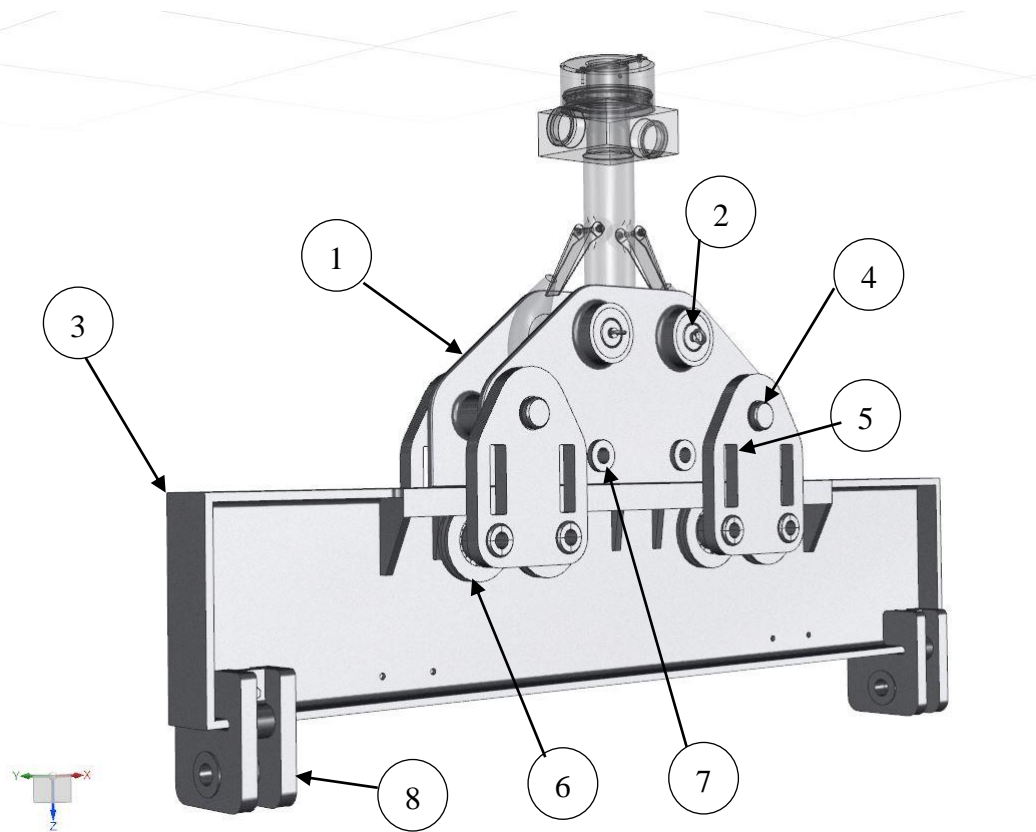
Deformace nosného profilu se pohybuje do 5 mm, což odpovídá vypočtené hodnotě z původního předběžného návrhu v dřívější kapitole (3.2 Nosný profil traverzy).



Obrázek č. 76 Nosný profil ve vyztuženém stavu.



Obrázek č. 77 Deformace nosného profilu se znázorněnou sítí elementů.



Obrázek č. 78 Výsledná sestava manipulační traverzy.

- 1 Zavěšení traverzy k jeřábovému háku
- 2 Nosné čepy pro upevnění jeřábového háku
- 3 Nosný profil traverzy
- 4 Čepy pro spojení závěsu jeřábu s nosným profilem traverzy
- 5 Spojovací deska
- 6 Nosná kola
- 7 Pomocná kola pro stabilitu při vychýlení z rovnovážné polohy
- 8 Závěs pro nosný popruh

Závěr

Cílem této diplomové práce na téma návrh univerzální traverzy pro manipulace s různými typy obalových souborů ŠKODA, bylo navrhnout konstrukční řešení manipulační traverzy, kterou lze použít zejména pro manipulace s obalovými soubory ŠKODA 1000/19 a ŠKODA 440/84. Tyto obalové soubory firma ŠKODA JS vyrábí pro střednědobé skladování jaderného paliva. Na obalové soubory ŠKODA jsou kladeny vysoké nároky, co se týče technologie zpracování, a proto během svého výrobního cyklu dochází k mnoha manipulacím mezi pracovišti. Jedná se o velice objemná tělesa, která jsou postupně opracovávána na jednotlivých pracovištích. Dochází tedy k výrazným změnám hmotnosti a zároveň k posunutí polohy těžiště obalového souboru. Oba dva typy obalových souborů jsou si válcovou geometrií podobné, liší se hlavně v celkové délce a průměru. Vzhledem k těmto aspektům byla zadavatelem diplomové práce požadována určitá variabilita manipulační traverzy.

V úvodní části byl nejprve zhodnocen dosavadní stav řešení manipulace s obalovými soubory ŠKODA. Tento stav byl prohlášen za problematický a ne příliš vhodný. Tento verdikt padl hlavně z hlediska bezpečnosti zaměstnanců na pracovišti. Nynější stav neuvažuje s žádnou manipulační traverzou, která by zajišťovala stabilní přesuny obalových souborů mezi pracovišti. K manipulaci je používán pouze jeřábový hák, přes který jsou přehozeny nosné popruhy. Ty jsou následně podvěšeny pod mnohatunovými břemeny. Tento způsob uvazování nosných popruhů je problematický ve chvíli, kdy se nedaří nalézt těžiště břemene a pracovníci musí opakovaně přemísťovat popruhy tak, aby polohu těžiště našli. Dále je tento způsob velice nebezpečný i z důvodu možnosti sesmeknutí břemene z nosných popruhů, nebyli by tyto popruhy správně umístěny. Nové navrhované řešení v diplomové práci mělo eliminovat dosavadní způsob pracného hledání polohy těžiště břemene a za pomoci vhodné rozteče nosných popruhů zajistit i bezpečnost při manipulaci. Proto byly v úvodní části práce vymodelovány jednotlivé obalové soubory ŠKODA na vybraných pracovištích, kde dochází k největším změnám polohy těžiště. Z těchto modelů byla určena maximální hmotnost břemene, na kterou byla manipulační traverza dimenzována. Na základě výkresové dokumentace, o uložení obalových souborů na jednotlivých pracovištích a zjištěných poloh těžišť, byly navrženy tři základní rozteče nosných popruhů, tak aby tyto rozteče byly použitelné pro obě dvě tělesa. Tyto dva parametry (hmotnost a maximální rozteč závěsů nosných popruhů) určovaly základní informace o obalových souborech ŠKODA.

V další části práce byly dimenzovány jednotlivé konstrukční celky. Všechny mechanické části byly navrženy dle normy ČSN EN 13155+A2, která požaduje, aby jednotlivé součásti odolávaly statickému zatížení dvojnásobkem hmotnosti břemene bez výskytu trvalých deformací. Některé konstrukční části vycházely i z postupně získaných informací, jako byl například závěs traverzy. Ten byl konstruován z velké části dle zástavbových parametrů nosného normalizovaného háku. Jednoduché strojní součásti byly dimenzovány a ověřeny analyticky, tak aby odpovídaly mezi pevnosti zvoleného materiálu. V rámci zajištění úplné variability manipulační traverzy byly v diplomové práci nastíněny dvě varianty řešení lineárního pohybu nosného profilu vzhledem k závěsu traverzy, z nichž byla následně vybrána nejlepší varianta. Realizaci lineárního pohybu v nezátíženém stavu by poskytoval mechanismus kuličkového šroubu poháněný servomotorem. Servomotor byl zvolen takový, aby dosahoval potřebného krouticího momentu. Zároveň měl možnost vzdáleného ovládní a disponoval funkcí snímání aktuální polohy na nosném profilu.

V poslední části byly metodou konečných prvků zkontrolovány složitější díly, které nebylo možné ověřit analytickou metodou. Některé součásti nesplňovaly pevnostní podmínky, a proto musel být jejich základní návrh dále dimenzován. Největší redukované napětí vznikalo v oblasti kontaktu nosného profilu a krajního nosného kola. Pro tento případ byly prezentovány možnosti řešení a z nich vybráno jedno, které bylo následně aplikováno. Výsledná manipulační traverza je schopna odolávat dvojnásobnému statickému zatížení, bez výskytu trvalých deformací, tak jak definuje norma. Dle zadání diplomové práce byla navržena univerzální traverza schopna manipulovat s obalovými soubory ŠKODA mezi jednotlivými pracovišti o maximální hmotnosti 122 tun s bezpečnostním koeficientem 2. Na závěr byl vytvořen výkres finální sestavy a výrobní výkres vybrané konstrukční části.

Dále je zapotřebí navrhnout řídicí systém pro lineární pohyb nosného profilu vůči závěsu traverzy. V této diplomové práci byly navrženy pouze konstrukční části, které je možné ovládat a získávat z nich potřebné informace pro přesné řízení. Tento řídicí systém by mohl zpracovávat i dodatečné informace, například o váze břemene. Pomocí přidáných vah umístěných mezi nosné popruhy a manipulační traverzu by bylo možné zjišťovat zatížení jednotlivých konců nosného profilu traverzy a vyrovnáváním těchto zatížení dosahovat kontroly nad polohou těžiště. Pro tento způsob hledání polohy těžiště, by bylo možné použít, první variantu řešení lineárního pohybu, navrhovanou v této diplomové práci. Toto řešení spočívalo ve využití ozubeného převodu mezi koly a hřebenem. Výhodou této varianty je možnost použití v zatíženém stavu. Pomocí vah by bylo možné kontinuálně vyvažovat břemeno i během přesunů mezi pracovišti. Pohonem této varianty by musel být aktuátor, který je schopen vyvinout sílu minimálně 250 kN. Pro případ vyvažování manipulační traverzy v nezatíženém stavu, zcela postačuje realizace lineárního pohybu pomocí kuličkového šroubu. Tato varianta byla vybrána především z důvodu ekonomického aspektu výroby jednotlivých konstrukčních mechanismů.

Seznam obrázků

OBRÁZEK Č. 1 MANIPULACE S OS ŠKODA 1000/19.	5
OBRÁZEK Č. 2 POHLED 1 NA 3D MODEL TĚLESA 1.	6
OBRÁZEK Č. 3 POHLED 2 NA 3D MODEL TĚLESA 1.	6
OBRÁZEK Č. 4 POLOHA TĚŽIŠTĚ PO ZPRACOVÁNÍ TĚLESA 1 NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 1.	7
OBRÁZEK Č. 5 POLOHA TĚŽIŠTĚ PO ZPRACOVÁNÍ TĚLESA 1 NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 2.	7
OBRÁZEK Č. 6 POLOHA TĚŽIŠTĚ PO ZPRACOVÁNÍ TĚLESA 1 NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 3.	8
OBRÁZEK Č. 7 POLOHA TĚŽIŠTĚ PO ZPRACOVÁNÍ TĚLESA 1 NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 4.	8
OBRÁZEK Č. 8 POHLED 1 NA 3D MODEL TĚLESA 2.	9
OBRÁZEK Č. 9 POHLED 2 NA 3D MODEL TĚLESA 2.	9
OBRÁZEK Č. 10 POLOHA TĚŽIŠTĚ PO ZPRACOVÁNÍ TĚLESA 2 NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 1.	9
OBRÁZEK Č. 11 POLOHA TĚŽIŠTĚ PO ZPRACOVÁNÍ TĚLESA 2 NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 2.	10
OBRÁZEK Č. 12 POLOHA TĚŽIŠTĚ PO ZPRACOVÁNÍ TĚLESA 2 NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 3.	11
OBRÁZEK Č. 13 POLOHA TĚŽIŠTĚ PO ZPRACOVÁNÍ TĚLESA 2 NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 4.	11
OBRÁZEK Č. 14 TRAVERZA JEDNODUCHÁ PEVNÁ [5].	13
OBRÁZEK Č. 15 TRAVERZY JEDNODUCHÉ STAVITELNÉ [5].	13
OBRÁZEK Č. 16 JEDNODUCHÁ STAVITELNÁ TRAVERZA [6].	13
OBRÁZEK Č. 17 DVOJITÁ STAVITELNÁ TRAVERZA [6].	13
OBRÁZEK Č. 18 ROZPĚRNÁ TELESKOPICKÁ TRAVERZA [6].	14
OBRÁZEK Č. 19 ŘETĚZOVÁ ROZPĚRA PEVNÁ [6].	14
OBRÁZEK Č. 20 TELESKOPICKÁ STAVITELNÁ TRAVERZA [6].	14
OBRÁZEK Č. 21 MODULÁRNÍ STAVITELNÁ TRAVERZA [6].	14
OBRÁZEK Č. 22 STAVITELNÁ H-TRAVERZA [5].	15
OBRÁZEK Č. 23 KŘÍŽOVÁ TRAVERZA [6].	15
OBRÁZEK Č. 24 RÁMOVÁ TRAVERZA [5].	16
OBRÁZEK Č. 25 VYVAŽOVACÍ TRAVERZA S MANUÁLNÍM POHONEM [6].	16
OBRÁZEK Č. 26 VYVAŽOVACÍ RÁDIOVĚ OVLÁDANÁ TRAVERZA S NOSNOSTÍ 380 TUN [6].	17
OBRÁZEK Č. 27 STŘEDY OTÁČENÍ BŘEMENA A ZVEDACÍ TRAVERZY [3].	18
OBRÁZEK Č. 28 ZÁKLADNÍ KONSTRUKCE TRAVERZY.	19
OBRÁZEK Č. 29 PROFIL IPE600 OD FIRMY ATOMSTEEL [9].	20
OBRÁZEK Č. 30 PROFIL HEB1000 OD FIRMY ATOMSTEEL [9].	21
OBRÁZEK Č. 31 PROFIL HEM1000 OD FIRMY ATOMSTEEL [9].	21
OBRÁZEK Č. 32 VETKNUTÝ NOSNÍK.	22
OBRÁZEK Č. 33 NAPĚTÍ NA PROFILU IPE600.	22
OBRÁZEK Č. 34 PRŮHYB NA PROFILU IPE600.	23
OBRÁZEK Č. 35 NAPĚTÍ NA PROFILU HEB1000.	23
OBRÁZEK Č. 36 PRŮHYB NA PROFILU HEB1000.	24

OBRÁZEK Č. 37 NAPĚTÍ NA PROFILU HEM1000.....	24
OBRÁZEK Č. 38 PRŮHYB NA PROFILU HEM1000.	25
OBRÁZEK Č. 39 NEKONEČNÁ PES SMYČKA MAGNUM-X OD FIRMY TEDOX [6].	26
OBRÁZEK Č. 40 NÁVRH ŘEŠENÍ ZAVĚSU POPRUHU K NOSNÉMU PROFILU – POHLED 1.....	27
OBRÁZEK Č. 41 NÁVRH ŘEŠENÍ ZAVĚSU POPRUHU K NOSNÉMU PROFILU – POHLED 2.....	27
OBRÁZEK Č. 42 NÁVRH ŘEŠENÍ ZAVĚSU POPRUHU K NOSNÉMU PROFILU – POHLED 3.....	27
OBRÁZEK Č. 43 JEŘÁBOVÝ DVOJHÁK [10].	28
OBRÁZEK Č. 44 NÁVRH ŘEŠENÍ ZAVĚŠENÍ TRAVERZY K JEŘÁBOVÉMU HÁKU – POHLED 1.	28
OBRÁZEK Č. 45 NÁVRH ŘEŠENÍ ZAVĚŠENÍ TRAVERZY K JEŘÁBOVÉMU HÁKU – POHLED 2.	28
OBRÁZEK Č. 46 NÁVRH ŘEŠENÍ ZAVĚŠENÍ TRAVERZY K JEŘÁBOVÉMU HÁKU – POHLED 3.	28
OBRÁZEK Č. 47 ZÁKLADNÍ VÝPOČETNÍ MODEL POTŘEBNÉ SÍLY PRO VYROVNÁNÍ NOSNÉHO PROFILU TRAVERZY DO ZÁKLADNÍ POLOHY.	29
OBRÁZEK Č. 48 VARIANTA 1 – ŘEŠENÍ POHYBU NOSNÉHO PROFILU VŮČI ZAVĚŠENÍ K JEŘÁBOVÉMU HÁKU.....	29
OBRÁZEK Č. 49 VARIANTA 2 – ŘEŠENÍ POHYBU NOSNÉHO PROFILU VŮČI ZAVĚŠENÍ K JEŘÁBOVÉMU HÁKU.....	29
OBRÁZEK Č. 50 VARIANTA 1 - SCHÉMA ŘEŠENÍ POHYBU NOSNÉHO PROFILU TRAVERZY VŮČI JEŘÁBU.	30
OBRÁZEK Č. 51 VARIANTA 2 – SCHÉMA ŘEŠENÍ POHYBU NOSNÉHO PROFILU TRAVERZY VŮČI JEŘÁBU.	31
OBRÁZEK Č. 52 MODEL ZÁVĚSU TRAVERZY.	32
OBRÁZEK Č. 53 ZOBRAZENÍ ZATĚŽUJÍCÍCH SIL.	33
OBRÁZEK Č. 54 ZJEDNODUŠENÝ NÁKRES NOSNÝCH KOL.	35
OBRÁZEK Č. 55 ZATÍŽENÍ NOSNÝCH KOL.	35
OBRÁZEK Č. 56 POHYB PO NAKLONĚNÉ ROVINĚ.	37
OBRÁZEK Č. 57 LINEÁRNÍ POHON NOSNÉHO PROFILU TRAVERZY VŮČI ZÁVĚSU TRAVERZY.....	38
OBRÁZEK Č. 58 INKREMENTÁLNÍ ENKODÉR S DETEKČÍ SMĚRU POHYBU A DEFINOVANÝM POČÁTKEM [15].....	39
OBRÁZEK Č. 59 PRINCIP DETEKCE SMĚRU OTÁČENÍ KOTOUČE ENKODÉRŮ PROSTŘEDNICTVÍM POUŽITÍ DVOU KANÁLŮ A A B [15].....	39
OBRÁZEK Č. 60 PRINCIP ABSOLUTNÍHO OPTICKÉHO ROTAČNÍHO ENKODÉRU (1=HŘÍDEL ENKODÉRU, 2=ZDROJ SVĚTLA, 3=8 OPTICKÝCH PŘIJÍMAČŮ) [15].....	39
OBRÁZEK Č. 61 PŮVODNÍ NÁVRH ZÁVĚSU PRO NOSNÝ POPRUH.	40
OBRÁZEK Č. 62 FINÁLNÍ NÁVRH ZÁVĚSU PRO NOSNÝ POPRUH.....	40
OBRÁZEK Č. 63 ZÁVĚS PRO NOSNÝ POPRUH V KONTAKTU S NOSNÝM PROFILEM TRAVERZY.....	41
OBRÁZEK Č. 64 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ ZOBRAZENO NA ¼ MODELU ZÁVĚSU PRO NOSNÝ POPRUH.....	42
OBRÁZEK Č. 65 MODEL ZÁVĚSU TRAVERZY.	43
OBRÁZEK Č. 66 ZOBRAZENÍ DEFORMACE ¼ MODELU ZÁVĚSU TRAVERZY.	43
OBRÁZEK Č. 67 ZOBRAZENÍ REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ ¼ MODELU ZÁVĚSU TRAVERZY.	43
OBRÁZEK Č. 68 OKRAJOVÉ PODMÍNKY SPOJOVACÍ DESKY - POHLED 1.	44
OBRÁZEK Č. 69 OKRAJOVÉ PODMÍNKY SPOJOVACÍ DESKY - POHLED 2.	44
OBRÁZEK Č. 70 VYPOČTENÉ REDUKOVANÉ NAPĚTÍ NA MODELU SPOJOVACÍ DESKY – POHLED 1.....	45
OBRÁZEK Č. 71 VYPOČTENÉ REDUKOVANÉ NAPĚTÍ NA MODELU SPOJOVACÍ DESKY – POHLED 2.....	45
OBRÁZEK Č. 72 ZÁKLADNÍ NÁVRH NOSNÉHO PROFILU.	46
OBRÁZEK Č. 73 ZÁKLADNÍ NÁVRH NOSNÉHO PROFILU V KRAJNÍ POLOZE.	46

OBRÁZEK Č. 74 NOSNÝ PROFIL TRAVERZY V ZÁKLADNÍM NAVRHOVANÉM STAVU.....	47
OBRÁZEK Č. 75 NOSNÝ PROFIL ZPEVNĚNÝ VÝZTUHAMÍ.....	47
OBRÁZEK Č. 76 NOSNÝ PROFIL VE VYZTUŽENÉM STAVU.	48
OBRÁZEK Č. 77 DEFORMACE NOSNÉHO PROFILU SE ZNÁZORNĚNOU SÍTÍ ELEMENTŮ.	48
OBRÁZEK Č. 78 VÝSLEDNÁ SESTAVA MANIPULAČNÍ TRAVERZY.	49

Seznam tabulek

TABULKA Č. 1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TĚLESA 1 PO ČINNOSTECH NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 1.	7
TABULKA Č. 2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TĚLESA 1 PO ČINNOSTECH NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 2.	7
TABULKA Č. 3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TĚLESA 1 PO ČINNOSTECH NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 3.	8
TABULKA Č. 4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TĚLESA 1 PO ČINNOSTECH NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 4.	8
TABULKA Č. 5 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TĚLESA 2 PO ČINNOSTECH NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 1.	9
TABULKA Č. 6 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TĚLESA 2 PO ČINNOSTECH NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 2.	10
TABULKA Č. 7 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TĚLESA 2 PO ČINNOSTECH NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 3.	10
TABULKA Č. 8 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TĚLESA 2 PO ČINNOSTECH NA PRACOVIŠTI ČÍSLO 4.	11
TABULKA Č. 9 VLASTNOSTI PROFILU IPE600.....	20
TABULKA Č. 10 VLASTNOSTI PROFILU HEB1000.....	21
TABULKA Č. 11 VLASTNOSTI PROFILU HEM1000.....	21
TABULKA Č. 12 SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ VYBRANÝCH NOSNÝCH PRŮŘEZŮ.	25
TABULKA Č. 13 PŘÍPUSTNÉ NAPĚTÍ [3].	26
TABULKA Č. 14 TABULKA NOSNOSTÍ NEKONEČNÝCH PES SMYČEK MAGNUM-X OD FIRMY TEDOX [6].....	27
TABULKA Č. 15 ROZMĚRY DVOJITÝCH HÁKŮ DLE NORMY DIN 15 402 [10].....	28

Seznam použitých zdrojů

Knižní publikace

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Průručka strojního inženýra 1*. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 8072260553.
- [2] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA. 2005. ISBN 80-86490-74-2.
- [3] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: *Jeřáby 2, přeprac. a doplň. vyd.*, SNTL: Praha, 1975.
- [4] ČSN EN 13155+A2. *Jeřáby – bezpečnost – volně zavěšené prostředky pro uchopení břemen*. Praha: Úřad pro technickou dokumentaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009. 60 s. Třídící znak 27 0139.

Internetové publikace

- [5] K technik: Jeřáby a zdvihací technika [online]. [cit. 2020-10-8]. Dostupné z: <https://www.k-technik.cz/cz/produkty/zavesna-manipulacni-zarizeni/jerabovetraverzy/h-traverzy-stavitelne/#prod>.
- [6] Tedox: Dodavatel technického sortimentu [online]. [cit. 2020-10-8]. Dostupné z: <https://www.tedox.cz/jt-vicebodove>.
- [7] Agrifair: Zdvihací zařízení a manipulační technika [online]. [cit. 2020-10-10]. Dostupné z: <http://www.agrifair.cz/component.php?cocode=catalogue&itid=243&icid=97>.
- [8] Mag centrum [online]. [cit. 2020-12-10]. Dostupné z: <http://magcentrum.cz/elektropermanentni-do-5t.html>.
- [9] Atom steel: chudoba.s.r.o [online]. [cit. 2020-12-10]. Dostupné z: <https://www.atomsteel.cz/cs/profil-hem-61.html>.
- [10] Techlan: chudoba.s.r.o [online]. [cit. 2021-2-1]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/nekonecna-smycka-magnum-x>.
- [11] Vingu [online]. [cit. 2021-2-1]. Dostupné z: <https://www.vingu.cz/katalog/kovane-haky-dle-din-15401-15402>.
- [12] SKF: Valivá ložiska [online]. [cit. 2021-2-2]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486.
- [13] Mitcalc: Strojírenské, průmyslové a technické výpočty [online]. [cit. 2021-2-2]. Dostupné z: https://www.mitcalc.com/index_cz.hmt.
- [14] E Konstrukter: Portál pro strojní konstruktéry [online]. [cit. 2021-3-4]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezipevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>.
- [15] Megatron [online]. [cit. 2021-4-4]. Dostupné z: <https://www.megatron.cz/absolutni-inkrementalni-ekodery-pro-vytahy>.

- [16] Automatizace.hv: rady a poslední novinky z oboru [online]. [cit. 2021-4-4]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/rotacni-ekodery-pro-rizeni-pohonu-a-pohybu.html>.
- [17] PARS building s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 2021-4-28]. Dostupné z: http://www.pars.cz/wp-content/uploads/2016/03/01_Aktualita_Utahovaci%C2%AD-momenty-sroubovych-spoju-1.pdf.
- [18] HLAVATÝ, Ivo a Jiří HRUBÝ. Technologičnost konstrukcí: učební text [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012, 125 s. [cit. 2021-4-28]. ISBN 978-80-248-2772-8. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/459/ucebniopory/Technologicnost_konstrukci.pdf.

Seznam příloh

PŘÍLOHA č. 1 - Zvolené ložisko N232 ECM z katalogu SKF

PŘÍLOHA č. 2 - Návrh a kontrola kuličkového šroubu

PŘÍLOHA č. 3 - Zvolený kuličkový šroub z katalogu NSK

PŘÍLOHA č. 4 - Zvolený servomotor T180 35 17 z katalogu Motor Power

PŘÍLOHA č. 5 - Zvolené ložisko 7207 BE – 2RZP z katalogu SKF

PŘÍLOHA č. 6 - CAD model navrženého řešení univerzální manipulační traverzy

Přílohy volně vložené

Manipulační traverza – Výkres sestavy DP-2021-S0

Závěs pro nosný popruh – Výrobní výkres DP-2021-S1.1

PŘÍLOHA č. 1

Zvolené ložisko N232 ECM z katalogu SKF



Generated from www.skf.com on 2021-04-14



N 232 ECM Cylindrical roller bearings, single row

SKF Explorer

Cylindrical roller bearings, single row

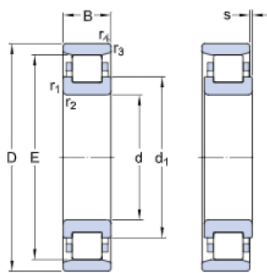
Bearing data

[Tolerances](#),
Normal (metric), P6, Normal (inch),
[Radial internal clearance](#),
cylindrical bore, tapered bore,
[Axial internal clearance](#),
NUP, NJ + HJ

Bearing interfaces

[Seat tolerances for standard conditions](#),
[Tolerances and resultant fit](#)

Technical specification

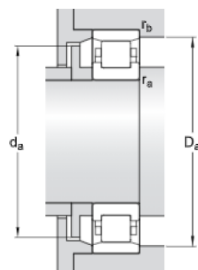


DIMENSIONS

d	160 mm
D	290 mm
B	48 mm
d ₁	≈ 206 mm
E	259 mm
r _{1,2}	min. 3 mm
r _{3,4}	min. 3 mm
s	max. 2.7 mm

ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	min. 175 mm
d _a	max. 255 mm
D _a	min. 263 mm
D _a	max. 275 mm
r _a	max. 2.5 mm
r _b	max. 2.5 mm





Generated from www.skf.com on 2021-04-14

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	585 kN
Basic static load rating	C_0	680 kN
Fatigue load limit	P_u	72 kN
Reference speed		2 400 r/min
Limiting speed		2 600 r/min
Calculation factor	k_f	0.12
Limiting value	e	0.2
Axial load factor	Y	0.6

MASS

Mass bearing	15 kg
--------------	-------

More information

Product details	Engineering information	Tools
Designs and variants	Principles of rolling bearing selection	SimPro Quick
Bearing data	General bearing knowledge	Bearing Select
Loads	Bearing selection process	Engineering Calculator
Temperature limits	Bearing failure and how to prevent it	LubeSelect for SKF greases
Permissible speed		Heater selection tool
Design considerations		Oil Injection Method Program
Designation system		Rolling bearings mounting and dismounting instructions

PŘÍLOHA č. 2

Návrh a kontrola kuličkového šroubu



Kuličkové šrouby

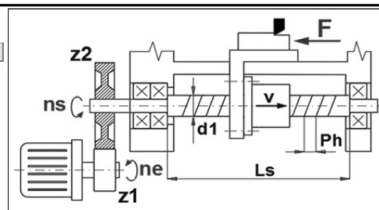
- i Výpočet bez chyb.
- ii Informace o projektu
- ?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh. Volba jednotek

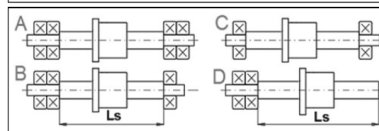
SI Units (N, r)

1.1	Jednotky výpočtu		
1.2	Výpočet otáček, posuvu a stoupání šroubu		
1.3	Stoupání	Ph	10,000 [mm]
1.4	Rychlost posuvu	v	10,00 [mm/s]
1.5	Otáčky kuličkového šroubu	ns	60,00 [1/min]
1.6	Převodový poměr	$i=(z2/z1)$	25,0000 [~]
1.7	Otáčky motoru	ne	1500,00 [1/min]



1.8 Předběžný výpočet dynamické únosnosti a průměru šroubu

1.9	Ekvivalentní axiální zatížení	Fm	9300,0 [N]
1.10	Ekvivalentní otáčky	nm	60,0 [1/min]
1.11	Součinitel zatížení	fw	1,20 [~]
1.12	Požadovaná životnost	Lh-req	20 000 [h]
1.13	Požadovaná dynamická únosnost (ISO)	Ca-req	46427,5 [N]
1.14	Požadovaná dynamická únosnost (ANSI)	Pi-req	34027,5 [N]
1.15	Předběžný návrh průměru kuličkového šroubu	d1-req	40(5) - 100(1) [mm]



1.32 Tabulka průměrů a stoupání

d1 = 16	Dh = 10	2	3	4	5	6	8	10	12
d1 = 20	Dh = 12	3	4	5	6	8	10	12	16
d1 = 25	Dh = 16	4	5	6	8	10	12	16	20
d1 = 32	Dh = 20	5	6	8	10	12	16	20	25
d1 = 40	Dh = 25	6	8	10	12	16	20	25	32
d1 = 50	Dh = 32	8	10	12	16	20	25	32	40

1.16 Kontrolní hodnoty

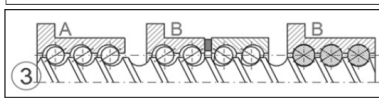
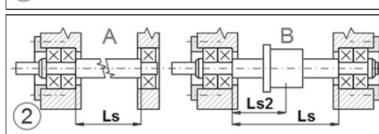
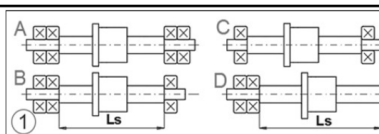
1.17	Uložení kuličkového šroubu (konce)	Ls [mm]	500,00	< 1280
1.18	Nepodepřená délka kuličkového šroubu	d1 [mm]	32,0000	> 40
1.19	Nominální průměr šroubu	Dn	1920	< 110000
1.20	Dn - otáčkový faktor (d1*ns)	Fmax	514725,1	[N]
1.21	Přípustné tlakové zatížení pro vzpěr	nmax	25170,8	[1/min]
1.22	Maximální dovolené otáčky	f	0,01	[~]
1.23	Součinitel tření šroubu a matice	η	0,9047	[~]
1.24	Účinnost (rotační síla / axiální síla)	Mk	16,3609	[Nm]
1.25	Krouticí moment	Pw	0,103	[kW]
1.26	Výkon motoru			

1.27	Toleranční třída (ISO 3408)	IT 0	IT 1	IT 3	IT 5	IT 7	IT 10	---	---		
1.28	Tolerance úchytky zdvihu	±ep	6	8	15	27	87	350	---	---	[μm]
1.29	Tolerance úchytky stoupání	uu	4	5	10	20	52	210	---	---	[μm]
1.30	Úchytky stoupání	u30p	3,5	6	12	23	52	210	---	---	[μm]
1.31	Úchytky stoupání	u2pp	3	4	6	8	---	---	---	---	[μm]

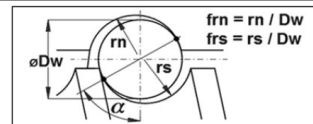
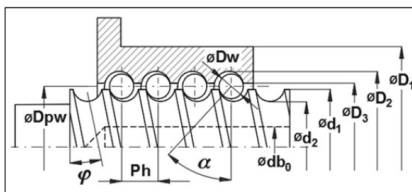
2.0 Materiálové parametry

3.0 Definice mechanismu, zatížení a parametrů šroubu

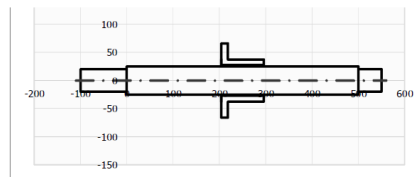
3.1	Přenos hodnot z předběžného návrhu [1]		
3.2	Definice přesnosti, konstrukce, zatížení, trvanlivosti		
3.3	Toleranční třída	IT 3	
3.4	Požadovaná spolehlivost	90 % (1)	
3.5	1. Uložení kuličkového šroubu (konce)	A. Vetknutí - Vetknutí	
3.6	2. Uložení kuličkového šroubu (tuhost)	B. Pevné uložení kuličkového šroubu	
3.7	3. Typ matice	A. Bez předepnutí (jednosměrně či ol)	
3.8	Ekvivalentní axiální zatížení, směr 1	Fma1	9300,00 [N]
3.9	Ekvivalentní axiální zatížení, směr 2	Fma2	0,00 [N]
3.10	Maximální axiální zatížení	Fmax	9300,00 [N]
3.11	Ekvivalentní otáčky, směr 1	nm1	60,00 [1/min]
3.12	Ekvivalentní otáčky, směr 2	nm2	0,00 [1/min]
3.13	Maximální otáčky	nmax	60,00 [1/min]
3.14	Předepnutí kuličkové matice	Fpr [N]	33637,33 [N]
3.15	Součinitel zatížení	fw	1,20 [~]
3.16	Požadovaná životnost	Lh-req	20 000 [h]
3.17	Požadovaná dynamická únosnost (ISO)	Ca-req	46427,5 [N]
3.18	Požadovaná dynamická únosnost (ANSI)	Pi-req	42872,0 [N]
3.19	Výběr, definice parametrů kuličkového šroubu a matice		



3.20	Nepodepřená délka kuličkového šroubu	Ls	500,00 [mm]
3.21	Nepodepřená délka kuličkového šroubu	Ls2	250,00 [mm]
3.22	Počet pracovních závitů (matice)	i	3,00 [~]
3.23	Počet nezatížených kuliček ve vratném systému	zu	0
3.24	Součinitel snížení dynamické únosnosti Ca	exp	0,86 (ISO, A1)
3.25	Tabulka kuličkových šroubů		
3.26	Rozměry šroubu (d1 x Ph)	50 x 20 (Dw=9,525; Ca=554)	[mm, N]
3.27	Jmenovitý průměr	d1	50,000 [mm]
3.28	Průměr vnitřní díry	db0	0,000 [mm]
3.29	Průměr kuličky	Dw	9,525 [mm]
3.30	Stoupání	Ph	20,0000 [mm]
3.31	Rozečný průměr	Dpw	52,3813 [mm]
3.32	Úhel stoupání	φ	6,9295 [°]
3.33	Úhel dosedu kuličky	α	45,00 [deg]
3.34	Poměr (rn/Dw)	frn	0,550 0,550 - Podle ISO
3.35	Poměr (rs/Dw)	frs	0,550 0,550 - Podle ISO
3.36	Dynamická axiální únosnost (ISO)	Ca	55490,0 [N]
3.37	Statická axiální únosnost	C0a	139472,0 [N]
3.38	Vnitřní průměr šroubu	d2	42,85625 [mm]
3.39	Průměr těla matice	D1	75,0 [mm]
3.40	Vnější průměr dráhy kuliček matice	D2	61,90625 [mm]

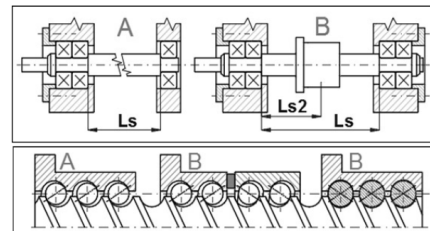


3.41	Vnitřní průměr matice	D3	54,7625	[mm]
3.42	Předepnutí vytvořeno dvojitou maticí	Ne		
3.43	Přibližná délka kulíkové matice	Ln	92	[mm] <input checked="" type="checkbox"/>
3.44	Přibližná pracovní dráha	Lu	408	[mm]
3.45 Výpis důležitých výsledků				
3.46	Dn - otáčkový faktor ($d1^*ns$)	Dn	3000	< 100000 [~]
3.47	Výsledná trvanlivost v hodinách s koeficientem spolehlivosti	Lhr	34 147	> 20000 [h]
3.48	Celková tuhost systému s maticí s vůlí	R	411	[N/μm]
3.49	Elastická deformace pro maximální sílu a maximální délku šroubu	Δmax	23	[μm]
3.50	Úchyly zdvihu ($Lu = 408$ [mm])	±ep	15	[μm]
3.51	Průhyb (zatížení vlastní hmotností)	y _{max}	0,00052	< 0,15 [mm]
3.52	Součinitel bezpečnosti (tah, tlak, krut)	S _{Fc}	47,91	> 2,00 [~]
3.53	Součinitel bezpečnosti (vzpěr)	S _{Fb}	590,45	> 2,00 [~]
3.54	Statický součinitel bezpečnosti	S _{Fs}	15,00	> 1,4 [~]
3.55	Kritické otáčky	n _{cr}	47357	[1/min]
3.56	Poměr dovolených otáček ke kritickým otáčkám	r (n _{max} /n _{cr})	0,001	< 0,80 [~]
3.57	Účinnost	η	0,966	[~]



4.0 Nominální trvanlivost, modifikovaná trvanlivost (ISO 3408-5, ANSI B5.48)
5.0 Statická axiální tuhost. Kulíkový šroub, kulíková matice... (ISO 3408-4)

5.1 Statická axiální tuhost				
5.2	Uložení kulíkového šroubu (konce)	B. Pevné uložení kulíkového šroubu		
5.3	Uložení kulíkového šroubu (tuhost)	A. Bez předepnutí (jednosměrně či ol)		
5.4	Nepodepřená délka kulíkového šroubu	Ls	500,000	[mm]
5.5	Nepodepřená délka kulíkového šroubu	Ls2	250,000	[mm]
5.6	Průměr dosedů kulíček na hřídeli	dc	45,646	[mm]
5.7	Průměr dosedů kulíček na matici	Dc	59,116	[mm]
5.8 Tuhost kulíkového šroubu (Rs)				
5.9	Tuhost (pevné uložení na jednom konci)	Rs1	687,3	[N/μm]
5.10	Tuhost (pevné uložení na obou koncích)	Rs2	2749,2	[N/μm]
5.11	Tuhost kulíkového šroubu pro Ls2=Ls/2	Rs2,min	2749,2	[N/μm]
5.12 Tuhost tělesa matice a hřídele šroubu pro všechny radiálně zatížené části (Rn/s)				
5.13	Axiální tuhost tělesa matice a šroubu	Rn/s	14990,9	[N/μm]
5.14	Tuhost tělesa matice a hřídele šroubu při předpětí	Rn/s,pr	0,0	[N/μm]
5.15 Tuhost kulíček/dráhy kulíček (Rb/t)				
5.16	Tuhost dráhy kulíček	Rb/t	932,2	[N/μm]
5.17	Tuhost dráhy kulíček s předepnutím	Rb/t,pr	0,0	[N/μm]
5.18 Tuhost sestavy matice (Rnu)				
5.19	Tuhost matice s vůlí	Rnu	877,6	[N/μm]
5.20	Tuhost předepnuté matice	Rnu,pr	0,0	[N/μm]
5.21 Tuhost sestavy matice s korekčním součinitelem (Rnu*far)				
5.22	Korekční součinitel pro zvolenou toleranční třídu	far	0,55	IT 3
5.23	Tuhost matice s korekcí na přesnost	Rnu,ar	482,7	[N/μm]
5.24	Tuhost předepnuté matice s korekcí na přesnost	Rnu,pr,ar	0,0	[N/μm]
5.25 Celková tuhost lineárního pohybového systému				
5.26	Tuhost ložisek šroubu	RS	10000000,0	[N/μm]
5.27	Tuhost uložení matice	RB	10000000,0	[N/μm]
5.28	Celková tuhost systému s maticí s vůlí	R	410,6	[N/μm]
5.29	Celková tuhost systému s předepjatou maticí	R,pr	0,0	[N/μm]
5.30	Elastická deformace pro maximální sílu a maximální délku šroubu	Δmax	23	[μm]

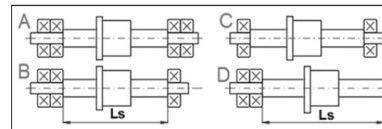


5.31 Pomocné výpočty (ISO 3408-4)

εros	εron	cosTaus	cosTaub	sinTaus	sinTaub
0,260044	0,20514	0,85319	0,813897	0,5216	0,581009
Ys	Yn	cEs	cEn	z1	z2
0,950585	1,000384	0,464314	0,464314	17	0
FN	ck	k			
259,78	1,196743	53,550779			

6.0 Tolerance, přesnost (ISO 3408-3, ANSI B5.48)
7.0 Výpočet oteplení, roztažení a kompenzační síly
8.0 Kontrola na vzpěr, tah, tlak, krut, kritické otáčky, účinnost ...

8.1 Vstupní parametry kulíkového šroubu				
8.2	Uložení kulíkového šroubu (konce)	A. Vetknutí		
8.3	Dodatečná zatěžovací síla (předpětí, tepl. roztažnost...)	Fadd	0,000	[N]
8.4	Nepodepřená délka kulíkového šroubu	Ls	500,000	[mm]
8.5	Vnitřní průměr šroubu	d2	42,8563	[mm]
8.6	Vnitřní plocha šroubu	A	1442,51	[mm ²]
8.7	Kvadratický moment setrvačnosti	Ix	165587,13	[mm ⁴]
8.8	Hmotnost šroubu	m	5,662	[kg]
8.9	Průhyb (zatížení vlastní hmotností)	y _{max}	0,00052	< 0,15 [mm]
8.10 Kontrola - tah, tlak, krut				
8.11	Součet zatěžujících sil	F _{max} +F _{add}	9300,00	[N]
8.12	Kroutící moment (max.)	M _k	30,6536	[Nm]
8.13	Tahové napětí / tlakové napětí	σ	6,45	< 350 [MPa]
8.14	Napětí v krutu	τ	1,98	< 210 [MPa]
8.15	Redukované napětí	σ _{red}	7,31	< 350 [MPa]
8.16	Součinitel bezpečnosti (tah, tlak, krut)	S _{Fc}	47,91073	> 2,00 [~]
8.17 Kontrola - vzpěr				
8.18	Součinitel vzpěru	Co _{effb}	4,00	[~]
8.19	Zatěžující síla	F _{max} +F _{add}	9300,00	[N]
8.20	Mezní štíhlost (čistý tlak / plastické / pružné)	SR _{cs} /SR _c	17,3 108,8	[~]
8.21	Štíhlostní poměr	SR	30,3	
8.22	Dovolené zatížení na vzpěr	F _b	5491178,85	[N]
8.23	Součinitel bezpečnosti (vzpěr)	S _{Fb}	590,44934	> 2,00 [~]
8.24 Kontrola - Kritické otáčky				
8.25	Součinitel kritických otáček	Co _{effn_{cr}}	4,73	[~]



8.26	Dovolené otáčky	n _{crp}	60,0	[/min]
8.27	Kritické otáčky	n _{cr}	47356,8	[/min]
8.28	Poměr dovolených otáček ke kritickým otáčkám	r (n _{crp} /n _{cr})	0,00127	< 0,80
8.29 Statický součinitel bezpečnosti				
8.30	Maximální axiální zatížení	F _{max}	9300,00	[N]
8.31	Základní statická axiální únosnost C0a	C0a	139472,00	[N]
8.32	Statický součinitel bezpečnosti	SFs	15,00	> 1,4 [~]
8.37 Mazání olejem - výpočet účinnosti				
8.38	Doporučené min. množství oleje	ov	4,0	[mm ³ /min]
8.39	Pracovní teplota	T	20,0	[°C]
8.40	Typ oleje		Převodový olej	
8.41	Doporučená třída viskozity oleje (ISO)	grade	VG100	VG100
8.42	Kinematická viskozita maziva při provozní teplotě		405	[cSt]
8.43	Výpočet účinnosti		Šroub+ložisk	
8.44	Součinitel tření	f	0,00425	0,00425
8.45	Účinnost (normální provoz)	η	0,9657	[~]
8.46	Účinnost (inverzní provoz)	η _I	0,9645	[~]
?			Kapitola doplnků	

9.0 Vzorce pro výpočet: zrychlení, sil, momentů, otáček, tření ...

10.0 Návrh tabulky zatěžovacího spektra

11.0 Ekvivalentní otáčky a ekvivalentní axiální zatížení (ISO3408-5)

12.0 Výpočet základní a modifikované statické a dynamické únosnosti (ISO3408-5, ANSI B5.48)

12.1 Přenos hodnot do odstavce [3.0]

12.2 Vstupní parametry

12.3 Počet pracovních závitů (matice)

12.4 Počet nezatížených kuliček ve vratném systému

12.5 Jmenovitý průměr

12.6 Průměr kuličky

12.7 Stoupání

12.8 Roztečný průměr

12.9 Úhel stoupání

12.10 Úhel dosedu kuličky

12.11 Poměr (r_n/D_w)

12.12 Poměr (r_s/D_w)

12.13 Počet efektivně zatížených kuliček na otáčku závitu

12.14 **Základní statická axiální únosnost C0a**

12.15 Charakteristická hodnota pro výpočet základní statické únosnosti

12.16 Poloměry vzájemného zakřivení

12.17 Poloměry vzájemného zakřivení

12.18 Poloměry vzájemného zakřivení

12.19 Základní statická axiální únosnost C0a

12.20 Základní dynamická axiální únosnost Ca

12.21 Dynamická únosnost kulíkového šroubu na jeden pracovní závit

12.22 Exponent pro výpočet C_s

12.23 Dynamická únosnost hřídele kulíkového šroubu na jeden pracovní z

12.24 Dynamická únosnost kulíkové matice na jeden pracovní závit

12.25 Geometrický součinitel

12.26 Geometrický součinitel

12.27 Geometrický součinitel

12.28 Geometrický součinitel

12.29 Geometrický součinitel

12.30 Poměr C_s/C_n

12.31 Základní dynamická axiální únosnost Ca

12.32 Modifikovaná statická a dynamická axiální únosnost C0am, Cam

12.33 Tvrdost povrchu

12.34 Součinitel tvrdosti pro statickou axiální únosnost

12.35 Součinitel toleranční třídy

12.36 Modifikovaná statická axiální únosnost

12.37 Faktor tvrdosti pro dynamickou axiální únosnost

12.38 Součinitel zpracování materiálu

12.39 Modifikovaná dynamická axiální únosnost

12.40 Základní únosnost (ANSI B5.48-1977)

12.41 Základní únosnost (jmenovitá životnost 1 000 000 palců)

12.42 Základní statická únosnost (Imperial)

12.43 Jmenovitá životnost pro X palců

12.44 Únosnost pro pracovní dráhu jinou než milión palců

12.45 Základní únosnost (jmenovitá životnost 25 400 metrů)

12.46 Základní statická únosnost (Metricky)

12.47 Jmenovitá životnost pro Y metrů

12.48 Únosnost pro pracovní dráhu jinou než 25400 metrů

12.49 Přepočítání P_i na Ca

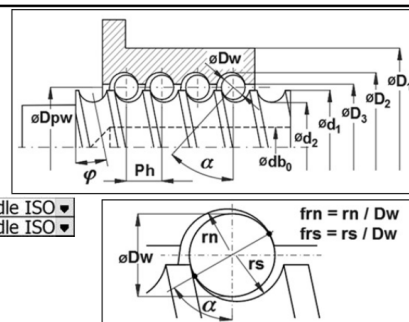
12.50 Generování tabulek kulíkových šroubů ISO a ANSI

12.51 Generování C0am a Cam do ISO tabulky

12.52 Generování Pix a Ti do ANSI tabulky

13.0 Grafický výstup, CAD systémy

i	3,00	[~]	<input checked="" type="checkbox"/>
zu	0	[~]	
d1	50,000	[mm]	
Dw	9,5250	[mm]	
Ph	20,000	[mm]	
Dpw	52,381	[mm]	<input checked="" type="checkbox"/>
φ	6,9295	[deg]	
α	45	[deg]	
frn	0,550	0,550 - Podle ISO	<input checked="" type="checkbox"/>
frs	0,550	0,550 - Podle ISO	<input checked="" type="checkbox"/>
z1	17	[~]	



k0	42,94241979	[~]
ro11,ro21	0,209973753	[1/mm]
ro12	-0,19088523	[1/mm]
ro22	0,030982162	[1/mm]
C0a	139472,2	[N]

Ci	21572,1	[N]
exp	0,86	0,86 ... ISO 34
Cs	22934,1	[N]
Cn	35811,3	[N]
fc	81,62196185	[~]
f1	7,642977396	[~]
f2	0,428704005	[~]
f3	0,64041432	[~]
gamma	0,128580209	[~]
Cs/Cn	0,64041432	[~]
Ca	55490,2	[N]

AH	654,00	[HV10]
fr0	1,00	[~]
fac	1,00	[~]
C0am	139472,2	[N]
fh	1,00	[~]
fm	1,00	[~]
Cam	55490,2	[N]

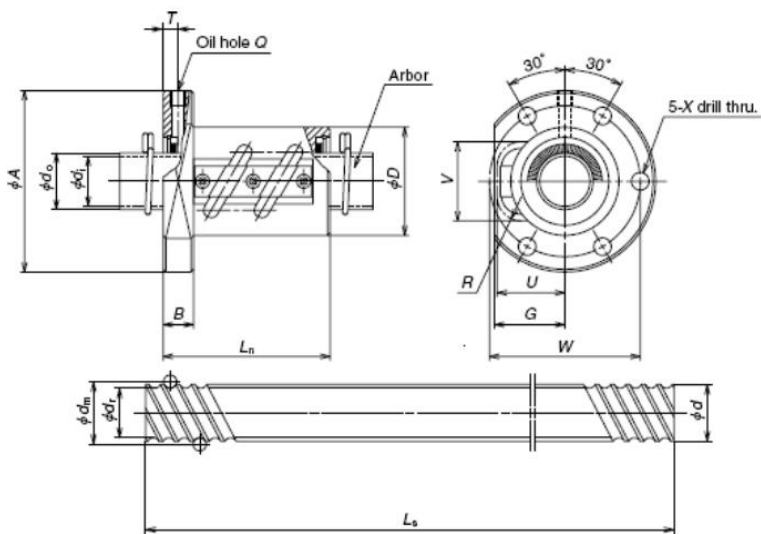
Pi	12091,8	[lbf]
Ti	71718,8	[lbf]
Liix	1 000 000	[in]
Pix	12091,8	[lbf]
Pm	53795,7	[N]
Tm	319032,1	[N]
LImy	25 400	[m]
Pmy	53795,7	[N]
Ca'	58247,7	[N]

100% OK

100% OK

PŘÍLOHA č. 3

Zvolený kuličkový šroub z katalogu NSK



Part number
RNFTL5010A7-RS5010A08SA3
Description
Rolled Ball Screws R Series

Product Attribute	Value
Ball nut type	RNFTL 5010A7
With seal	No
Screw shaft No.	RS5010A08SA3
Length of screw	800
Bearing journal opposite to drive side	S
Bearing journal drive side	A3
Support unit opposite to drive side	None
Spacer	None
Support unit drive side	None
Spacer	None
Mount support units on shaft	No
d	50
l	10
Dw	6.35
dm	51.75
dr	45
Turns x Circuits	3.5×2
Ca	59500



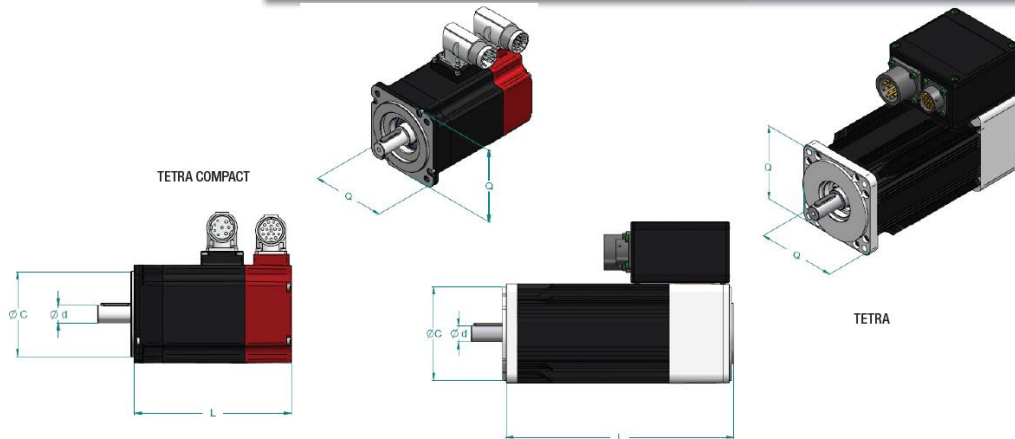
Product Attribute	Value
C0a	205000
Axial play max.	0.2
D	80
A	140
G	52
B	22
Ln	122
W	110
X	18
Q	M6×1
T	11
U	52
V	59
R	20
Mass (kg)	4.06
d0	45
di	41.8
Shaft mass/m (kg)	14.15

PŘÍLOHA č. 4

Zvolený servomotor T180 35 17 z katalogu Motor Power



TETRA - TETRA COMPACT BRUSHLESS SERVOMOTORS



Servomotor Type	Rated Output Power*	Rated Torque	Peak Torque	Rated Voltage	Rated Speed	Inertia	Weight	Brake length**	L	d	c	Q
	(W)	(Nm)	(Nm)	(V)	(rpm)	(kg cm ²)	(kg)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
TC 40 0,16	60	0,2	0,48	24 Vdc	3000	0,027	0,4	31	91	8	30	40
TC 40 0,32	100	0,32	0,96	48 Vdc	3000	0,047	0,54	31	109	8	30	40
TC 60 0,65	200	0,64	1,95	230 Vac	3000	0,13	0,85	37	111	11	50	60
TC 60 1,3	370	1,17	3,9	230 Vac	3000	0,24	1,25	37	136	14	50	60
TC 80 1,5	480	1,53	4,5	230 Vac	3000	0,64	2,25	42	128	14	70	80
TC 80 2,8	800	2,54	8,4	400 Vac	3000	1,16	3,0	42	153	19	70	80
TC 80 4 15	1068	4,0	12,0	230 Vac	3000	1,58	4,1	42	178	19	70	80
TC 100 3,2	820	2,62	11,0	230 Vac	3000	1,55	3,9	50	145	14	95	100
TC 100 5,6	1320	4,2	22,0	400 Vac	3000	2,91	5,6	50	175	19	95	100
TC 100 8	1570	5,0	33,0	400 Vac	3000	4,1	7,3	50	205	19	95	100
T 115 3	840	2,7	9,0	400 Vac	3000		4,7	50	164	14	110	115
T 115 5,2	1300	4,1	15,6	230 Vac	3000		6,2	50	189	19	110	115
T 115 7	1650	5,3	21,0	230 Vac	3000		7,5	50	214	19	110	115
T 115 9,2	2000	6,4	27,6	230 Vac	3000		8,8	50	239	19	110	115
T 115 11	2300	7,3	33,0	230 Vac	3000		9,9	50	264	19	110	115
T 142 12	2700	8,6	31,0	230 Vac	3000		13,5	60	245	24	130	142
T 142 16,5	3500	11,1	42,0	400 Vac	3000		15,5	60	275	24	130	142
T 142 21	4100	13,1	55,0	230 Vac	3000		18,5	60	305	24	130	142
T 142 25,5	5000	15,9	65,0	230 Vac	3000		20,5	60	335	24	130	142
T 180 22,5	4700	15,0	63,0	400 Vac	3000		30	60	290	28	180	190
T 180 35 17	6600	21,0	95,0	400 Vac	3000		37,5	60	350	38	180	190
T 180 47 17	8380	40,0	130,0	400 Vac	2000		45,5	60	410	38	180	190

SEE CATALOGUE

PŘÍLOHA č. 5

Zvolené ložisko 7207 BE – 2RZP z katalogu SKF



Generated from www.skf.com on 2021-04-28



7207 BE-2RZP Angular contact ball bearings, single row

Popular item

Angular contact ball bearings, single row

Bearing data

[Tolerances,](#)

Normal (metric), P6, P5, Normal (inch),

[Internal clearance,](#)

CA+CB+CC, G,

[Preload,](#)

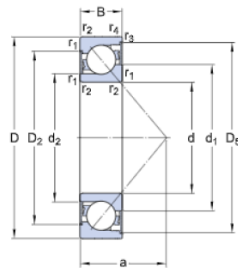
GA+GB+GC

Bearing interfaces

[Seat tolerances for standard conditions,](#)

[Tolerances and resultant fit](#)

Technical specification

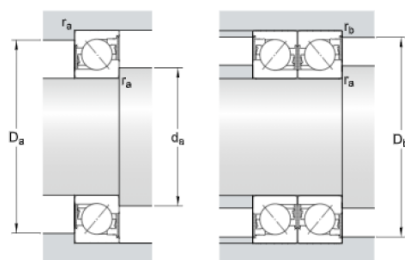


DIMENSIONS

d	35 mm
D	72 mm
B	17 mm
d ₁	≈ 49.65 mm
d ₂	≈ 41.96 mm
D ₂	≈ 59.9 mm
D ₅	≈ 65.8 mm
a	31 mm
r _{1,2}	min. 1.1 mm
r _{3,4}	min. 0.6 mm

ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	min. 42 mm
d _a	max. 49 mm
D _a	max. 65 mm
D _b	max. 67.8 mm
r _a	max. 1 mm
r _b	max. 0.6 mm





CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	29.1 kN
Basic static load rating	C_0	19 kN
Fatigue load limit	P_u	0.815 kN
Reference speed		11 000 r/min
Limiting speed		9 000 r/min
Calculation factor	A	0.007
Calculation factor	k_r	0.095
Calculation factor	e	1.14

SINGLE BEARING OR BEARING PAIR ARRANGED IN TANDEM

Calculation factor	X	0.35
Calculation factor	Y_0	0.26
Calculation factor	Y_2	0.57

BEARING PAIR ARRANGED BACK-TO-BACK OR FACE-TO-FACE

Calculation factor	X	0.57
Calculation factor	Y_0	0.52
Calculation factor	Y_1	0.55
Calculation factor	Y_2	0.93

MASS

Mass bearing		0.35 kg
--------------	--	---------

PŘÍLOHA č. 6

**CAD model navrženého řešení univerzální manipulační
traverzy**

