

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh univerzálního přepravního lože pro tělesa kontejnerů

Autor: **Bc. Ondřej VLADYKA**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.**

Akademický rok 2015/2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Ondřej VLADYKA**
Osobní číslo: **S14N0059P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh univerzálního přepravního lože pro tělesa kontejnerů**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Diplomová práce pojednává o vypracování konstrukčního návrhu univerzálního lože pro přepravu polotovarů pro výrobu těles kontejnerů, částečně opracovaných těles kontejnerů ve stavu pro aplikaci vnitřní povrchové úpravy a pro hotová tělesa kontejnerů typu CASTOR a ŠKODA pro použité jaderné palivo z reaktorů VVER 440 a VVER 1000. Cílem práce je zpracování univerzální nosné části lože pro nejhorší kombinaci zatížení (hmotnost tělesa a zrychlení dle norem pro přepravu) s kompatibilitou na určený typ dopravního prostředku. Konstrukční návrh bude dále obsahovat řešení pro zajištění kompatibility lože z různými rozměry těles kontejnerů dle typu a stavu jejich opracování.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Analýza zadaných vstupních dat a výběr nejhoršího zátěžného stavu pro pevnostní výpočet
2. Analýza geometrických rozdílů těles kontejnerů dle typu a stavu opracování tělesa
3. Konstrukční návrh univerzální nosné části lože a konstrukční návrhy řešení geometrické kompatibility s tělesy kontejnerů
4. Pevnostní výpočty metodou MKP dle určených norem pro návrh konstrukce lože
5. Technicko ekonomické zhodnocení navržené konstrukční varianty

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2. Praha: Computer Press, 2000

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Karel Gruber**
Škoda JS, a.s.

Datum zadání diplomové práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání diplomové práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




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

V Plzni dne 21. září 2015

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

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval všem, kteří mi pomohli při zpracování této diplomové práce a během celého studia. Chci poděkovat především vedoucímu diplomové práce, Doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc., za odborné vedení, cenné rady a připomínky.

Dále bych rád poděkoval konzultantovi Ing. Karlu Gruberovi a jeho kolegům z firmy Škoda JS a.s., kteří mi poskytli materiály a zkušenosti z praxe při řešení této diplomové práce. Poděkování nakonec patří mé rodině a přátelům, za jejich podporu nejen při studiu.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Vladyka	Jméno Ondřej	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh univerzálního přepravního lože pro tělesa kontejnerů		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
---------	---------	---------	-----	-------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	144	TEXTOVÁ ČÁST	82	GRAFICKÁ ČÁST	12
--------	-----	--------------	----	---------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh univerzálního lože pro přepravu tří typů těles kontejnerů, které slouží k uložení vyhořelého jaderného paliva. Lože slouží k přepravě těles kontejnerů mezi jednotlivými výrobními operacemi, od výroby polotovaru tělesa, až po finální povrchové úpravy. Práce zahrnuje geometrickou analýzu těles kontejnerů, analýzu zatížení, varianty řešení jednotlivých komponent lože, finální konstrukční návrh, analýzu MKP, technickoekonomické hodnocení a výkresy hlavních sestav.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Škoda JS a.s., Siemens NX 10, Autodesk Inventor 2015, Castor, MKP, kontejner, lože, přeprava, VVER 440, VVER 1000.

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Vladyka	Name Ondřej
FIELD OF STUDY	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Name Zdeněk
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of universal transportation rail for containers bodies	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
---------	------------------------	------------	----------------	--------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	144	TEXT PART	82	GRAPHICAL PART	12
---------	-----	-----------	----	----------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis is focused to design of universal bed for transportation of three different types of containers bodies, used to store spent nuclear fuel. The bed is used for transportation containers bodies between various production operations, from production of preform body to final finishes. Thesis includes geometrical analysis of containers bodies, load analysis, variants of the individual componenets, final design, FEA, technical and economical evaluation and dwawings of main assemblies.
KEY WORDS	Škoda JS a.s., Siemens NX 10, Autodesk Inventor 2015, Castor, FEM, container, bed, transportation, VVER 440, VVER 1000

Obsah

1. Úvod.....	12
2. Rešerše	13
2.1. APB – Plzeň a.s.....	13
2.2. Nosreti a.s.....	14
2.3. Arnold Speditions GmbH.....	15
3. Analýza geometrie kontejnerů	16
3.1. Postup výroby kontejneru a využití lože během přepravy	17
3.1.1. Odlití a hrubování těles kontejnerů Castor 440 a Castor 1000	17
3.1.2. Opracování vnitřních a vnějších ploch na finální rozměry	18
3.1.3. Hotová tělesa a sestavení obalového souboru	19
3.2. Rozměry těles kontejnerů dle typu a stavu opracování.....	19
4. Přepravní možnosti.....	21
4.1. Silniční přeprava	21
4.1.1. Rozdělení kamionových návěsů.....	21
4.1.2. Zabezpečovací zařízení nákladu.....	23
4.2. Železniční nákladní doprava	25
4.2.1. Rozdělení železničních nákladních vozů	25
4.2.2. Zabezpečovací zařízení nákladu.....	27
5. Analýza zátěžových stavů během přepravy nákladu.....	28
5.1. Síly působící na náklad během silniční přepravy	28
5.2. Síly působící na náklad během železniční přepravy	29
5.3. Výběr nejhoršího zátěžového stavu pro pevnostní výpočty	30
6. Varianty řešení hlavních částí lože.....	31
6.1. Rám lože.....	32
6.2. Umístění těles kontejnerů v loži.....	33
6.3. Podpěrná lůžka	34
6.3.1. Podpěrná lůžka svařená k rámu lože	34
6.3.2. Podpěrná lůžka šroubovaná k rámu	35
6.3.3. Podpěrná lůžka dle typu konstrukce.....	36
6.4. Osové zarážky	37
6.4.1 Osové zarážky šroubované k podlaze lože.....	37
6.4.2 Osové zarážky s výsuvnými profily	38
6.4.3 Osové zarážky s výsuvnými šrouby	39

7. Varianty celkového řešení lože	41
7.1 Varianta A	41
7.2 Varianta B	42
7.3 Varianta C	43
7.4 Kompatibilita univerzálního lože pro určené typy dopravních prostředků.....	44
8. Konstrukční návrh univerzálního lože	45
8.1. Rám lože.....	45
8.1.1 Konstrukční řešení rámu lože.....	45
8.1.2 Možnosti uchycení k dopravnímu prostředku – vázací body.....	46
8.2. Podpěrná lůžka lože	50
8.2.1 Určení nejvyššího zatížení působící na lůžka	52
8.2.2 Výpočet šroubů lůžek.....	54
8.3. Osové zarážky lože.....	58
8.3.1. Dimenzování osových zarážek.....	58
9. Výpočetní řešení metodou konečných prvků	63
9.1 Výpočtové modely pro MKP	64
9.2 Deformační kontrola jednotlivých řešení	66
9.2.1 Deformační kontrola rámu lože – směr y	66
9.2.2 Deformační kontrola osových zarážky – směr x	67
9.2.3 Deformační kontrola podpěrných lůžek – směr x	68
9.3 Pevnostní kontrola jednotlivých řešení	69
9.3.1 Pevnostní kontrola rámu lože	69
9.3.2 Pevnostní kontrola osových zarážky	70
9.3.3 Pevnostní kontrola podpěrných lůžek	71
9.3.4 Kontrola šroubových spojení	72
9.3.5 Tlak kontaktních ploch v místě šroubů	73
9.4 Pevnostní a deformační kontrola finálního řešení.....	74
10. Technickoekonomické hodnocení a závěr	77
11. Literatura	79
11.1. Knižní publikace	79
11.2. Publikace na internetu	79
Seznam obrázků	80
Seznam tabulek	82
Seznam příloh.....	82
PŘÍLOHA č. 1	83

PŘÍLOHA č. 2.....	126
PŘÍLOHA č. 3.....	132

Přehled použitých zkratk a symbolů

OS	Obalový soubor
MKP	Metoda konečných prvků
ČSN	Česká státní norma
EN	Evropská norma
DIN	Deutsche Industrie-Norm (Německá národní norma)
ISO organizace pro normalizaci)	International Organization for Standardization (mezinárodní)
3D	Trojdimenzionální
PEEK	Polyetheretherketone
PMMA	Polymethylmethakrylát

1. Úvod

Tématem diplomové práce je konstrukční návrh univerzálního přepravního lože pro tělesa tří různých typů těles kontejnerů, které slouží k bezpečnému uložení vyhořelého jaderného paliva. Práce byla zadána firmou Škoda JS a.s. Cílem je vytvoření vlastního konstrukčního řešení univerzálního lože pro přepravu vždy jednoho z těles kontejnerů typu CASTOR 440/84M, ŠKODA 1000/19 a CASTOR 1000/19.

Tělesa kontejnerů se liší zejména rozměry, hmotnostmi, počtem a typem palivových článků, které se do nich ukládají. Rozměry těles kontejnerů se liší dle typu (440 a 1000) a stavu jejich opracování (od výroby polotovaru tělesa až po finální povrchové úpravy). Protože některé technologické operace nejsou prováděny ve firmě Škoda JS a.s., bude lože sloužit především k přepravě těles kontejnerů mezi jednotlivými výrobními úseky.

Lože bude sloužit k přepravě těles kontejnerů Castor 440 a Castor 1000 po technologické operaci odlití a hrubování. Dále bude sloužit k převozu hotových těles kontejnerů Castor 440, Castor 1000 a Škoda 1000 po dokončovacím obrábění a nakonec k převozu těles kontejnerů po aplikaci vnitřní povrchové úpravy. Lože nebude sloužit k převozu polotovarů tělesa kontejneru Škoda 1000, hotových sestav kontejnerů (obalových souborů) ani k převozu kontejnerů obsahující vyhořelé jaderné palivo.

Dopravním prostředkem byl po konzultaci s firmou Škoda JS a.s. určen kamion a vlak. Z toho důvodu je třeba vhodně určit upevnění lože k ložné ploše obou dopravních prostředků. Dle dopravního prostředku a jejich norem pro přepravu nákladu, je třeba určit nejhorší možné zatížení působící na náklad během přepravy (tíha tělesa kontejneru + setrvačné síly) a provést pevnostní výpočet lože.

Vzhledem k předchozím požadavkům bylo navrženo několik možných variant konstrukčního řešení hlavních částí přepravního lože, z něhož bylo vybráno optimální řešení. To bylo detailně rozpracováno a výstupem práce jsou 3D modely a čtyři výkresy sestav a podsestav univerzálního lože. Všechny modely a výkresy byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2015 a pevnostní analýza pomocí MKP byla provedena v programu Siemens NX 10. Na závěr práce bylo provedeno technickoekonomické hodnocení vybraného řešení.

2. Rešerše

V této části práce jsou představeny možnosti firem, které se specializují na problematiku přepravy nadrozměrných a těžkých nákladů. Silniční kamionovou přepravu zajišťují firmy APB – Plzeň a.s. a Nosreti a.s. Obě uvedené firmy využívají k přepravě několik typů návěsů.

2.1. APB – Plzeň a.s.

Tato firma se sídlem v Plzni se zabývá komplexními službami v kategorii zemních prací, stavebních prací, demolicí, dopravou a přepravou nákladů, dle požadavků zákazníka. Firma provádí stavební práce pozemní i vodohospodářské, ale specializuje především na stavby dopravní jako je, výstavba silnic a dálnic, výstavba zpevněných ploch, cyklostezek a výstavba i opravy tramvajových tratí. [5]

Pro Škoda JS tato firma řeší přepravu těžkých a velmi rozměrných výrobků v oblasti jaderného strojírenství. Díky technice, kterou má firma APB k dispozici, je možné převážet výrobky velkých rozměrů a o hmotnosti řádově ve stovkách tun. Firma se specializuje na silniční přepravu vozidel, ocelových konstrukcí, strojních součástí, objemových nádrží, sypkých materiálů jako je písek, suť nebo zemina. [5]



Obrázek 1 – Přeprava mostní konstrukce firmou APB [5]

2.2. Nosreti a.s.

Další firma se sídlem v Ostravě se specializuje především na přepravu těžkých a nadrozměrných nákladů po území celé Evropy. Kromě toho se firma zabývá prodejem a servisem chladicí techniky, gastro techniky a tepelných čerpadel. Nosreti se, stejně jako firma APB, zabývá silniční přepravou nákladu až do hmotnosti 800 tun. Firma Nosreti zabezpečuje přepravu mostů, nosníků a dalších konstrukcí. Dále nabízí přepravu nádrží, sil, reaktorů, transformátorů, generátorů a rozměrných strojních součástí a strojů. [6]

Firma si sama zajišťuje vhodný dopravní prostředek podle typu převáženého nákladu, jeho velikosti a hmotnosti. Dále tato firma zmapuje terén, určí nejvýhodnější trasu a zajistí veškerá povolení k provedení úkolu. Je nutné, aby firma zajistila technický doprovod, je-li k tomu nezbytný. [6]

Většinou se tak děje při překročení některého z následujících parametrů:

- Délka < 23000 mm
- Šířka < 3200 mm
- Výška < 4500 mm
- Hmotnosti < 50000 kg



Obrázek 2 – Přeprava nadrozměrného nákladu firmou Nosreti a.s. [6]

2.3. Arnold Speditions GmbH

Arnold Speditions GmbH je německá firma, která se specializuje na mezinárodní přepravu po celém světě. Nabízí velkou škálu služeb jako je realizace těžké přepravy, přeprava kompletních nákladů, skladování a překládku, námořní přepravu, silniční přepravu, leteckou přepravu, železniční přepravu a balení převáženého zboží. [15]

Pro firmu Škoda JS a.s. zařizuje firma Arnold železniční přepravu převážně pro hotové sestavy kontejnerů, které ovšem neobsahují vyhořelé jaderné palivo. Firma Arnold sama vybere optimální železniční návěs, na který vhodným způsobem připevní lože, a zajistí v něm těleso kontejneru či hotovou sestavu obalového souboru.

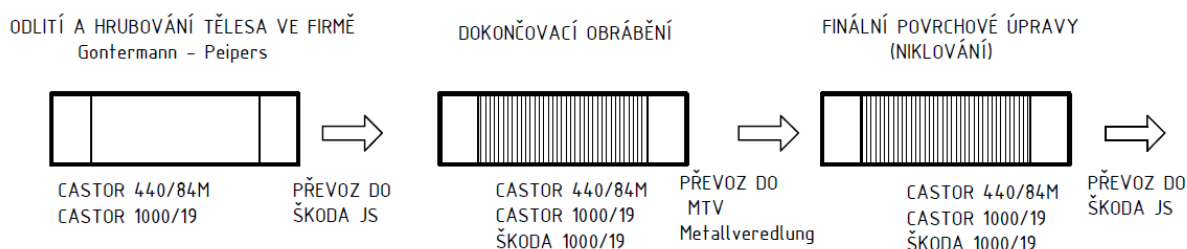


Obrázek 3 – Železniční přeprava firmy Arnold Speditions GmbH [15]

3. Analýza geometrie kontejnerů

Tato část diplomové práce je zaměřena na rozměrové rozdíly kontejnerů typu 440 a typů 1000, které jsou důležité pro optimální volbu konstrukce rámu lože a dalších komponent, jako jsou podpěrná lůžka a osově zarážky, které slouží k zajištění těles kontejnerů proti posuvu v loži, vlivem působení podélných, příčných i svislých setrvačných sil, které vznikají během přepravy.

Geometrie všech typů kontejnerů se mění i během jednotlivých technologických operací. Nejprve je důležité určit, jaké technologické operace všechny typy těles kontejnerů podstoupí a v jakém stavu se budou pomocí univerzálního lože převážet. Schéma na obrázku 4 ukazuje proces výroby obalových souborů typu Castor 440, Castor 1000 a Škoda 1000. K převozu těles kontejnerů mezi fabrikami se využije silničního či železničního dopravního prostředku.



Obrázek 4 – Schéma procesu výroby kontejneru

Na obrázku 4 je vidět, že těleso kontejneru Škoda 1000 se převáží pomocí lože až po dokončovací obrábění. Je to proto, že se tento typ tělesa kontejneru vyrábí jiným způsobem než tělesa kontejnerů typu Castor.

Zatímco polotovary typu Castor jsou jednodílné odlitky, které se vyrobí a následně hrubují v německé firmě Gontermann-Peipers a.s., tak polotovary pro těleso kontejneru Škoda jsou dva válcové výkovky, které se k sobě svaří ve firmě Škoda JS a po té se obrobí jejich vnitřní a vnější plochy, jako u těles Castor. K převozu výkovků není třeba univerzálního lože a polotovary tělesa kontejneru Škoda se převezou na finální obráběcí operace jiným způsobem.

Využití lože při těchto operacích:

- 1) Přeprava těles kontejnerů Castor 440 a Castor 1000 po operacích odlití a hrubování na dokončovací obrábění.
- 2) Přeprava těles kontejnerů typu Castor 440, Castor 1000 a Škoda 1000 po dokončovací obrábění na finální povrchovou úpravu (niklování).
- 3) Přeprava těles kontejnerů typu Castor 440, Castor 1000 a Škoda 1000 po niklování na tvorbu finální sestavy obalových souborů.

3.1. Postup výroby kontejneru a využití lože během přepravy

Jak již bylo zmíněno, lože bude sloužit k přepravě těles kontejnerů mezi jednotlivými výrobními operacemi. Ve všech případech přepravy bude lože upevněno na ložné ploše dopravního prostředku buď nerozebíratelným spojem (svary), nebo rozebíratelnými spoji (šrouby, řetězy, atd.). Jakým způsobem bude lože na návěs dopravního prostředku upevněno, je popsáno v kapitole 7.4.

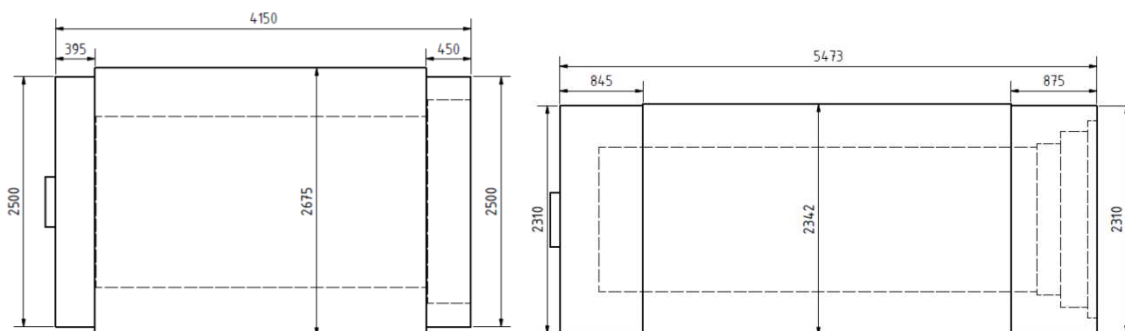
V následujících podkapitolách jsou uvedeny výrobní procesy a způsoby přepravy těles kontejnerů typu Castor a Škoda pomocí univerzálního lože.



Obrázek 5 – Castor 440 při přepravě speciálním vagónem [4]

3.1.1. Odlití a hrubování těles kontejnerů Castor 440 a Castor 1000

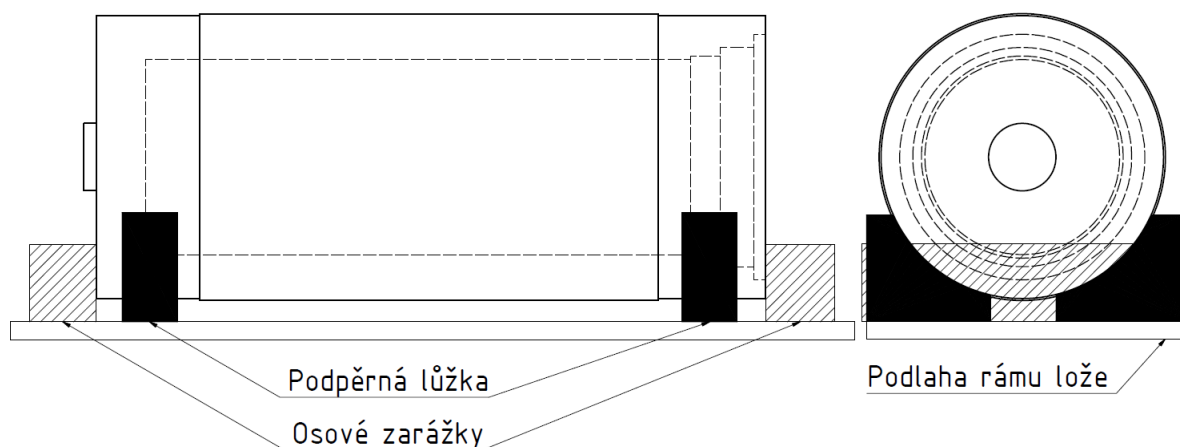
Odlití a následné hrubování těles kontejnerů typu Castor provádí pro Škoda JS a.s. německá firma Gontermann - Peipers a.s. Na obrázku 6 jsou zobrazeny oba typy kontejnerů Castor (440 a 1000) s rozměry po hrubování. Oba výkresy se základními rozměry, se nachází v příloze 2. Krajiní vnější válcové plochy slouží k podepření kontejneru v loži. Těleso kontejneru se spustí do podpěrných lůžek, které jsou, dle délky a průměru převáženého typu tělesa kontejneru, v loži vhodně umístěny. Na střední vnější válcové části tělesa bude, během dokončovacího obrábění, vytvořeno žebrování, které slouží pro odvod tepla z vnitřku obalového souboru při uložení vyhořelého paliva.



Obrázek 6 – Tělesa Castor 440 (vlevo) a Castor 1000 (vpravo) po odlití a hrubování

Hrubování se provádí na vnitřních i vnějších plochách jak čelních, tak válcových. Přídavek na dokončovací obrábění jako je soustružení, frézování, broušení, hloubkové vrtání a vyvrtávání se pohybuje v rozmezí cca 5–15 mm na plochu, dle typu kontejneru. Na spodní čelní ploše se nachází otvor pro upnutí tělesa do hrotu soustruhu.

Po hrubování se těleso přenesse pomocí halového jeřábu s popruhy do lože, které je předem ukotveno na nákladní ploše silničního nebo železničního návěsu. Po spuštění tělesa kontejneru do podpěrných lůžek, se těleso musí ještě zajistit proti pohybu ve směru jízdy (podél osy tělesa kontejneru). K tomu slouží osově zarážky. Ty budou opřeny z obou stran tělesa kontejneru o čelní plochy a v loži patřičně zajištěny. Osově zarážky by měli přenést zatížení ve směru jízdy do rámu univerzálního lože. Na obrázku 7 je zobrazeno jednoduché schéma rozmístění podpěr a osových zarážek pro kontejner Castor 1000. Musí být zajištěno to, aby podpěrná lůžka i osově zarážky byly patřičně rozmístěny i pro kratší kontejner Castor 440, který má zároveň větší průměr. Tělesa typu Castor se tímto způsobem převezou do firmy Škoda JS na další obráběcí operace.



Obrázek 7 – Schéma základních komponent univerzálního lože

3.1.2. Opracování vnitřních a vnějších ploch na finální rozměry

Hrubovaná tělesa typu Castor se vykládají z lože uvnitř haly pomocí jeřábu s popruhy. Těleso kontejneru typu Škoda 1000 se svaří a po té projde stejnými dokončovacími obráběcími operacemi, jako tělesa typu Castor. Tj. soustružení vnějších a vnitřních válcových ploch na finální rozměry, které jsou zobrazeny na obrázcích v příloze 2.

Po soustružení se vyfrézují rovinné plochy s otvory, do kterých se ve finále přimontují závěsné čepy. Počet otvorů pro čepy se liší dle typu kontejneru. Na závěr následuje hluboké vrtání děr a to ze spodní i horní strany tělesa kontejneru. Otvory ze spodní strany dosahují délky několika metrů. Takto opracované těleso obalového souboru se připraví na převoz do Německa na niklování. Předtím než se těleso přesune na dopravní prostředek s ložem, se musí patřičně zabalit, aby nedošlo k navlhnutí jeho vnitřních ploch, zejména pak otvorů a tím nedošlo k nekvalitnímu nanesení niklu. Proto se do vnitřku kontejneru vloží igelitové fólie a k čelním plochám se přišroubují desky z dřevotřísky kvůli utěsnění. Niklování kontejneru se provádí v další německé firmě MTV Metallveredlung GmH & CO. KG. (Dále jen MTV).

3.1.3. Hotová tělesa a sestavení obalového souboru

Po niklování ve firmě MTV se přepraví těleso kontejneru, pomocí univerzálního lože, zpět do firmy Škoda JS a.s. Zde se vytvoří finální produkt. Jedná se o sestavu tělesa kontejneru, ke kterému jsou přišroubovány závěsné čepy pro manipulaci uvnitř elektráren. Ze spodní strany se do otvorů vloží tyče z polyetylenu, které zachycují případné zbytkové jaderné zařízení, a z obou stran se přišroubuje série ocelových desek, které slouží k hermetickému uzavření náplně kontejneru.

Každý obalový soubor se liší počtem závěsných čepů a jejich umístěním. Castor 440 má na obou stranách pouze dva válcové čepy (neotočné). Škoda 1000 a Castor 1000 má na jedné straně čtyři čepy (neotočné). Na druhé straně má dva čepy (otočné), určené pro změnu polohy kontejneru z horizontální na vertikální (a opačně) ve firmě Škoda JS a elektrárnách Temelín a Dukovany.

Jak již bylo zmíněno, kontejnery typu 1000 jsou určeny pro vyhořelé jaderné palivo z jaderných elektráren typu VVER 1000 (elektrárna Temelín) a kontejner typu 440 pro vyhořelé jaderné palivo pro elektrárny VVER 440 (elektrárna Dukovany). Dále bylo zmíněno, že lože neslouží pro převoz hotových sestav kontejnerů a kontejnerů, ve kterých je již uloženo vyhořelé jaderné palivo. Pro tento převoz jsou určeny speciální vagóny, které jsou konstruovány s přihlédnutím k normám pro převoz nebezpečného materiálu. Pokud by univerzální lože bylo určeno pro převoz nebezpečného jaderného odpadu, muselo by podstoupit sérii bezpečnostních testů. Univerzální lože, v rámci této diplomové práce, je konstruováno a dimenzováno s přihlédnutím k normám, které se zabývají pouze přepravou nadrozměrného a těžkého nákladu.

3.2. Rozměry těles kontejnerů dle typu a stavu opracování

Rozměry těles kontejnerů ukazuje tabulka 1 a 2. Dle zadání práce musí být lože pro přepravu kompatibilní pro všechny typy těles kontejnerů. Jedná se především o změny délek a změny průměrů v místě podpěr lože.

		Podpěrná plocha u dna kontejneru	Podpěrná plocha u víka kontejneru	Žebrovaná část
Technologická operace	Typ kontejneru	A [mm]	B [mm]	C [mm]
Po odlití + hrubování	Castor 440	395	450	3305
	Castor 1000	845	875	3753
Po soustružení + frézování	Castor 440	400	463,5	3277
	Škoda 1000	855	865	3757
	Castor 1000	845	875	3747

Tabulka 1 – Hlavní rozměry těles kontejnerů (1. část)

		Celková délka kontejneru	Průměr podpěrných částí	Průměr žebrované části	Hmotnost kontejneru
Technologická operace	Typ kontejneru	D [mm]	ØD_1 [mm]	ØD_2 [mm]	m [kg]
Po odlití + hrubování	Castor 440/84M	4150	2500	2675	98700
	Castor 1000/19	5473	2310	2342	101400
Po soustružení + frézování	Castor 440/84M	4140,5	2480	2660	72000
	Škoda 1000/19	5477	2292	2341	81000
	Castor 1000/19	5467	2292	2332	80400

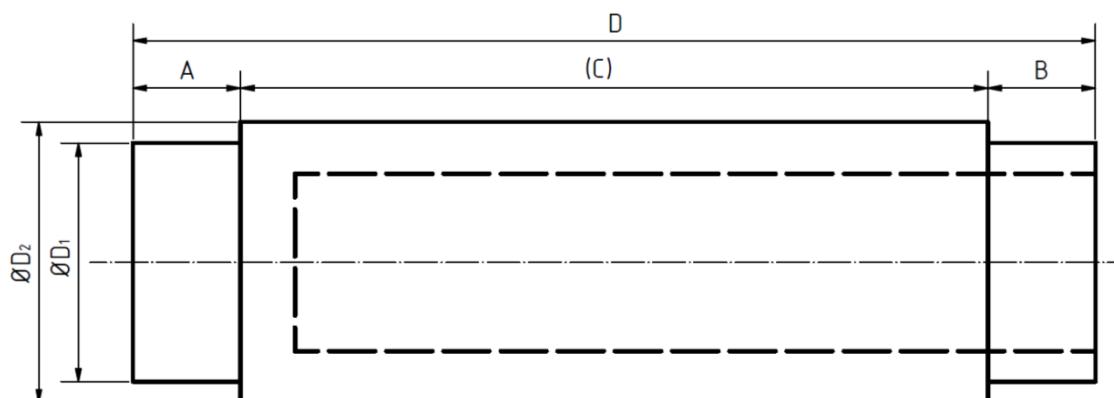
Tabulka 2 – Hlavní rozměry těles kontejnerů (2. část)

Schéma tělesa kontejneru se základními rozměry, je na obrázku 8. Tyto parametry jsou klíčové pro správný návrh nosné části lože. Pro podpěrná lůžka je důležitý rozměr ØD_1 [mm]. Jak je vidět z tabulky 2, průměr podpěrných ploch tělesa Castor 1000, ve stavu po hrubování, je 2310 mm a průměr tělesa Castor 440 je 2500 mm. Oba kontejnery se tedy v průměru liší o 190 mm. Tento rozdíl není zanedbatelný, a proto musí být podpěrná lůžka uzpůsobena, jak pro průměr tělesa 440, tak pro průměr tělesa 1000.

Rozdíl průměrů podpěrných částí (ØD_1) po hrubování a po dokončovacím obrábění se liší u tělesa Castor 440 o 20mm, u tělesa kontejneru Castor 1000 o 18mm. Tyto rozdíly jsou nepatrné a vzhledem k tomu není potřeba podpěrná lůžka upravovat.

Rozdíl celkových délek (D) těles kontejnerů Castor po hrubování a po dokončovacím obrábění se také liší. Castor 440 je před finálním obráběním delší o 10,5mm. Castor 1000 je před finálním obráběním delší o 6mm. Osová zarážka musí být o tyto rozdíly snadno přestavitelná, v podélném směru, aby byla v kontaktu s čelní plochou těles kontejnerů.

Dále je třeba vzít v úvahu celkové délky obou kontejnerů. Z tabulky 2 je patrné, že rozdíl v délkách mezi tělesy Castor 440 a Castor 1000 je přibližně 1320 mm. Vzhledem k těmto rozdílům je nutné přestavení podpěrných lůžek a osových zarážek v loži, v podélném směru. Dále je patrné, že těleso kontejneru Škoda 1000 se od typu Castor 1000 liší pouze délkou, jejíž rozdíl činí přibližně 10 mm a průměrem žebrované části také o 10 mm, zatímco průměry podpěrných částí jsou totožné.



Obrázek 8 – Schéma tělesa kontejneru se základními rozměry

4. Přepravní možnosti

V úvodní části bylo zmíněno, že po konzultaci s firmou Škoda JS a.s., byly zvoleny dva typy dopravních prostředků pro transport kontejnerů.

- a) Silniční přeprava kamionem
- b) Železniční přeprava nákladním vlakem

Tyto typy vozidel mají různé požadavky a možnosti přepravy nákladu, které jsou dány normami a směrnicemi. Proto je třeba před návrhem lože vzít v úvahu možnosti těchto dopravních prostředků, možnosti fixace lože k jejich konstrukci a správné uložení převáženého výrobku v loži.

4.1. Silniční přeprava

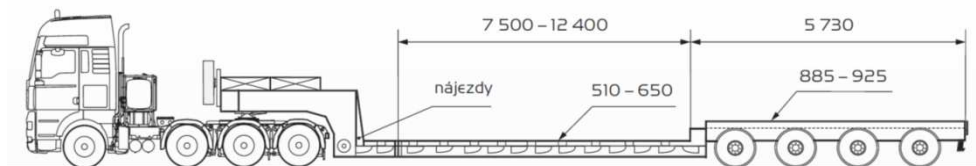
Tuto možnost přepravy těžkých strojírenských součástí zajišťují firmy uvedené v kapitole 2. Jedná se o jeden z nejobvyklejších způsobů přepravy nákladu na území České republiky. Po celý zbytek této podkapitoly se bude probírat silniční kamionová doprava a její přepravní možnosti.

4.1.1. Rozdělení kamionových návěsů

V praxi existuje několik typů kamionových návěsů. Každý z nich je uzpůsoben na určitý druh převáženého zboží. Zejména tak záleží na délce, šířce, výšce a hmotnosti převáženého produktu. Všechny typy mají možnost teleskopického vysunutí ložné plochy. Přepravní společnosti ABP i Nosreti využívají kamionové návěsy od firem Goldhofer a Nootboom.

Hlubinné

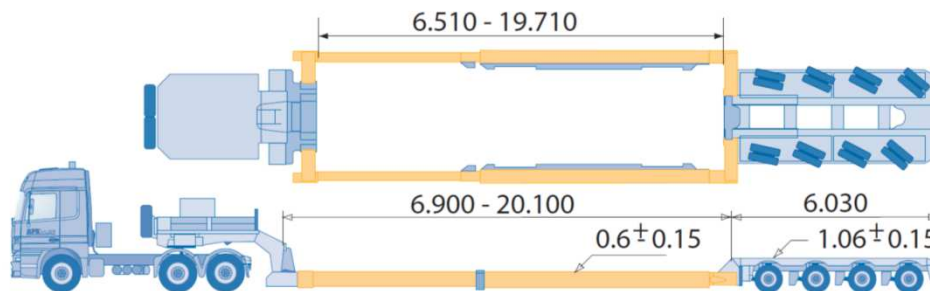
Charakteristickým znakem těchto návěsů je nízko posazená ložná plocha a to ve výšce 60 mm nad vozovkou. Vzhledem k tomu se tento typ hodí pro přepravu vysokých nákladů. Dopravci tento typ návěsu často využívají při přepravě pásových i kolových stavebních mechanismů, strojů, strojních částí a nádrží. Pro umístění nákladu se dá využít i plochy nad nákolím. Hlubinné návěsy se vyrábí v několika variantách, které se liší svou nosností, počtem náprav a os a možnou délkou převáženého nákladu. [6]



Obrázek 9 – Teleskopický hlubinný návěs Goldhofer STZ-V 4- 45/80A [6]

Rámové

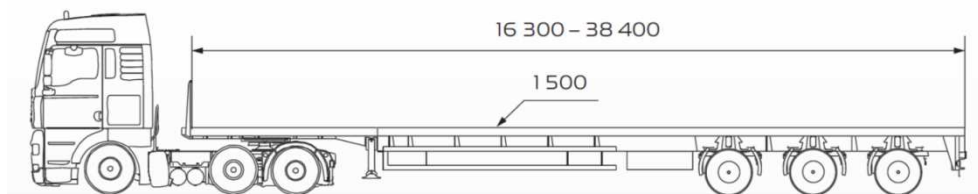
Tento typ podvalníků se používá k transportu vysokých nákladů, nebo nákladů, které lze umístit vně rámu. Boční i podélné nosné rámy jsou teleskopicky posuvné, čímž umožňují vytvoření ložného prostoru přesně podle požadovaného rozměru nákladu. Výškové vyrovnání pomáhá při překonávání terénních nerovností, nebo snížených míst na trase transportu. Všechny nápravy jsou říditelné pomocí dálkového ovládání. Uvedený typ podvalníku je navržen pro přepravu objemových nádrží, tanků, sil, ale i stavebních strojů, ocelových konstrukcí, nebo skříňových těles.[5]



Obrázek 10 – Rámový návěs Goldhofer STZ VKL 4 [5]

Plošinové

Neboli rovinné návěsy slouží pro přepravu nákladů charakteristických svou délkou. Ložnou plochu je možno podle potřeby teleskopickým mechanismem až několikanásobně prodloužit. Při transportu břemen se prostřednictvím hydraulických teleskopických mechanismů nastaví ideální potřebná délka podvalníku. Takto lze optimalizovat statické poměry konstrukce ložné plochy a maximalizovat únosnost podvalníku.[6]



Obrázek 11 – Teleskopický plošinový návěs Goldhofer SPZ-DL-3-37/80 [6]

Speciální

Speciální návěsy jsou vyráběny a dále upraveny přesně pro jeden typ výrobku. Příkladně se může jednat o přepravu kolových a kolejových vozidel. U kolejových vozidel je možnost rychlého naložení a složení vozidla přímo na koleje hydraulickým navíjecím zařízením bez nutnosti použití jeřábu. Ložná plocha těchto návěsů lze upravit délkově a lze nastavit šířku kolejnic umožňujících transport veškerých kolejových vozidel (tramvaje, vlaky). Návěsy pro kolová vozidla lze použít převážně pro vozidla hromadné dopravy. Taktéž lze nastavit délka ložné plochy. Prohlubně v loži slouží pro bezpečný a pohodlný převoz kolových vozidel.[5]



Obrázek 12 – Speciální návěs pro transportaci kolových vozidel [5]

4.1.2. Zabezpečovací zařízení nákladu

V silniční dopravě se používá mnoho prostředků k zabezpečení nákladu během jízdy. Nejčastěji se používá popruhů a řetězů. Pro určité druhy nákladu je výhodné použít ocelová drátěná lana.

Přivazovací popruhy

Norma EN 12 195–2 popisuje přivazovací popruhy ze syntetických vláken. Mohou být konstruovány jako jeden celek, nebo se skládat ze dvou částí. Nejčastěji mají ráčnový systém k napnutí vázacího prostředku buď tahem, nebo tlakem na rukojeť ráčny. Ráčna musí být při přepravě vždy zajištěna. Na konci vázacího prostředku mohou být různé druhy háků nebo kruhů pro řádné připevnění vázacího prostředku k vázacím bodům na vozidle nebo na nákladu. [3]

Popruhy se dělí především dle materiálu a tím i dle hodnoty normalizované napínací síly (STF). Je to napínací síla ve vázacím prostředku po napnutí ruční silou SHF 50daN, když je vázací prostředek napínán lineárně mezi dvěma body. Informace o materiálu, maximální přípustné síly a únosností jsou uvedeny na štítku popruhu. [3]



Obrázek 13 – Přivazovací popruhy s ráčnou [11]

Řetězy

Norma EN 12 195–3 popisuje řetězy, které lze použít pro přivazování nákladů v silniční dopravě. Jsou to nejčastěji řetězy s krátkými články se speciálními háky nebo kruhy, které se dají připevnit k vozidlu a nákladu. Řetěz je vybaven speciálním napínacím prostředkem. Jedná se o napínací prostředek typu ráčny nebo přítužné matice. Řetězy, stejně tak jako napínací popruhy, musí být vybaveny štítkem s uvedenou hodnotou maximální únosnosti (LC). Na obrázku 14 jsou uvedeny hodnoty jmenovitého průměru řetězu vzhledem k přivazovací únosnosti. [3]

Řetězy se hodí ke spojení vázacích bodů vozidla s nákladem, kde se řetěz nedotýká žádných jiných částí. Případně se řetěz dotýká hran vozidla nebo hran výrobku. [3]

Jmenovitý průměr řetězu v mm	Přivazovací únosnost v daN
6	2 200
7	3 000
8	4 000
9	5 000
10	6 300
11	7 500
13	10 000
16	16 000
18	20 000
20	25 000
22	30 000

Obrázek 14 – Únosnost přivazovacího řetězu vzhledem k průměru řetězu [3]

Ocelová drátěná lana

Norma EN 12195–4 popisuje ocelová drátěná lana pro přivazování nákladu. Drátěná lana se napínají pomocí navijáku, který je umístěn na přepravním vozidlu. Dále se místo navijáku používají samostatné napínače typu ráčna nebo krátké přivazovací popruhy s ráčnovým napínačem. Drátová lana jsou vhodná pro zabezpečení ocelových stavebních rohoží. Hodnotu maximálního přípustného zatížení udává výrobce lan. [3]

Vybavení pro zvýšení tření

Kromě přivazovacích prostředků se dá náklad zajistit pomocí vysokého třecího účinku mezi převáženým materiálem a ložnou plochou, či pomocného zařízení pro převoz. Existuje spousta druhů pro zvýšení tření, jako je nátěr ložné plochy, gumové protiskluzové rohože či protiskluzové archy. Gumové rohože v kombinaci s jakýmkoliv jiným materiálem vyvodí tření s koeficientem 0,6. V případě, že styčné plochy jsou v kontaktu se sněhem, ledem, tukem, a olejem dochází ke snížení třecí hodnoty. [3]

Dále se používají materiály typu pěny, pod náklady na paletách nebo mezi paletami. Za ideálních podmínek může být součinitel tření s některými materiály až 0,8. [3]

Archy jsou protiskluzové materiály na bázi papíru, který je pokryt silikonovým, polyuretanovým nebo jiným nátěrem s vysokým koeficientem tření. Archy se nejčastěji vkládají mezi vrstvy zboží na paletách. Také slouží pro přepravu balíků. Jsou k dispozici od velmi tenkých variant až po varianty z tlustého vlnitého kartonu a měli by být voleny s ohledem na setrvačné síly, které mívají tendenci tyto archy roztrhnout. [3]

Blokovací tyče

Tyče jsou určeny pro namontování přímo do vozidla a to buď svisle mezi ložnou plochu a střechnu, nebo vodorovně mezi oběma bočními stěnami. Blokovací tyče novější generace se upevňují do otvorů ve vozidle. Jelikož žádné normalizované rozměry pro otvory neexistují, blokovací tyče se dodávají spolu s vozidlem a s osvědčením, kde je blokovací kapacita uvedena (200daN – 2000daN). [3]



Obrázek 15 – Blokovací tyče kamionu [3]

Výplňové materiály

Účinné zabezpečení nákladu blokováním vyžaduje těsné uložení nákladových jednotek jak vůči blokovacím úchytům přepravního prostředku, tak mezi jednotlivými nákladovými jednotkami navzájem. Pokud náklad nevyplňuje prostor mezi bočnicemi a čelními stěnami není zabezpečen ani jinak, musí být mezery vyplněny výplňovým materiálem, který vytvoří tlačné síly zajišťující uspokojivé zablokování nákladu. Tyto přítlačné síly musí být úměrné celkové hmotnosti nákladu. [3]

Blokovací zabezpečovací prvky

Jedná se především o blokovací klíny, které se používají u výrobků, u kterých může dojít k valení. Klíny by měli mít úhel přibližně 37° , aby zabránily valivému pohybu ve směru vpřed, a úhel 30° , aby zabránily valivému pohybu bočním směrem, nebo směrem dozadu. Klíny by se měly dotýkat válcového předmětu šikmou rovinou a měli by být připevněny k ložné ploše, aby nedošlo vlivem sil k odsunutí klínu. [3]

Blokování nákladu může být dosaženo také přímo pomocí tvaru ložné plochy ve specializovaných vozech. Zejména tak u přepravy kolových vozidel, či přepravy plechových svitků, jsou v nákladním prostoru vytvořeny prohlubně pro ukotvení nákladu. [3]



Obrázek 16 – Přeprava svitku pomocí specializovaného vozu a popruhů [8]

4.2. Železniční nákladní doprava

Veškeré informace byly nalezeny v knize: Průvodce nákladní přepravou Českých drah – 9. Uložení a zajištění nákladu v železničních nákladních vozech.

4.2.1. Rozdělení železničních nákladních vozů

V průvodci nákladní přepravou Českých drah byly nalezeny informace, které se týkají možností přepravy nákladů vzhledem jejich k délce a hmotnosti.

Kryté vozy

Základní označení vozů G a H jsou určeny pro přepravu kusového zboží, zboží na paletách, nebo zboží volně loženého, které musí být chráněno před povětrnostními vlivy. Tyto typy vozů přepravují náklad o hmotnostech 14,4 - 60 tun. Dále mezi kryté vozy patří typ T, které má otevíratelnou/odklápěcí střechu. Tento typ se hodí především pro přepravu sypkého materiálu do 56 tun. Poslední typ krytého vozu má označení I a slouží k přepravě potravinářských výrobků. Chlazení ložného prostoru vozu se provádí ledem umístěným do zásobníku vozu. [10]



Obrázek 17 – Model krytého vozu [9]

Vysokostěnné vozy

Základní označení vozů E jsou určeny pro přepravu volně loženého sypkého zboží hromadné povahy a kusového zboží, které nemusí být chráněno povětrnostními vlivy. Vozy s označením F jsou výsypné vozy, tj. otevřené vozy pro přepravu volně loženého sypkého zboží hromadné povahy (uhlí, koks, štěrk, písek, vápenec atd.). Konstrukce těchto vozů umožňuje nakládku sypáním shora a vykládku vlastní gravitací zboží s pneumatickým nebo ručním ovládním výsypných klapek.[10]



Obrázek 18 – Model vysokostěnného vozu [7]

Nízkostěnné vozy

Základní označení K, O, R jsou určeny pro přepravu kusového zboží, které nemusí být chráněno před povětrnostními vlivy, objemových nebo dlouhých zásilek, silničních vozidel. Možnost nakládky a vykládky vysokozdvížným vozíkem, objemných předmětů jeřábem nebo nakladačem.[10]



Obrázek 19 – Model nízkostěnného vozu [9]

Plošinné vozy

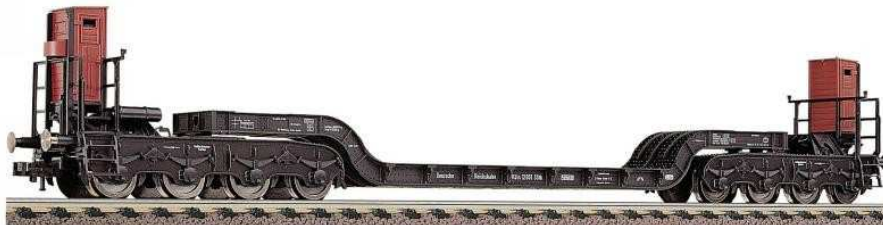
Základní označení L, S jsou určeny pro přepravu kusového zboží, které nemusí být chráněno před povětrnostními vlivy objemových nebo dlouhých zásilek (hutní, strojírenské a stavební výrobky, kmenové dříví, kolejnice, prefabrikáty atd.), kolových a pásových vozidel a strojů. Možnost nakládky a vykládky vysokozdvížným vozíkem, objemným předmětům jeřábem nebo nakladačem.[10]



Obrázek 20 – Model plošinného vozu [9]

Speciální vozy

těž tzv. hlubinové nebo vanové vozy, základní označení U jsou určeny pro přepravu mimořádných zásilek velkých rozměrů a velké hmotnosti. Možnost nakládky a vykládky objemných a těžkých předmětů jeřábem. U hlubinných vozů je společným znakem nízká výška podlahy vozu nad temenem kolejnice.[10]

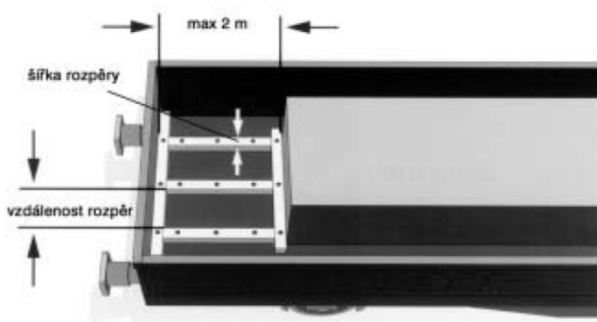


Obrázek 21 – Model hlubinového vozu [12]

4.2.2. Zabezpečovací zařízení nákladu

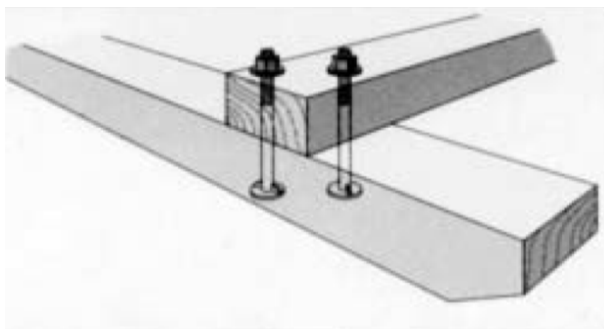
I v železniční přepravě nákladů se využívá stejných, či podobných zabezpečovacích a blokovacích prvků, které byly popsány v kapitole 3.1.2. I zde se hojně využívá vázacích popruhů, řetězů, ocelových lan a klínů. [10]

V nákladních železničních vozech se často používá rozpěr, jak dřevěných, tak ocelových jak je uvedeno na obrázku 22. Ty slouží k zapření nákladu a tím i k zamezení posuvu v daném směru. [10]



Obrázek 22 – Rozpěry pro bezpečné uložení nákladu vlaku [10]

Dále se využívá saní a ližin, které slouží jako podklad mezi zbožím a ložnou plochou vagónu. Využívá se tak u zboží, které nemá vhodnou úložnou plochu ke klouzání. Ližiny jsou zobrazeny na obrázku 23. Skládají se z prken, fošen, hranolů a ocelových či hliníkových profilů. Jednotlivé části jsou k sobě připojeny pomocí šroubových spojů nebo svarů. [10]



Obrázek 23 – Ližiny pro upevnění zboží [10]

5. Analýza zátěžových stavů během přepravy nákladu

Na náklad působí během jeho přepravy síly, které jsou dány normami a směrnicemi. V první řadě je nutné vzít v úvahu zatížení lože od tíhy nákladu G [N]. V případě této diplomové práce tíhu převáženého tělesa kontejneru. Dále budou na lože působit setrvačné síly, které vznikají během přepravy nákladu rozjížděním a brzděním dopravního prostředku, projížděním zatáčkami, rázy a vibracemi, které vznikají v důsledku nerovnosti vozovky či kolejnic. Jednotlivé části lože musí být navrženy tak, aby vydržely zatížení do těchto sil.

5.1. Síly působící na náklad během silniční přepravy

Na obrázku 24 jsou zobrazeny setrvačné síly, které působí na náklad při silniční přepravě. Působící síly jsou dány normou EN 12 195–1. Návrh zabezpečení nákladu musí vycházet ze zrychlení (rozjezd, brzdění), součinitelů tření mezi nákladem a jeho uchycením, z bezpečnostních faktorů a zkušebních metod. Setrvačné síly jsou násobkem vlastní tíhy převáženého nákladu. [3]

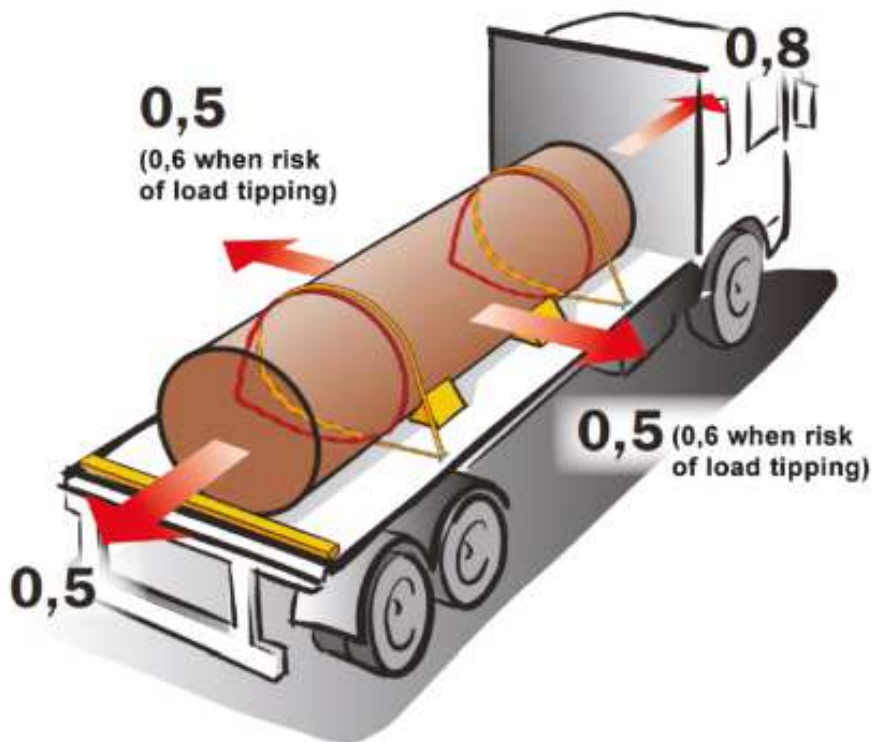
Setrvačné síly působící na náklad během přepravy jsou takové:

0,8·G ve směru dopředu

0,5·G ve směru do stran a dozadu

0,6·G ve směru do stran, pokud existuje riziko překlpení nákladu

$G = m \cdot g$ [N], kde m je hmotnost nákladu [kg] a g je konstanta gravitačního zrychlení [m/s^2]. Pro dimenzování nosných částí lože jako jsou podpěry a osově zarážky se tedy vychází z těchto sil, které jsou dány násobkem tíhy převáženého tělesa kontejneru.



Obrázek 24 – Setrvačné síly působící na náklad během silniční přepravy [3]

5.2. Síly působící na náklad během železniční přepravy

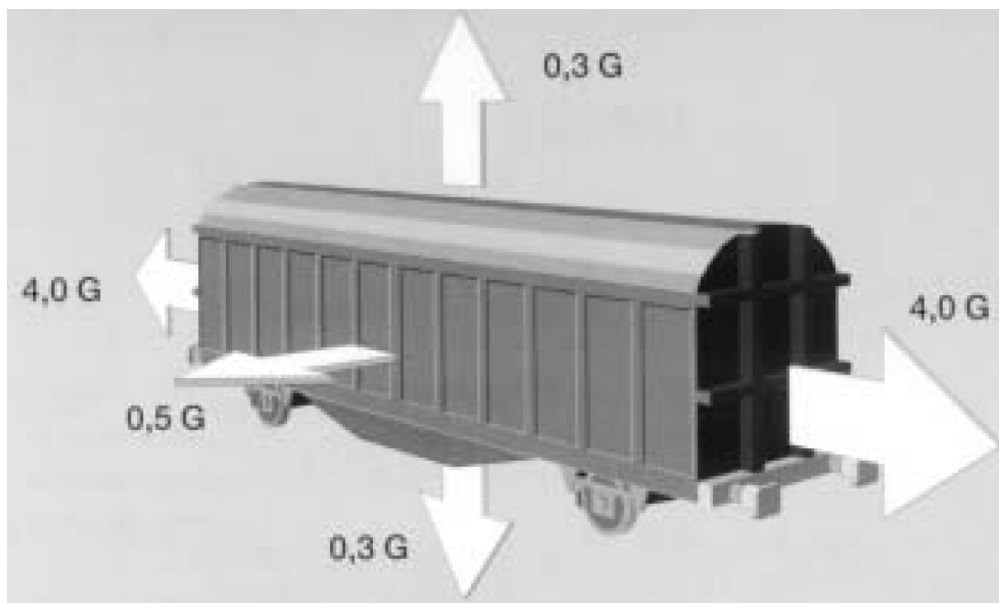
Na obrázku 25 jsou zobrazeny setrvačné síly působící na náklad při železniční přepravě. Opět se vychází z tíhy nákladu G [N]:

4,0·G v podélném směru

0,5·G v příčném směru

0,3·G ve svislém směru

Setrvačné síly působí na náklad vlivem rázů, jak během řazení nákladních vozů za sebe, tak během samotné jízdy (akcelerace, brzdění, vibrace).



Obrázek 25 – Setrvačné síly působící na náklad během železniční přepravy [10]

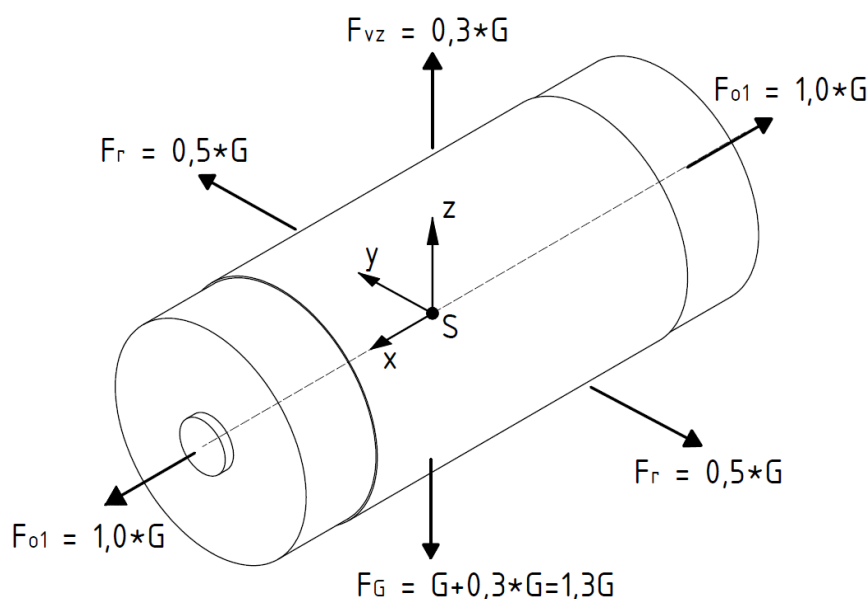
Síly působící při železniční přepravě nabývají vyšších hodnot, než je tomu u silniční přepravy. Setrvačné síly v podélném směru ($4,0 \cdot G$) platí pro přepravu nákladu normálními železničními vozy. Vzhledem k tomu, že tělesa kontejneru spadají do kategorie nadrozměrného a těžkého nákladu, jsou na vlakovou soupravu kladeny speciální požadavky a **setrvačné síly v podélném směru se dle norem sníží na $1,0 \cdot G$.** [10]

Vlivem nerovností kolejových tratí může dojít k „nadskočení“ vozu a tím i odlehčení nákladu, který převáží. Tyto síly mohou nabývat, dle norem, až $0,3 \cdot G$ ve vodorovném směru. Proto je třeba v tomto směru kontejner zajistit proti pohybu.

5.3. Výběr nejhoršího zátěžového stavu pro pevnostní výpočty

Pro správný návrh přepravního lože, jeho pevnostní výpočet a správné dimenzování nosných částí lože je důležité vybrat nejvyšší zatížení, které na něj může působit. V podkapitolách 5.1 a 5.2 byly určeny setrvačné síly a v kapitole 3.2 byly vypsány hmotnosti těles kontejnerů v různých stavech opracování.

Vzhledem k tomu, že lože musí být kompatibilní s oběma typy dopravních prostředků, musí se vzít při vytváření pevnostních výpočtů jednotlivých částí lože nejvyšší zatížení v každém směru, jak je zobrazeno na obrázku 26. Jelikož jsou setrvačné síly působící při přepravě dány tíhou nákladu (a tím tedy jeho hmotností), bude pro pevnostní výpočet použita hmotnost tělesa Castor 1000 v počátečním stavu, tj. po odlití a hrubování.



Obrázek 26 – Schéma nejhorší kombinace zatížení

Po odlití a hrubování má Castor 1000 experimentálně zjištěnou hmotnost 101 400 kg. Pro pevnostní výpočty bude uvažována hodnota 102 000 kg kvůli případné vyšší hmotnosti tělesa kontejneru dané tolerancemi tělesa po hrubování.

Tíha tělesa kontejneru Castor 1000 po hrubování:

$$G = m \cdot g = 102000 \cdot 9,81 = 1000278 \text{ N} = 1 \text{ MN}$$

Z tíhy byly dále vypočteny setrvačné síly v hlavních směrech. Souřadnicový systém x, y, z, který je na obrázku 26, je platný pro veškeré výpočty v této diplomové práci.

Podélná (axiální, osová) setrvačná síla – směr x:

$$F_{o1} = 1,0 \cdot G = 1,0 \cdot 1000278 = 1000278 \text{ N} = 1 \text{ MN}$$

Příčná (radiální) setrvačná síla – směr y:

$$F_R = 0,5 \cdot G = 0,5 \cdot 1001640 = 500139 \text{ N} = 500,139 \text{ kN}$$

Tíhová síla – směr -z:

$$F_G = 0,3 \cdot G + G = 0,3 \cdot 1000278 + 1000278 = 1302132 \text{ N} = 1,302 \text{ MN}$$

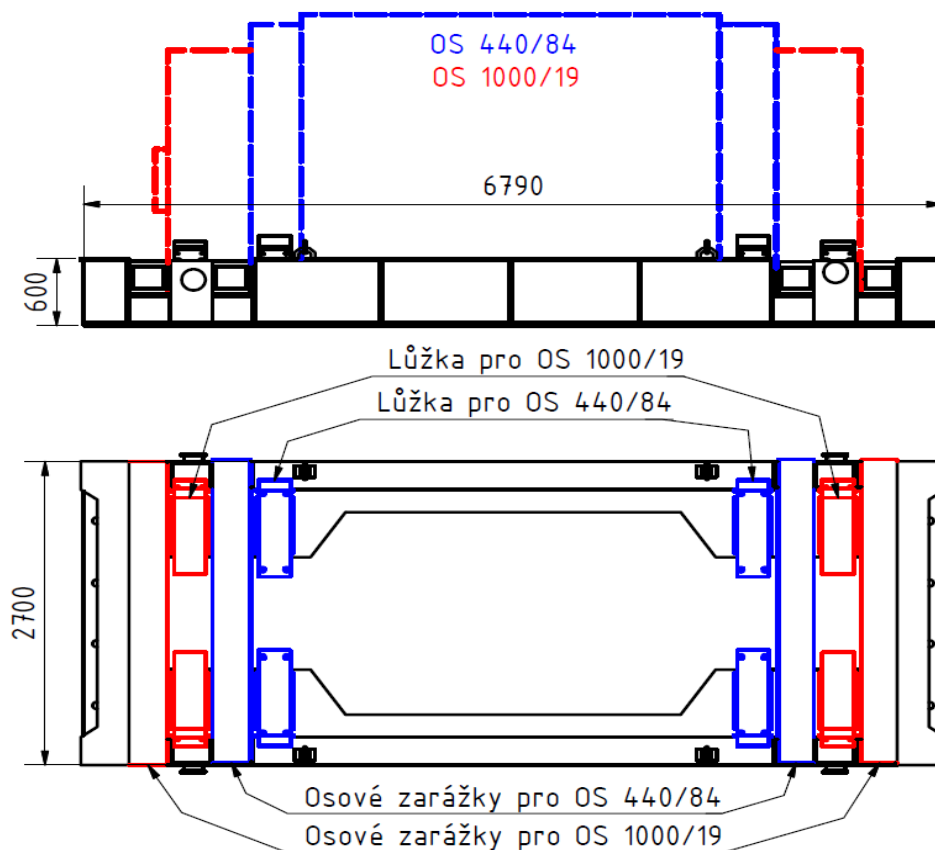
Odlehčující setrvačná síla-směr z:

$$F_{VZ} = 0,3 \cdot G = 0,3 \cdot 1000278 = 300492 \text{ N} = 300,492 \text{ kN}$$

6. Varianty řešení hlavních částí lože

Při návrhu univerzálního lože bylo vytvořeno několik variant řešení jeho tří hlavních částí (rám lože, podpěrná lůžka, osová zarážky). Základní schéma uspořádání pro všechny typy těles kontejnerů je zobrazeno na obrázku 27. Komponenty vyznačeny modrou barvou jsou uzpůsobeny pro převoz tělesa kontejneru Castor 440 a červenou barvou pro převoz těles kontejnerů Castor 1000 a Škoda 1000.

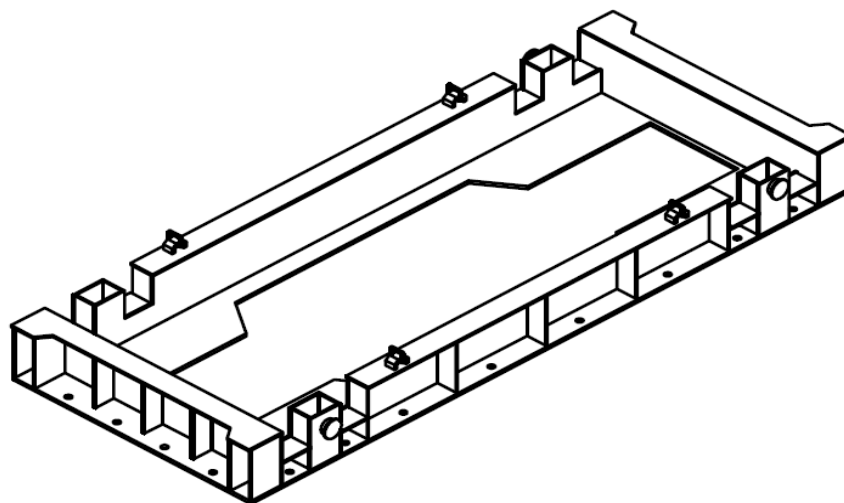
Jak již bylo zmíněno, tělesa kontejnerů typu 1000 jsou v průměru stejná a liší se pouze v celkové délce o 10 mm. Z toho důvodu mohou být podpěrná lůžka umístěna pro tyto typy na stejném místě a osová zarážky by se museli posunout v podélném směru o 5mm z každé strany. Princip uložení kontejneru je stejný, jak bylo popsáno v kapitole 3.1.1. Kontejner se snese pomocí jeřábu s popruhy do vhodně umístěných podpěrných lůžek. Po té se těleso kontejneru musí zajistit proti pohybu během jeho přepravy pomocí osových zarážek. Pokud nastane změna v převozu těles ze 440 na 1000 a naopak, tak se lůžka i traverzy v univerzálním loži pomocí jeřábu přestaví.



Obrázek 27 – Schéma rámu lože s vyměnitelnými prvky

6.1. Rám lože

První hlavní část univerzálního lože je rám. Rám se skládá ze svařované konstrukce. V této fázi návrhu rámu lože bude svařovaná konstrukce tvořena převážně z plechových ocelových dílů o tloušťce 10 – 30 mm. Dále je nutné na rám lože vhodně umístit manipulační čepy pro jeho přenos na kamionový či železniční návěs. Po té se univerzální lože na dopravním prostředku vhodně ukotví. Proto musí být rám vybaven vázacími body pro řetězy a vázací popruhy, závěsnými oky a dalšími prvky. Na obrázku 28 je zobrazen první návrh lože, který byl následně upravován do finální podoby.



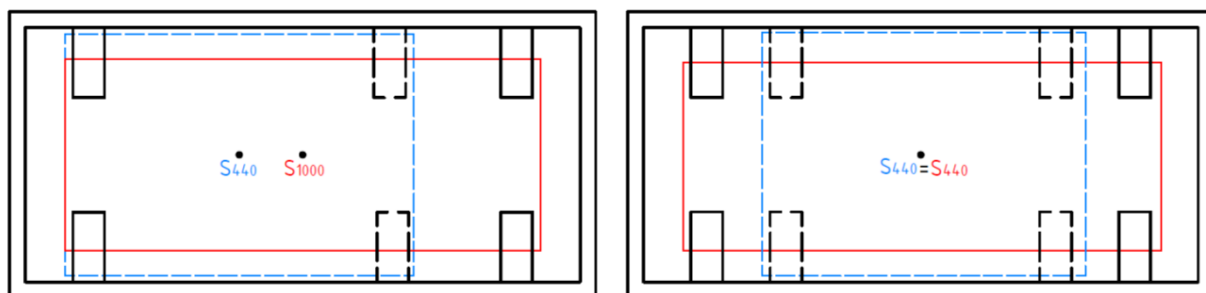
Obrázek 28 – Prvotní návrh rámu lože

Dále je nutné, aby rám lože zajistil vhodné uložení podpěr a osových zarážek. V první řadě musí být zkonstruován tak, aby se k němu mohli jednoduše připevnit osová zarážky. K tomu účelu jsou v bočních dílech rámu (dále bočnic) vytvořeny výřezy, a to čtyři na každé straně. Jak je vidět na obrázku 27, jsou výřezy umístěny tak, aby traverza osová zarážky byla přibližně u čela a u dna kontejneru. Pro převoz těles kontejnerů typu 1000 budou pro umístění traverzy osových zarážek sloužit výřezy na krajích rámu a pro převoz kratšího tělesa kontejneru typu 440 budou sloužit pro umístění traverz výřezy blíže ke středu rámu. Nabízí se i další varianta osových zarážek, kde výřezy v rámu nejsou zapotřebí a zarážky budou k rámu připevněny jiným způsobem (více v kapitole 6.4).

V neposlední řadě je nutné, aby byl rám vybaven prvky, které budou sloužit pro uložení a případné přesunutí podpěrných lůžek kontejnerů. Na obrázku 27 je umístění podpěrných lůžek pro oba typy kontejnerů barevně rozlišeno. Podpěry se v rámu vhodně upevní (šrouby, svary) na předem určených místech, které jsou dány typem aktuálně převáženého tělesa kontejneru.

6.2. Umístění těles kontejnerů v loži

Jelikož se tělesa kontejnerů 440 a 1000 výrazně liší v celkových délkách, nabízí se dvě možnosti, jakým způsobem je do lože umístit. Obě metody jsou zobrazeny na obrázku 29.



Obrázek 29 – Schéma umístění těles kontejnerů v loži

Obrázek 29 ukazuje půdorysná schémata možných uložení těles kontejnerů v loži. Uložení tělesa 440 je zobrazeno modrými čárkovanými čarami, uložení těles kontejnerů 1000 je zobrazeno červenými čarami. Nabízí se dvě možnosti.

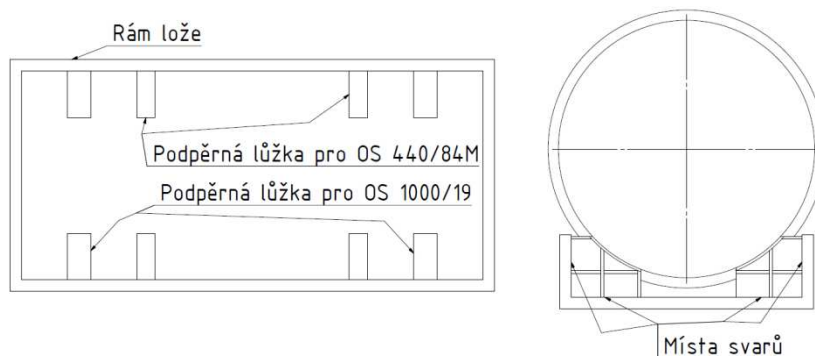
První z nich je ta, že se tělesa budou ukládat k jedné straně lože a podpěry s osovými zarážkami se budou přestavovat v podélném směru pouze na druhé straně (obrázek 29 vlevo). Druhá varianta je taková, že budou oba typy těles uloženy na střed lože a podpěry s osovými zarážkami budou přestavitelné na obou stranách rámu (obrázek 29 vpravo).

Na obrázku jsou také vyznačeny středy hmotnosti těles kontejnerů. Po konzultaci s firmou Škoda JS a.s., nebyla první varianta uložení dále uvažována pro finální řešení a to právě kvůli rozdílům v poloze těžišť těles kontejnerů. Přepravní společnosti řeší uložení nákladu tak, aby jeho střed hmotnosti byl vždy ve střední části návěsu dopravního prostředku. To proto, aby všechny nápravy vozu byly zatěžovány rovnoměrně. Pokud by se převážel kontejner 440 u varianty na obrázku 29 vlevo, těžiště by bylo v podélném směru značně posunuté od středu návěsu a některé nápravy by byly zatěžovány více než ostatní a jejich životnost by se snížila. **Proto se od této části diplomové práce bude uvažovat pouze druhá varianta uložení (obrázek 29 vpravo).**

6.3. Podpěrná lůžka

Podpěrná lůžka slouží k podepření a zajištění kontejneru v loži ve svislém a příčném směru (kapitola 5.3). V této podkapitole bylo vytvořeno několik variant řešení podpěrných lůžek.

6.3.1. Podpěrná lůžka svařená k rámu lože



Obrázek 30 – Schéma umístění podpěrných lůžek v rámu lože

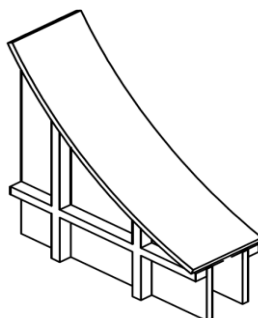
Tato varianta je zobrazena na obrázku 30. Princip je takový, že se vyrobí dva typy podpěrných lůžek ze svařovaných ocelových plechů. Jeden typ podpěr bude kompatibilní pouze s jedním typem kontejneru (440 nebo 1000). U této varianty je opěrná plocha vyrobena z skrouženého plechu, kde spodní strana je přivařena ke dvěma bočním deskám, jak je zobrazeno na obrázku 31. Pro vyšší tuhost jsou ke stranám přivařena žebra, jak vodorovně tak svisle. Tento celek se nakonec přivaří jak k podlaze, tak k bočnici rámu lože. Důležité u této varianty řešení je to, že přivařené podpěry typu 440 nesmí nijak zasahovat při převozu delších kontejnerů typu 1000. U této varianty není možné lůžka vyjmout, a proto se jedná o nepřestavitelné komponenty.

Výhody řešení:

- Svary mají vyšší tuhost, než šroubové spoje.
- Jednoduchá výroba
- Možnost převozu obou typů kontejnerů bez přestavování lůžek
- Podpěry tohoto typu se nemusí skladovat

Nevýhody:

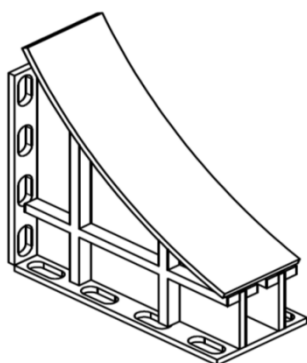
- Nerozebíratelný spoj
- Složitost opravy v případě poruchy lůžek
- Cenově nákladnější (výroba osmy kusů podpěr)



Obrázek 31 – Varianta lůžka svařeného s rámem lože

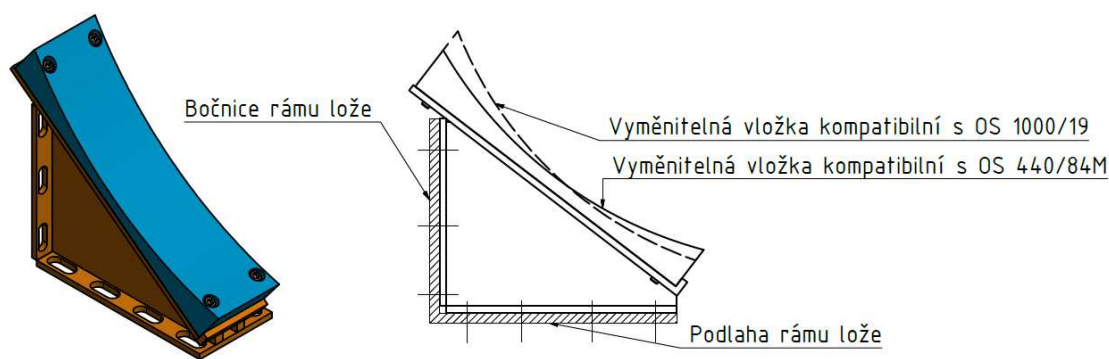
6.3.2. Podpěrná lůžka šroubovaná k rámu

Tyto podpěry se k rámu lože nebudou přivařovat jako u předchozí varianty, ale budou se k podlaze a bočnicím rámu připevňovat pomocí předepnutých šroubových spojů. Stejně jako u první varianty se nabízí možnost, že každý typ kontejneru (440 a 1000) bude mít k dispozici vlastní podpěru, s rozdílným poloměrem skrouženého plechu. Oba typy lůžek by se přišroubovaly k rámu lože do předem vytvořených otvorů nebo by se přimontovali pouze lůžka pro aktuálně převážený typ kontejneru. V druhém případě by se nevyužitá lůžka musela skladovat či převážet pouze jako příslušenství univerzálního lože. Tato varianta by ovšem byla zbytečně nákladná. Podpěra je zobrazena na obrázku 32. Na první pohled je zřejmé, že konstrukce je velmi podobná předchozímu případu svařovaného lůžka. Liší se pouze v tom, že na zadní a spodní straně bočních dílů jsou přivařeny desky s drážkami pro šrouby.



Obrázek 32 – Varianta samostatného lůžka šroubovaného s rámem lože

Proto je lepší v případě šroubovaných lůžek vytvořit jednu jejich část univerzální pro všechny typy kontejneru s tím, že opěrná plocha se nevyrobí ze svařovaného skrouženého plechu, ale jako samostatný díl (vyměnitelná vložka). Pak se na univerzální část připojí pouze vložka se stejným poloměrem, jako je poloměr převáženého tělesa kontejneru. Univerzální podpěrné lůžko je zobrazeno na obrázku 33.



Obrázek 33 – Varianta univerzálního lůžka šroubovaného k rámu lože

Univerzální část (oranžově) tvoří svařovaná konstrukce z ocelových plechů. Skládá se ze dvou bočních desek. K nim se ze zadní a spodní strany přivaří desky s předem vytvořenými drážkami pro šrouby, tak jako u varianty samostatného lůžka šroubovaného k rámu lože. Pomocí nich se podpěra přišroubuje do předem vytvořených otvorů se závity v rámu lože. Drážky jsou v lůžku vytvořeny z důvodu případné nepřesnosti vyvrtaných děr v podlaze a bočnici rámu. Na vrch bočních dílů se přivaří plech, na který se po té položí vyměnitelná vložka a přišroubuje do předem vytvořených děr se závity. Tento plech má vytvořenou hranu, která slouží k tomu, aby vyměnitelná vložka nesklouzla před sešroubováním.

Za materiál vyměnitelné vložky (modře) byly uvažovány buď ocel, nebo plast – polypropylen, PEEK, PMMA atd. V obou případech by se jednalo o blok, na jehož vrchní stranu by se vyfrézovala zakřivená plocha, která by měla stejný rádius jako podpěrná část kontejneru. Po té by se do vložky vyvrtalo několik průchozích děr v souladu s dírami se závitem u vrchního plechu univerzální části lůžka. Pokud by se po převozu jednoho typu tělesa kontejneru převážel druhý typ, tak se vložka jednoduchým způsobem vymění za jinou, s jiným rádiusem.

Výhody:

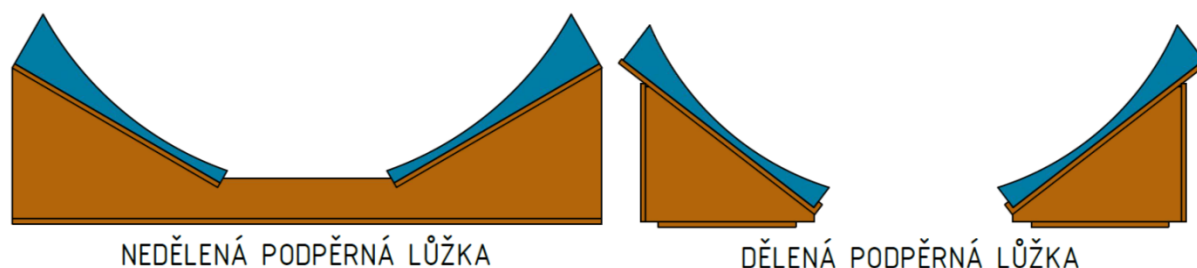
- Univerzální řešení pro všechny typy OS
- V případě poruchy lze lůžka vyjmout a vyměnit za nová
- Snadná výměna vložek
- Lůžka jsou připevněna k rámu pomocí rozebíratelného spoje

Nevýhody:

- Nutnost přestavění lůžek v loži dle typu převáženého OS
- Menší tuhost sestavy než u svarových spojů

6.3.3. Podpěrná lůžka dle typu konstrukce

Předchozí varianty lůžek lze ještě rozdělit na dva typy dle celkové konstrukce a to na dělená lůžka a nedělená. Rozdíl je patrný z obrázku 34.



Obrázek 34 – Varianty lůžek dle konstrukce

Obě tyto varianty se nabízejí jako dobrá řešení pro finální návrh lože. Obě mají své výhody a nevýhody, nad kterými je třeba uvažovat (viz. tabulka 3).

	Nedělená podpěrná lůžka	Dělená podpěrná lůžka
Výhody	<ul style="list-style-type: none"> - Vyšší tuhost dílů lůžka - Menší namáhání rámu lože radiálními setrvačnými silami - Snazší montáž podpěr v rámu lože než u předchozích variant 	<ul style="list-style-type: none"> - Jednodušší manipulace s lůžkem - Jednodušší výroba lůžka - Nižší nároky na skladovací prostor
Nevýhody	<ul style="list-style-type: none"> - Obtížnější výroba lůžka - Obtížnější manipulace s lůžkem 	<ul style="list-style-type: none"> - Nižší tuhost celku - Časově náročnější montáž podpěr v rámu lože

Tabulka 3 – Výhody a nevýhody dělených a nedělených podpěrných lůžek

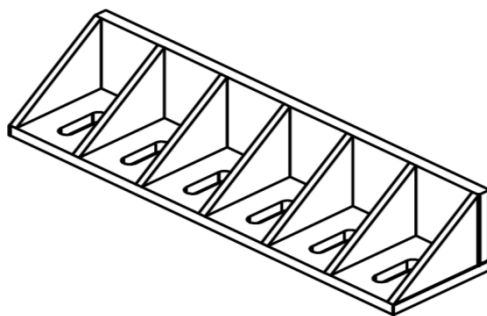
6.4. Osové zarážky

Jak již bylo zmíněno, osové zarážky slouží k zablokování kontejneru v loži proti pohybu v podélném směru (ve směru osy kontejneru). Dále musí být osové zarážky dimenzovány tak, aby odolaly osovým setrvačným silám F_{o1} , které během přepravy kontejneru mohou působit. V kapitole 5.3 je znázorněno nejvyšší zatížení. Na osové zarážky tedy budou působit pouze síly v podélném směru a to $F_{o1} \doteq 1 \text{ MN}$, které budou sníženy o třecí účinek, vyvozený mezi plochou kontejneru a podpěrnými lůžky. Při prvním návrhu řešení, před samotným dimenzováním součástí zarážky, nám tato síla dává představu o přibližné velikosti jednotlivých komponent zarážek.

Dále je při návrhu zarážky nutné, aby měla možnost posunu v podélném směru vůči rámu lože a možnost aretace v rozmezí přibližně $\pm 30 \text{ mm}$. To musí zarážka splnit ze dvou důvodů. Prvním důvodem je to, že při spouštění obalového souboru do podpěrných lůžek pomocí jeřábu není možné, aby byl kontejner v podélném směru umístěn přesně na požadované místo. Vždy je třeba počítat s nepřesností uložení v rozmezí několika milimetrů a to i po opakovaném spuštění kontejneru do lůžek. Dalším důvodem je to, že se každý typ obalového souboru délkově mění během výrobních operací, jak je popsáno v kapitole 3.2. To znamená, že hrubované těleso kontejneru typu Castor 440 i Castor 1000 je přibližně o 20 mm kratší než hotové těleso těchto typů kontejneru obrobené na finální rozměry. Dále je hotové těleso Škoda 1000 přibližně o 10 mm kratší než hotové těleso kontejneru Castor 1000. O tyto rozměry musí být zarážky posunutelné.

6.4.1 Osové zarážky šroubované k podlaze lože

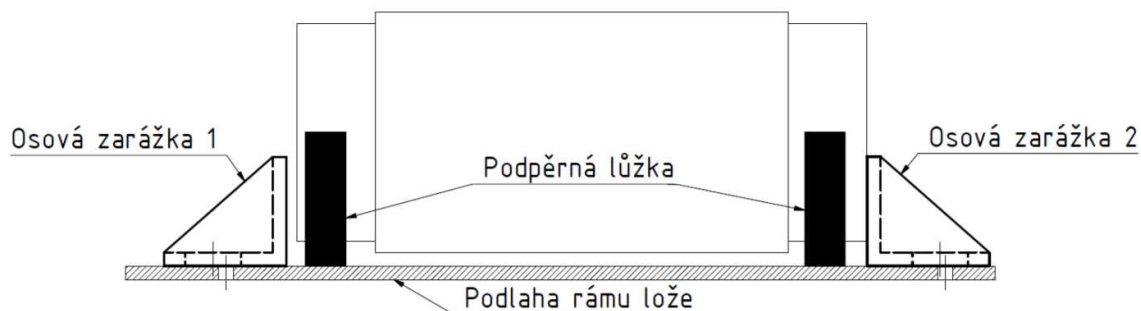
Tato varianta osové zarážky je zobrazena na obrázku 35. Zarážka se skládá ze dvou svařovaných plechů, které jsou na sebe kolmé. V jednom plechu jsou vypáleny drážky. Pomocí nich se přišroubuje zarážka k podlaze rámu, do předem vyvrtaných otvorů se závity. Druhý plech slouží jako opěrná část, která je během přepravy daného typu tělesa kontejneru v neustálém kontaktu s jeho čelní plochou. Pro zvýšení tuhosti konstrukce se mezi obě části traverzy přivaří několik žeber.



Obrázek 35 – Varianta osové zarážky šroubované k podlaze lože

Princip zamezení pohybu kontejneru během jízdy je takový: Nejprve se pomocí jeřábu spustí obalový soubor do podpěrných lůžek. Po té se jeřábem zvedne osová zarážka, která se přisune těsně nad podlahou lože k čelu kontejneru. Jakmile bude opěrná část zarážky v kontaktu s čelem kontejneru, spustí se traverza na podlahu. Pokud se traverza nespustí na podlahu optimálně a je mezi ní a čelem kontejneru mezera, bude se proces spouštění opakovat. V druhém případě se může traverza k čelu přirazit či vyrovnat například pomocí kladiva a jinými přípravky. Po té se traverza přišroubuje k podlaze a utáhne na požadované předepnutí šroubů. Nakonec se stejným způsobem přimontuje traverza z druhé strany kontejneru.

Na obrázku 36 je vidět jednoduché schéma zajištění kontejneru těmito zarážkami. Osová zarážka 1 znázorňuje nesprávné uložení traverzy vůči čelu kontejneru, osová zarážka 2 znázorňuje správné uložení.



Obrázek 36 – Schéma správného a nesprávného upevnění osových zarážek

Výhody:

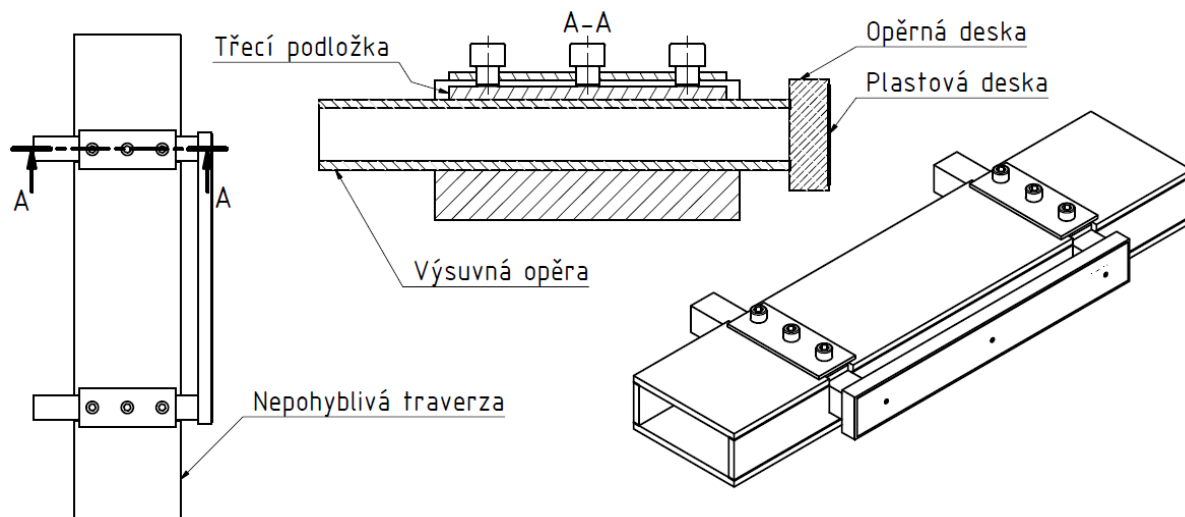
- Jednoduchost konstrukce
- Jednoduchost výroby oproti ostatním řešením

Nevýhody:

- Velký počet předepnutých šroubů k vyvození dostatečného tření
- Velké průměry šroubů – nutnost využití elektrického či hydraulického utahování
- Využití jeřábu při každém vymezení vůle
- Obtížná montáž a demontáž

6.4.2 Osová zarážky s výsuvnými profily

Jedná se o další variantu zarážek, která využívá tření k přenosu zatížení od tělesa kontejneru. Tato zarážka je výrobně složitější, než tomu bylo u předchozí varianty. Skládá se ze dvou částí. A to z nepohyblivé traverzy a výsuvné opěry. Schéma zarážky je zobrazeno na obrázku 37.



Obrázek 37 – Varianta zarážky s výsuvnými profily

Nepohyblivá traverza se skládá z několika svařovaných plechů, které tvoří obdélníkový profil. V horní části traverzy jsou výřezy, do kterých se vloží výsuvná opěra. Ta se skládá ze dvou ocelových profilů čtvercového průřezu. K nim je z jedné strany přivařena

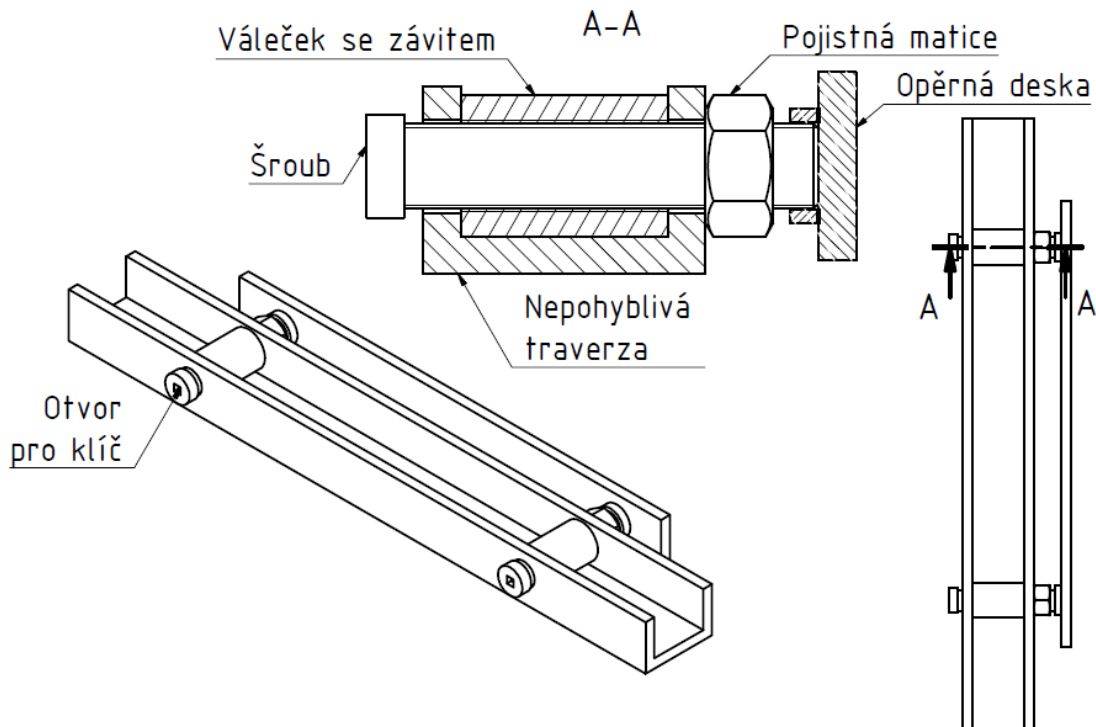
ocelová deska, na níž je přišroubována plastová deska, která bude v kontaktu s čelem tělesa kontejneru. Plastová deska slouží jako ochrana proti poškození povrchu kontejneru. Na vrchní straně traverzy jsou přivařeny dvě desky s vyvrtanými otvory se závitem pro šrouby. Mezi horní plochu obou čtvercových profilů a konci šroubů je umístěna plastová podložka se součinitelem tření s ocelí 0,3.

Na obrázcích 27 a 28 byl popsán rám lože, jehož boční plechy mají vytvořeny výřezy. Do těchto výřezů se příčně uloží traverza pomocí halového jeřábu. Po té se pomocí jeřábu spustí kontejner do podpěrných lůžek. Pro zajištění kontejneru v axiálním směru se vysunou opěry tak, aby plastová deska byla v kontaktu s čelem kontejneru. Nakonec se utáhnou šrouby traverzy, které vyvodí dostatečné tření mezi pohyblivou a nepohyblivou částí zarážky a tím dojde k aretaci polohy. Stejný postup se provede u zarážky z druhé strany kontejneru.

Působící axiální síla F_{01} od tělesa kontejneru se přenesou do rámu lože přes tření vyvozené mezi traverzou a čtvercovými profily. Nevýhoda této varianty je, že pro vyvození dostatečného tření by bylo potřeba použití šroubů velkých průměrů. Dále by při utahování šroubů mohla nastat situace, že se budou desky se závity ohýbat a tření by se tím snížilo. Tím hrozí nebezpečí uvolnění výsuvné části při působící axiální síle a tím nechtěného posuvu obalového souboru. Z toho důvodu byla celá varianta vyřazena.

6.4.3 Osové zarážky s výsuvnými šrouby

Tato varianta vychází z varianty osové zarážky s výsuvnými profily. Sestava osové zarážky se bude opět skládat ze dvou hlavních částí a to z pevně uložené traverzy ve výřezech bočnic rámu a výsuvné opěry. Schéma tohoto typu zarážky je zobrazeno na obrázku 38. Nepohyblivá traverza je svařovaná konstrukce z několika ocelových plechů, které v této fázi návrhu tvoří U profil, a ze dvou válcových trubek. Válcové trubky mají uvnitř otvoru závity. Výsuvná část se skládá ze dvou šroubů, které se našroubují do válečků se závitem. Na konec šroubu se po té nasadí pojistná matice a opěrná deska, které je z konstrukčního hlediska podobná desce z předchozí varianty (ocelová deska + plastová deska).



Obrázek 38 – Varianta osových zarážek s výsuvnými šrouby

Princip zamezení pohybu kontejneru v axiálním směru pomocí zarážek, je podobný jako u předchozí varianty. Do výřezů v bocích rámu se příčně umístí traverza zarážky. Po spuštění kontejneru do podpěrných lůžek se šrouby utahují, nebo povolují, dokud nebude opěrná deska v kontaktu s čelem kontejneru. Zajištění proti povolení obou šroubů se provede přitažením pojistných matic k nepohyblivé traverze. Podélná setrvačná síla F_{01} působí na opěrnou desku. Ta přeneše zatížení přes závitové matice do traverzy. Traverza přeneše zatížení do rámu lože.

Výhody:

- Jednoduchost řešení
- Jednoduchost zajištění tělesa kontejneru v axiálním směru
- Síly jsou pomocí zarážky přenášeny do svařované konstrukce rámu

Nevýhody:

- Velké síly působící na šrouby (velké průměry šroubů)

7. Varianty celkového řešení lože

V předchozích podkapitolách bylo představeno několik variant řešení hlavních částí přepravního lože. Po konzultaci s vedoucím diplomové práce a s konzultantem ve firmě Škoda JS byly následně vybrány tři kombinace řešení, ze kterých bylo na závěr vybráno jedno optimální. V tabulce 4 jsou všechny varianty řešení komponent univerzálního lože, které byly popsány v předchozích podkapitolách. Jsou zde vypsána i vyřazená řešení, které se dále nebudou uvažovat pro žádnou z variant.

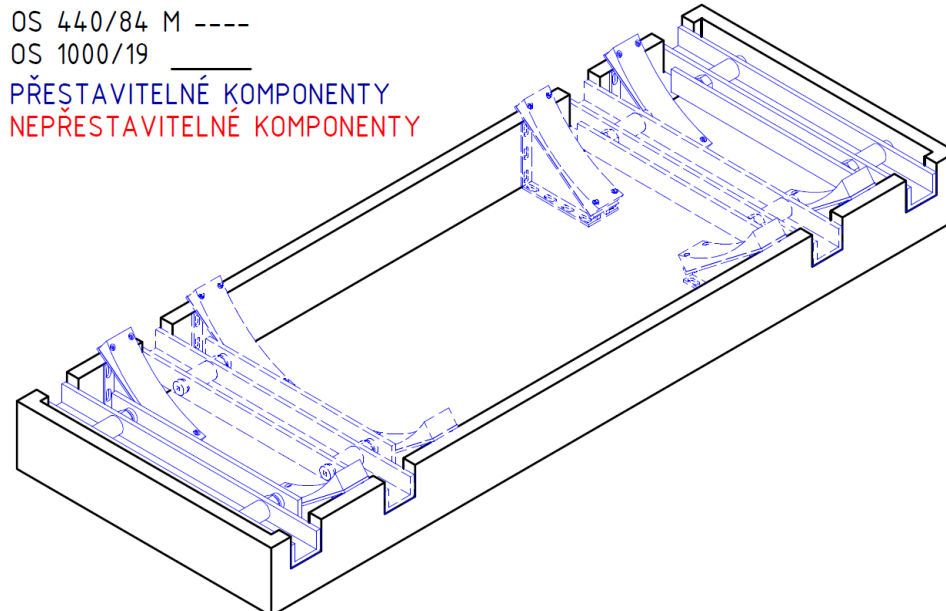
Umístění OS v loži	Jedna strana přestavitelná		Obě strany přestavitelné
Podpěrná lůžka	Svařovaná s rámem		Šroubovaná s rámem
	Dělená		Nedělená
	Univerzální		Pro jeden typ OS
Osové zarážky	Šroubované k podlaze rámu	S výsuvnými profily	S výsuvnými šrouby

Tabulka 4 – Varianty řešení hlavních částí lože

7.1 Varianta A

První varianta je složena z těchto komponent:

- Umístění OS v loži – Obě strany přestavitelné
- Podpěrná lůžka – Šroubovaná s rámem – Dělená – Univerzální
- Osové zarážky – S výsuvnými šrouby



Obrázek 39 – Varianta A

Na obrázku 39 je vidět 3D model sestavy varianty A. U této varianty mají podpěrná lůžka i osové zarážky možnost přestavění. Komponenty pro převoz tělesa kontejneru 440 a jejich umístění v rámu lože jsou na obrázku zobrazeny čárkovaně. Postup převozu OS je takový, že se lůžka s vyměnitelnou vložkou pro typ 440 přišroubují k rámu lože a po té se do výřezů vloží traverza. Po té by se do lůžek uložilo těleso kontejneru a šrouby osové zarážky by se utáhli tak, aby se opěra výsuvné části dotýkala čela kontejneru z obou stran.

Pokud by se po té převážel kontejner typu Castor 1000 nebo Škoda 1000, tak by se lůžka přenesla do pozice, která je na obrázku vyznačena modrou plnou čarou. Po té by se sejmula vložka pro typ 440 a přišroubovala by se vložka pro typ 1000. Nakonec by se pomocí jeřábu přenesli i osově zarážky do zbylých výřezů v rámu lože. Postup uložení kontejneru v loži by byl stejný jako u kontejneru 440.

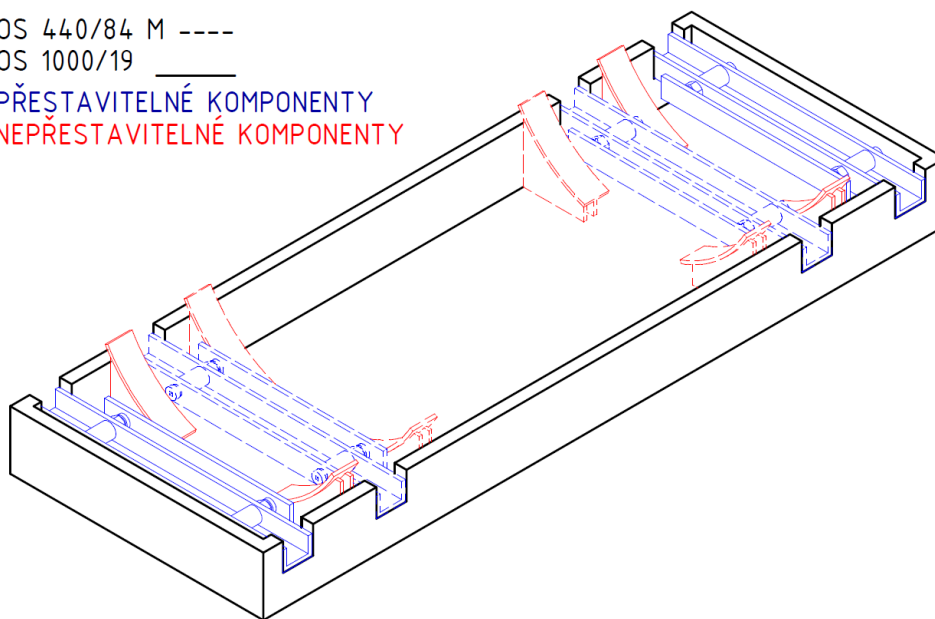
7.2 Varianta B

Druhá varianta je složena z kombinací těchto komponent:

- Umístění OS v loži – Obě strany přestavitelné
- Podpěrná lůžka – Svařovaná s rámem – Dělená – Pro jeden typ OS
- Osově zarážky – Šroubované k podlaze rámu

OS 440/84 M ----
OS 1000/19 _____

PŘESTAVITELNÉ KOMPONENTY
NEPŘESTAVITELNÉ KOMPONENTY



Obrázek 40 – Varianta B

Tato varianta se skládá z podpěrných lůžek, která jsou přivařena k rámu lože. Červenou čárkovanou čarou jsou na obrázku 40 zobrazena dělená lůžka kompatibilní s typem tělesa kontejneru 440 a červenou plnou čarou lůžka pro tělesa kontejnerů typu 1000. Výhoda tohoto řešení je v tom, že se pro daný typ kontejneru budou přestavovat pouze osově zarážky a to do předem vytvořených výřezů jako u varianty A. Jedná se o variantu, která je jednoduchá z hlediska rychlosti přípravy lůžka pro přepravu všech typů kontejnerů, pro které je univerzální lože dělané, zato ekonomicky méně výhodná. To proto, že se musí vyrobit místo čtyř univerzálních lůžek čtyři pro typ kontejneru 440 a čtyři pro typ kontejnerů 1000. Tím vzroste cena za materiál. Dále se musí lůžka přivařit k rámu, což zajišťuje pevnější spojení, ale i dražší než je tomu u šroubovaných spojů.

7.3 Varianta C

Třetí varianta je složena z kombinací těchto komponent:

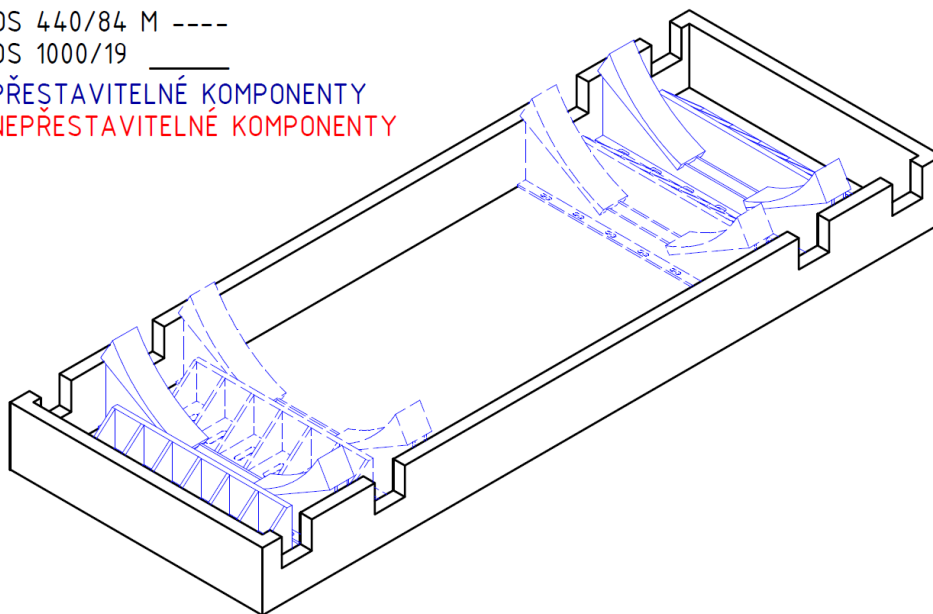
- Umístění OS v loži – Obě strany přestavitelné
- Podpěrná lůžka – Šroubovaná s rámem – Nedělená – Pro jeden typ OS
- Osové zarážky – Šroubované k podlaze rámu

OS 440/84 M ----

OS 1000/19 _____

PŘESTAVITELNÉ KOMPONENTY

NEPŘESTAVITELNÉ KOMPONENTY



Obrázek 41 – Varianta C

Na obrázku 41 je zobrazena poslední navrhovaná varianta konstrukčního řešení lože. Na rozdíl od předchozích dvou variant, jsou zde podpěrná lůžka nedělená, univerzální a šroubovaná k rámu lože. Toto řešení je dobré z hlediska vysoké tuhosti podpěr a celého rámu v případě zatížení, a to hlavně při působení radiální síly F_R , která má tendenci deformovat boční díly rámu lože. Osové zarážky jsou zde ve formě svařované traverzy, která se přišroubuje k podlaze rámu lože. Při použití této varianty pro finální návrh je nutné, aby bylo okolo zarážky dostatečné množství místa na manipulaci, montáž a demontáž zařízení.

Tabulka 5 zobrazuje bodové hodnocení všech tří variant. Jelikož je u každého řešení možný výběr ze dvou variant, je zaveden dvoubodový systém, kde:

- 1 – Méně výhodná varianta
- 2 – Výhodnější varianta

	Varianta A	body	Varianta B	body	Varianta C	body
Umístění v loži	Obě strany přestavitelné	2	Obě strany přestavitelné	2	Obě strany přestavitelné	2
Podpěrná lůžka	Šroubovaná s rámem	2	Svařovaná s rámem	1	Šroubovaná s rámem	2
	Dělená	2	Dělená	2	Nedělená	1
	Univerzální	2	Pro jeden typ OS	1	Univerzální	2
Osové zarážky	S výsuvnými šrouby	2	S výsuvnými šrouby	2	Šroubované k podlaze rámu	1
Σ	10		8		8	

Tabulka 5 – Bodové ohodnocení jednotlivých variant

Jak je patrné z tabulky 5, varianta A má nejlepší hodnocení a proto bude uvažována jako finální varianta, která bude detailně zpracována.

7.4 Kompatibilita univerzálního lože pro určené typy dopravních prostředků

Po konzultaci s firmou Škoda JS a.s. nebyly určeny konkrétní prostředky jak pro silniční, tak železniční přepravu těles kontejnerů. Důvodem je to, že Škoda JS, jak bylo zmíněno v kapitole 2, se nestará o přepravu jejich produktů, ale využívá k této příležitosti některé z přepravních společností, které zajistí vhodné dopravní prostředky, uchycení lože k dopravnímu prostředku a bezpečnou cestu převáženého produktu. V praxi to funguje tak, že Škoda JS (zadavatel) zašle rozměry, hmotnost a případně výkres tělesa kontejneru, který chce pomocí přepravní společnosti transportovat. Přepravci dle těchto parametrů určí odpovídající typ návěsu a vyřeší uchycení výrobku na vozidle (lana, řetězy, popruhy, svary, šrouby, klíny, atd.). V některých případech, jako u přepravy těles kontejnerů, má zadavatel k dispozici lože, ve kterém kontejner uchytí. Přepravce tak zajišťuje uchycení samotného lože i kontejneru na zvoleném dopravním prostředku.

V případě této diplomové práce bylo na finální variantě rámu lože vhodně vytvořeno několik závěsných čepů, háčků a vázacích bodů. Díky nim bude přepravce schopen vhodně určit rozměry řetězů, popruhů a jiného spojení, které zaručí optimální zajištění lože i kontejneru.

8. Konstrukční návrh univerzálního lože

V kapitole 6 a 7 byly popsány jak varianty jednotlivých částí lože, tak varianty celkového uspořádání lože. Z nich byla vybrána pro konstrukční návrh varianta A.

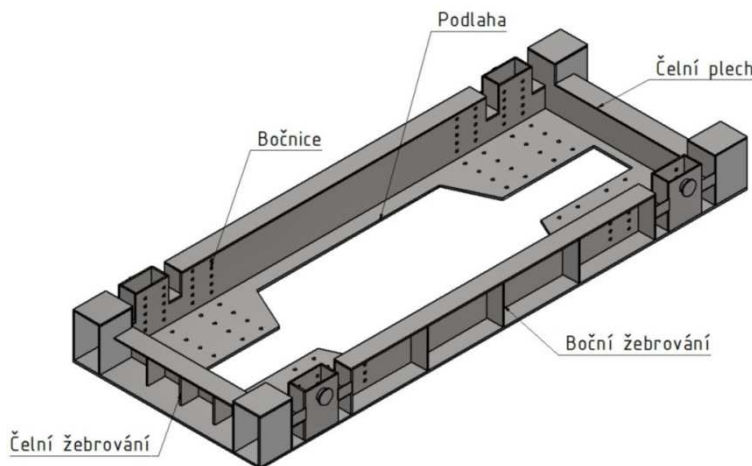
8.1. Rám lože

Při konstrukčním návrhu rámu lože se bude vycházet z hlavních rozměrů těles kontejnerů, změn rozměrů během výroby těles kontejnerů a z vybrané varianty představitelných komponent. Bude se také vycházet z toho, co bylo popsáno v kapitole 6.1, tj. základní konstrukční uspořádání rámu lože.

8.1.1 Konstrukční řešení rámu lože

Jak již bylo popsáno dříve, bude se lože skládat především z plechových dílů. Základ rámu lože tvoří plechová podlahy, o tloušťce 30 mm. Uprostřed je vytvořen výřez kvůli nižší hmotnosti konstrukce. K podlaze se po té přivaří bočnice a čelní plechy.

K těmto dílům budou přivařeny i ostatní součásti jako jsou žebra, která zvýší tuhost celého rámu a jeho vysoce namáhaných částí. Tyto díly mají zvolenou tloušťku plechu 20mm. Svary jednotlivých částí se budou lišit. Po té, co se provede první výpočet zatížení rámu metodou konečných prvků v systému NX NASTRAN, budou uvažovány změny tloušťek plechů, jejich rozmístění a vhodná volba svarů vzhledem k materiálu svařovaných dílů.



Obrázek 42 – Základní části rámu lože

Na obrázku 42 je vidět schéma rámu lože a jeho základní části. Rám je symetrický ve dvou rovinách (příčné a podélné). To proto, aby bylo těžiště těles kontejnerů přibližně na stejném místě. Když známe umístění těles kontejnerů, můžeme vhodně rozmístit i podpěrná lůžka, dle typu kontejneru. Po svaření rámu budou v jeho bocích a podlaze vyvrtány díry se závity pro šroubové spojení s podpěrami.

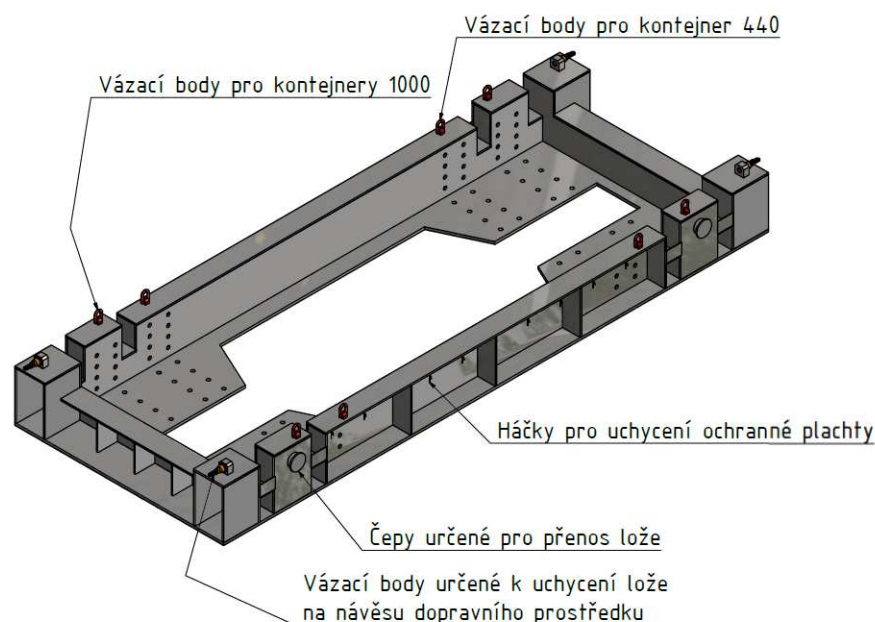
Pro konstrukci rámu lože a ostatních komponent jsou uvažovány tyto materiály:

- 11 373 (S235JRG1) – $R_e = 220\text{MPa}$
- 11 375 (S235JRG2) – $R_e = 192\text{MPa}$
- 11 523 (S355J0) – $R_e = 294\text{MPa}$
- 11 503 (S355J2) – $R_e = 345\text{MPa}$

Všechny tyto materiály mají zaručenou svařitelnost a jsou určené pro konstrukční díly a strojní součásti.

8.1.2 Možnosti uchycení k dopravnímu prostředku – vázací body

Na obrázku 43 je zobrazen 3D model rámu lože. Na něm jsou vyznačeny prvky, které jsou určeny k uchycení lože na přepravním prostředku a k fixaci kontejnerů v loži.

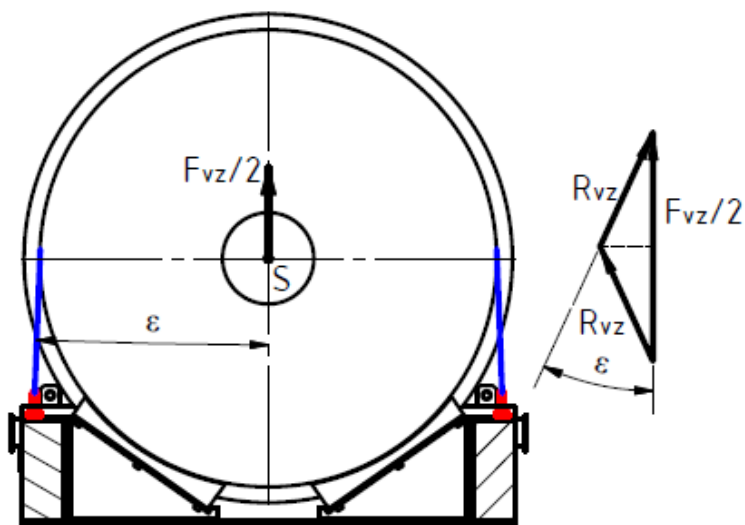


Obrázek 43 – 3D model rámu lože zobrazující rozmístění vázacích bodů

Vázací body pro uchycení kontejnerů 440 a 1000

Jak již bylo zmíněno, dopravce řeší uchycení lože s kontejnerem na dopravním prostředku sám. Je ovšem výhodné na lože rozmístit závěsná oka a vázací body v místech, kde se předpokládá fixace. Na obrázku 44 je zobrazeno schéma, pomocí kterého se spočítají reakce ve vázacích bodech pro zajištění kontejneru v loži, při působení odlehčující setrvačné síly F_{VZ} .

Na schématu jsou červenými čarami vyznačeny vázací body pro těleso kontejneru 1000 a modrými čarami vázací prostředek. Vázacím prostředkem se myslí řetězy, ocelová lana a vázací popruhy. Volba vhodného vázacího prostředku závisí na dopravní společnosti, která bude produkt převážet. Tento typ uchycení slouží k tomu, aby se kontejner nemohl vlivem působení síly F_{VZ} odlehčit od lože a snížily se tak reakční síly v podpěrách a tím i tření mezi kontejnerem a podpěrným lůžkem při působení osově setrvačné síly. Snížení tření by mělo za následek působení větších sil na osově zarážky, které se spočítají jako osová setrvačná síla F_{O1} , od které se odečte tření v podpěrách (viz kapitola 8.3). Tento typ uchycení by měl zamezit odlehčení kontejneru od podpěrných lůžek a tím zajistit konstantní síly působící na podpěry během přepravy tělesa kontejnerů.



Obrázek 44 – Reakce ve vázacích bodech pro kontejner

Ze schématu zatížení (obrázek 44) je patrné, jakým způsobem jsou vázací body zatíženy, a lze v nich určit reakce. Z velikosti reakcí se vybere optimální typ a velikosti vázacího bodu z katalogu výrobce dle nosnosti. Výpočet reakcí je následující:

Dáno: $\varepsilon = 5^\circ$ vázací úhel pro uchycení tělesa kontejneru v loži

$F_{VZ} = 0,3 \cdot G = 300 \text{ kN}$odlehčující setrvačná síla

Reakce v jednom vázacím bodě pro uchycení tělesa kontejneru:

$$R_{VZ} = \frac{F_{VZ}}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\cos \varepsilon} = \frac{300000}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\cos 5} = 75\,290 \text{ N}$$

Minimální nosnost vázacího bodu pro uchycení tělesa kontejneru:

$$m_{VZ} = \frac{R_{VZ}}{g} = \frac{75290}{9,81} = 7677 \text{ kg}$$

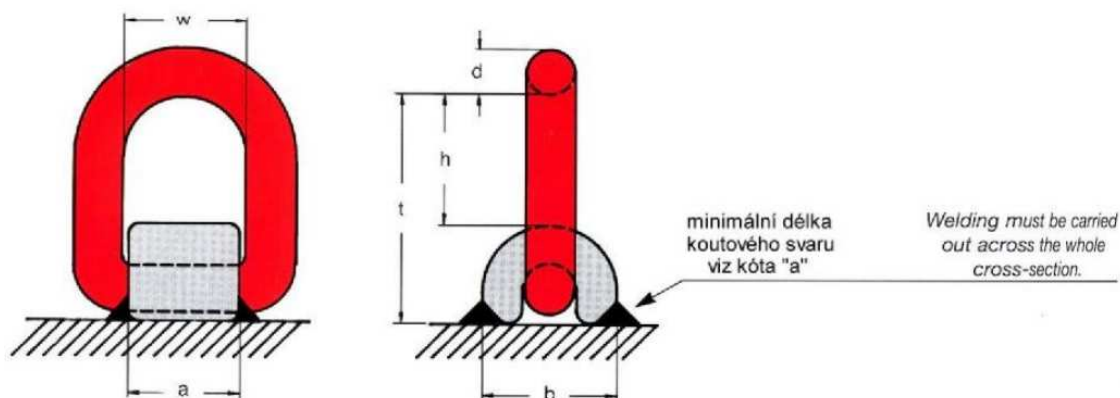
Z katalogu výrobce byl vybrán vázací bod: oko k navaření, typ APA, jmenovitá velikost 8 s nosností 8000 kg. Oko je zobrazeno na obrázku 45. Základní rozměry oka jsou vypsány v tabulce na obrázku. Bude se tedy jednat o nakupovaný díl, který se během montáže přiváří k rámu dle instrukcí v dodacím listě výrobku. Ok tohoto typu bude celkem 8 (4 pro kontejnery typu 1000 a 4 typu 440).

Oko k navaření typ APA
s pružinou
k navaření
červeně lakovaný třmen

Lashing eye type APA
with spring
weld-on type
eye red varnished

Jmen. velikost	Nosnost kg	a mm	b mm	d mm	h mm	t mm	w mm	Hmotnost kg / ks	Položka č.
1	1120	36	38	13	38,5	67	40	0,4	263 950 010
3	3150	43	45	17	48,5	83	45	0,7	263 950 030
5	5300	50	60	22	57	101	55	1,4	263 950 050
8	8000	65	70	26	67	118	70	2,4	263 950 080
15	15000	90	90	34	93,5	159	97	5,8	263 950 150

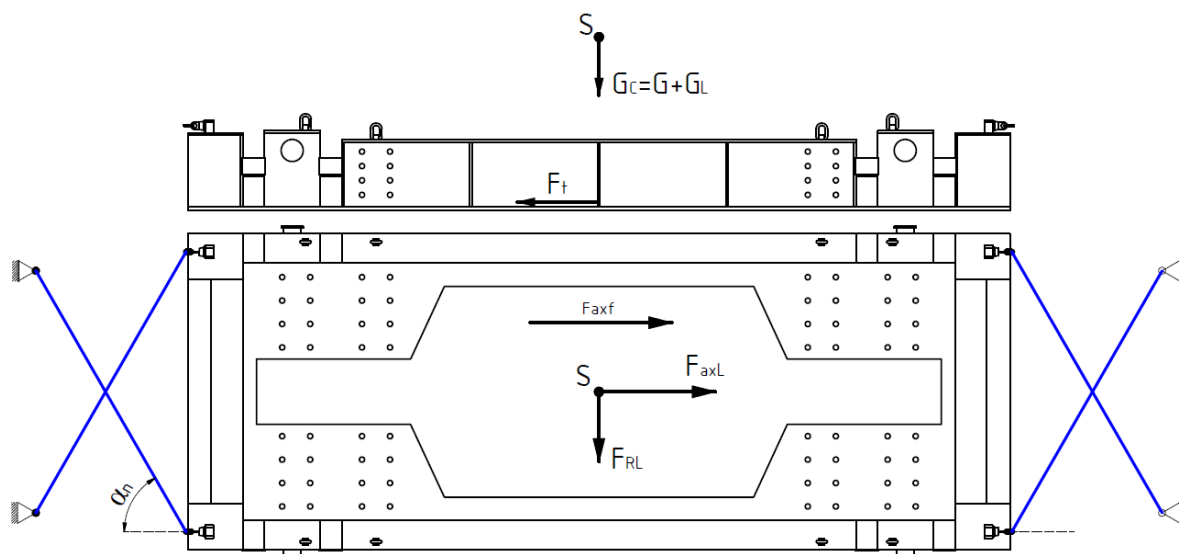
Dodržujte návod ke svažování, který je součástí dodávky.



Obrázek 45 – Oko k navaření typ APA [13]

Vázací body určené k uchycení lože na návěsu dopravního prostředku

Další vázací body jsou určeny k zachycení lože na dopravním prostředku. Schéma namáhání vázacích bodů při zatížení setrvačnými silami působících na lože, jsou zobrazeny na obrázku 46. Výpočet vychází z předpokladu, že mezi ložnou plochou dopravního prostředku a podlahou lože bude umístěna protiskluzová podložka s vysokým součinitelem tření. V tomto případě bude součinitel tření $f_p = 0,8$. Největší zatížení, které bude na vázací body působit, nastane, pokud třecí účinek mezi ložem a návěsem bude minimální. Takový případ nastane, pokud bude tíha G_c minimální.



Obrázek 46 – reakce ve vázacích bodech určené ke spojení lože s návěsem

V 3D modelu rámu lože byla změřena teoretická hmotnost všech jeho komponent univerzálního lože přibližně na 9100 kg, bez svarů. Svary byly odhadnuty na maximální hodnotu 200 kg (cca 2% z celkové hmotnosti konstrukce). Úhel α_n může nabývat hodnot od $0^\circ - 45^\circ$. Pro úhel 45° bude výsledná reakce vyšší, proto s ní bude počítáno.

Teoretická hmotnost lože je tedy:

$$m_L = 9300 \text{ kg}$$

Celková hmotnost působící na plochu návěsu:

$$m_C = m + m_L = 102000 + 9300 = 111300 \text{ kg}$$

Tíha nákladu:

$$F_C = m_C \cdot g = 111300 \cdot 9,81 = 1\,091\,000 \text{ N}$$

Třecí síla mezi ložem a ložnou plochou návěsu:

$$F_t = F_C \cdot f_p = 1\,091\,000 \cdot 0,8 = 873\,184 \text{ N}$$

Setrvačná síla nákladu (axiální):

$$F_{axL} = F_C = 1\,091\,000 \text{ N}$$

Setrvačná síla nákladu (radiální):

$$F_{RL} = \frac{F_C}{2} = \frac{1\,091\,000}{2} = 545\,500 \text{ N}$$

Radiální setrvačné síly jsou menší než třecí účinky. V tomto směru se tedy lože při zatížení neposune. Axiální setrvačná síla, která je větší než působící třecí síla, bude namáhat vždy dva vázací body. Pokud bude axiální síla působit tak, jak je zobrazeno na obrázku, budou namáhané vázací body na levé straně lože. Řetězy na druhé straně lože se povolí a vázací body nebudou přenášet žádné zatížení. Reakce vypočteme obdobným způsobem, jako v předchozím výpočtu navařovacích vázacích bodů APA. Dostáváme tedy:

Zbytková síla nákladu (axiální směr):

$$F_{axf} = F_{axL} - F_t = 1\,091\,000 - 873\,184 = 217\,816 \text{ N}$$

Reakce ve vázacích bodech:


$$R_{VB} = \frac{F_{axf}}{2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_n} = \frac{217\,816}{2} \cdot \frac{1}{\cos 45^\circ} = 154\,019 \text{ N}$$

Nosnost vázacího bodu určeného k uchycení lože na návěsu dopravního prostředku:

$$m_{VB} = \frac{R_{VB}}{g} = \frac{154\,019}{9,81} = 15\,710 \text{ kg}$$

Z katalogu výrobce vázacích bodů byl vybrán: **Otočný vázací bod PLDW 12,5t**, který se často vyskytuje, na existujících řešeních přepravních loží pro tělesa kontejnerů. Jak je vidět v tabulce na obrázku 47, největší verze vázacího bodu PLDW má nosnost 12 500 kg. To není pro náš případ dostačující. V praxi se ovšem nepoužívá k připevnění lože pouze těchto čtyř bodů, ale další možnosti uchycení, které stanovuje přepravní společnost. Může ovšem nastat situace, kdy přepravce těchto vázacích bodů nevyužije a k zajištění lože použije jiné metody. Výhoda těchto čepů spočívá v tom, že se dají kdykoliv vyšroubovat a použít k jiné aplikaci.



Označení	Závít [mm]	Nosnost [kg]	a [mm]	b [mm]	c [mm]	Ø d [mm]	Ø e [mm]	f [mm]	f max. [mm]	 [mm]	Hmotnost [kg/ks]
PLDW 0,3T	M8	300	30	40	45	11	38	20	90	34	0,31
PLDW 0,5T	M10	500	30	40	45	11	38	20	160	34	0,32
PLDW 0,7T	M12	700	35	45	45	11	38	22	160	34	0,34
PLDW 1T *	M14	1.000	35	45	45	11	38	22	160	34	0,37
PLDW 1,5T	M16	1.500	35	45	45	13	38	33	160	34	0,43
PLDW 2,5T	M20	2.500	35	57	70,5	13	55	33	160	46	0,86
PLDW 4T	M24	4.000	40	70	79	20	63	40	260	50	1,55
PLDW 6T	M30	6.000	50	94	88	23	72	40	300	60	2,49
PLDW 8T	M36	8.000	50	92	119	23	92	55	300	75	4,31
PLDW 10T	M42	10.000	60	112	119	27	92	60	300	75	5,22

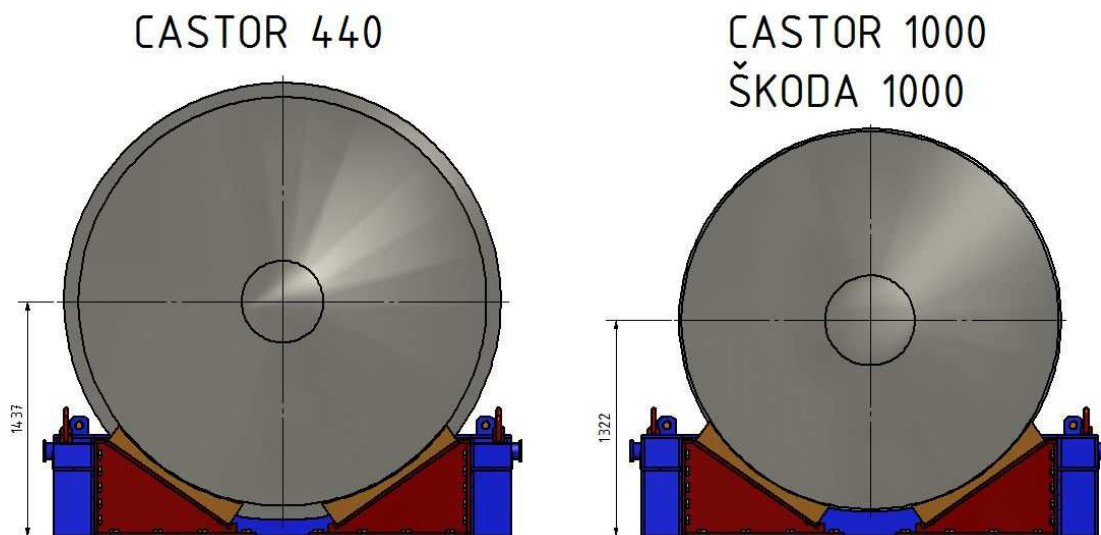
Obrázek 47 – Otočný vazační bod PLDW [14]

Háčky pro uchycení ochranné plachty

Na obrázku 43 je vidět rozmístění háčků, které slouží k uchycení vazačních lanek ochranné plachty. Jedná se o obyčejnou plachtu, která se používá během přepravy těles kontejnerů mířící na niklování do německé firmy MTV. Tou se překryjí vnější plochy tělesa kontejneru a díky tomu je chráněno proti vlhku, nečistotám a nepříznivému počasí. Pokud by se plachta nepoužila, mohlo by dojít k nekvalitnímu nanesení niklu a těleso kontejneru by ztratilo svou cenu. Mohlo by dojít ke korozi jeho některých míst a z hlediska bezpečnostních předpisů by byl obalový soubor nepoužitelný.

8.2. Podpěrná lůžka lože

Jak již bylo několikrát zmíněno, podpěrná lůžka slouží k podepření kontejneru a zajištění kontejneru proti pohybu v loži při působení gravitačních a radiálních setrvačných sil, které byly popsány v kapitole 5.3. Jak již bylo zmíněno, bude se jednat o lůžka dělená, univerzální a šroubovaná s rámem lože. Na obrázku 48 jsou zobrazeny podpěry v rámu při přepravě těles kontejnerů Castor 1000 + Škoda 1000 a tělesa kontejneru Castor 440. Modře je zobrazen rám lože, červeně univerzální část podpěr, béžově vyměnitelné vložky lůžek a šedě převážené těleso kontejneru. Vybraná varianta podpěrných lůžek byla upravena na optimální rozměry.



Obrázek 48 – Uložení kontejnerů typu 440 a 1000 v podpěrných lůžkách

Rozměry univerzální části lůžek je třeba volit tak, aby se vešli do vnitřní části rámu a současně, aby se nějaká část tělesa kontejneru nedotýkala rámu lože a nedošlo tak k nechtěnému poškození jeho povrchu.

Univerzální část podpěrných lůžek se skládá ze svařovaných plechů o tloušťkách 20mm. Jakým způsobem budou k sobě díly přivařeny, se rozhodne až po MKP napěťové analýze, stejně tak se rozhodne o změně tloušťek plechů a o případném vyztužení podpěr. Konstrukční princip finální varianty podpěr je stejný jako u prvotního návrhu s tím rozdílem, že některé její části byly rozměrově upraveny. Na univerzální část se pomocí šroubů připevní vložka, která by měla mít poloměr vyfrézované plochy stejný, jako je poloměr kontejneru ve stavu po hrubování, kdy má největší průměr. Materiály lůžka musí mít zaručenou svařitelnost a být určeny pro výrobu strojních součástí.

8.2.1 Určení nejvyššího zatížení působící na lůžka

Vycházíme z nejvyšší kombinace zatížení, která byla popsána v kapitole 5.3. Na obrázku 49 je zobrazeno schéma radiálních a tíhových setrvačných sil, které působí na těleso kontejneru během přepravy (modře). Z těchto sil lze vypočítat výsledné reakční účinky F_{V1} [N] a F_{V2} [N] (červeně), která budou působit na podpěrná lůžka. Z obrázku 49 je jasné, že nositelky sil n_1 a n_2 budou protínat středový bod kontejneru (bod 1) a středový bod podpěr (bod 2 a 3). Úloha byla zjednodušena tím, že zatížení budeme počítat pouze na jedné straně kontejneru (na dvou podpěrných lůžkách). To znamená, že radiální a gravitační síly, působící v těžišti tělesa kontejneru, budou poloviční.

Dáno: $\alpha = 35,2^\circ$ úhel nositelky sil n_1 a n_2
 $\beta = 55^\circ$ úhel sklonu podpěry
 $F_G = 1\,302\,132\text{ N}$ tíhová síla
 $F_R = 500\,139\text{ N}$ radiální setrvačná síla

Reakce lůžek od zatížení gravitačními silami:

$$R_G = \frac{F_G}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1302132}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\cos 35,2} = 397\,837\text{ N}$$

Reakce lůžek od zatížení radiálními silami:

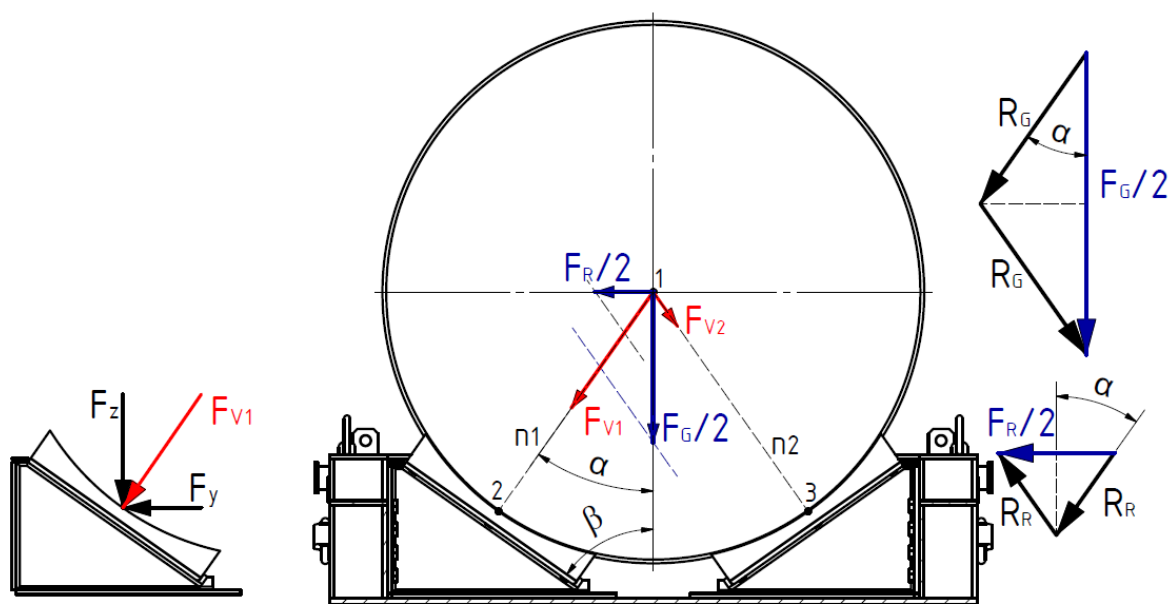
$$R_R = \frac{F_R}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} = \frac{500139}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sin 35,2} = 216\,911\text{ N}$$

Reakce v podpěrném lůžku 1:

$$F_{V1} = R_G + R_R = 397837 + 216911 = 614\,748\text{ N}$$

Reakce v podpěrném lůžku 2:

$$F_{V2} = R_G - R_R = 397837 - 216911 = 180\,925\text{ N}$$



Obrázek 49 – Reakční síla lůžka od zatížení tělesa kontejneru

Jak je patrné z obrázku 49, bude působit větší síla na levé lůžko, a tudíž budeme jeho části dimenzovat na tyto rozměry. Pro další výpočty je lepší si rozdělit výslednou reakci na lůžku do souřadnicového systému x, y, z.

Reakce na lůžku ve směru y:

$$F_y = F_{V1} \cdot \sin \alpha = 614\,748 \cdot \sin 35,2 = \mathbf{354\,361\,N}$$

Reakce na lůžku ve směru z:

$$F_z = F_{V1} \cdot \cos \alpha = 614\,748 \cdot \cos 35,2 = \mathbf{502\,339\,N}$$

Na podpěru bude působit také síla F_x , která je dána třením mezi plochou tělesa kontejneru a podpěrnou plochou lůžka. Třecí účinek vzniká při působení setrvačné síly ve směru jízdy F_{o1} . Velikost třecí síly je dána reakčními účinky v podpěrách od zatížení kontejnerem F_{V1} a F_{V2} .

Škoda JS vkládá mezi těleso kontejneru a podpěry gumové protiskluzové podložky s vysokým součinitelem tření. Důvodem je to, že čím je vyšší třecí účinek v podpěrách, tím menší je pak zatížení, které na osovou zarážku působí vlivem osové setrvačné síly F_{o1} a naopak. Další výhodou této podložky je její poměrná měkkost. Po spuštění kontejneru do lůžek se tedy podložka deformuje podle tvaru umístěného tělesa kontejneru, ať už po hrubování nebo po dokončovacím obrábění, kde je rozdíl v průměrech tělesa kontejneru cca 10mm. Nevýhodou této aplikace je, že podpěry jsou více namáhány ve směru x, díky vyššímu tření. To má za následek vyšší namáhání svařované konstrukce podpěr a větší ohybový moment a smykovou sílu působící na šrouby. Pro výpočet podpěr a demonstraci toho, jak velký vliv na celou konstrukci má protiskluzová podložka, budou počítány dvě různé varianty podpěrných lůžek:

- Mezi tělesem kontejneru a podpěrou **nebude** umístěna protiskluzová podložka s vysokým součinitelem tření 0,6 a bude se uvažovat tření pouze ocel – ocel ($f_{0,1} = \mathbf{0,1}$).
- Mezi tělesem kontejneru a podpěrou **bude** umístěna protiskluzová podložka s vysokým součinitelem tření 0,6. Proto bude součinitel tření ($f_{0,6} = \mathbf{0,6}$).

Z toho dostáváme dvě různé hodnoty F_x , které mohou na podpěru působit.

Reakce na lůžku ve směru x ($f=0,1$):

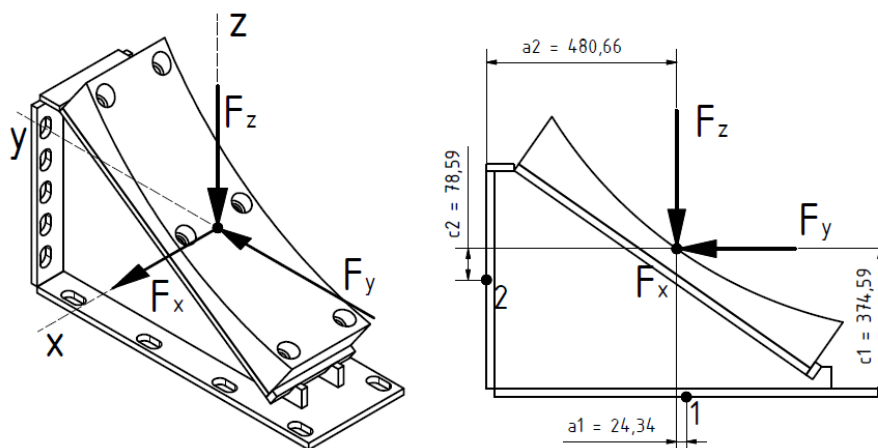
$$F_{x0,1} = F_{V1} \cdot f_{0,1} = 614\,748 \cdot 0,1 = \mathbf{61\,475\,N}$$

Reakce na lůžku ve směru x ($f=0,6$):

$$F_{x0,6} = F_{V1} \cdot f_{0,6} = 614\,748 \cdot 0,6 = \mathbf{368\,849\,N}$$

Jak je patrné z výpočtů, bude mít umístění protiskluzové podložky podstatný vliv na namáhání částí podpěrného lůžka a na velikosti šroubových spojů.

Na obrázku 50 je vidět působení sil ve směrech x, y, z a jejich vzdálenosti od důležitých bodů, které budou sloužit pro navržení šroubů a jejich nutné předepnutí.



Obrázek 50 – Reakce na lůžku od působícího zatížení OS

Stejným způsobem byly vypočteny složky reakčních účinků na druhém, méně zatíženém, lůžku, od reakce F_{V2} .

Reakce na lůžku ve směru y:

$$F_{y2L} = F_{V2} \cdot \sin \alpha = 180925 \cdot \sin 35,2 = \mathbf{104\ 291\ N}$$

Reakce na lůžku ve směru z:

$$F_{z2L} = F_{V2} \cdot \cos \alpha = 180925 \cdot \cos 35,2 = \mathbf{147\ 842\ N}$$

Reakce na lůžku ve směru x ($f=0,1$):

$$F_{x0,12L} = F_{V2} \cdot f_{0,1} = 180925 \cdot 0,1 = \mathbf{18\ 093\ N}$$

Reakce na lůžku ve směru x ($f=0,6$):

$$F_{x0,62L} = F_{V2} \cdot f_{0,6} = 180925 \cdot 0,6 = \mathbf{108\ 555\ N}$$

8.2.2 Výpočet šroubů lůžek

Pro výpočet budeme vycházet z předchozího obrázku 50. Velikost šroubů přírub lůžek určíme pomocí softwaru KISSsoft 03–2014.

Z obrázku 49 je patrné, že se jedná o výpočetní úlohu v prostoru s dvěma vytknutími v místech šroubů. Pro správný výpočet by se jednalo o 6x staticky neurčitou úlohu. Vzhledem k složitosti úlohy byl výpočet zjednodušen. Výpočet byl rozdělen na tři úlohy. První úlohou bude výpočet šroubů spodní desky, druhý bude výpočet šroubů zadní desky a třetí bude výpočet šroubů vyměnitelných vložek.

Výpočet šroubů spodní a zadní desky podpěr s využitím protiskluzové podložky ($f=0,6$)

Pro výpočet šroubů ve spodní i zadní desce podpěr potřebujeme znát síly působící na podpěru (F_x , F_y , F_z), momenty sil vztažené střední části obou desek (body 1 a 2 na obrázku 50), počet a rozmístění šroubů, tloušťku a materiály spojovaných částí.

Jelikož se budou počítat šrouby pro dvě desky, musí se síly F_x , F_y , F_z patřičně rozdělit. Vzhledem k velikosti ploch spodní:zadní desky budou síly rozděleny v poměru 0,6:0,4.

Síla F_{x1} pro výpočet spodní desky:

$$F_{x1} = F_{x0,6} \cdot 0,6 = 368849 \cdot 0,6 = \mathbf{221\ 309\ N}$$

Síla F_{x2} pro výpočet zadní desky:

$$F_{x2} = F_{x0,6} \cdot 0,4 = 368849 \cdot 0,4 = \mathbf{147\ 540\ N}$$

Síla F_{y1} pro výpočet spodní desky:

$$F_{y1} = F_y \cdot 0,6 = 354361 \cdot 0,6 = \mathbf{212\ 617\ N}$$

Síla F_{y2} pro výpočet zadní desky:

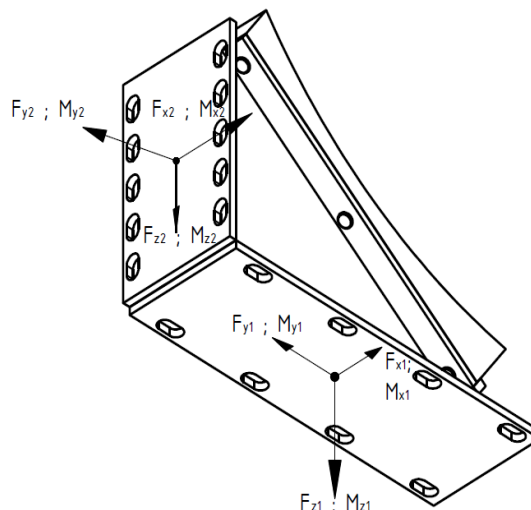
$$F_{y2} = F_y \cdot 0,4 = 354361 \cdot 0,4 = \mathbf{141\ 744\ N}$$

Síla F_{z1} pro výpočet spodní desky:

$$F_{z1} = F_z \cdot 0,6 = 502339 \cdot 0,6 = \mathbf{301\ 403\ N}$$

Síla F_{z2} pro výpočet zadní desky:

$$F_{z2} = F_z \cdot 0,4 = 502339 \cdot 0,4 = \mathbf{200\ 935\ N}$$



Obrázek 51 – Vstupní data pro výpočet šroubů

Po té byly spočteny ohybové momenty k bodu 1 a 2.

- Dáno:
- $a_1 = 24\ \text{mm}$ vzdálenost středu podpěry od zadní desky
 - $a_2 = 481\ \text{mm}$ vzdálenost středu podpěry od středu spodní desky
 - $c_1 = 373\ \text{mm}$ vzdálenost středu podpěry od spodní desky
 - $c_2 = 77\ \text{mm}$ vzdálenost středu podpěry od středu zadní desky
 - $n_{s1} = 8$ počet šroubů spodní desky podpěry
 - $n_{s2} = 10$ počet šroubů zadní desky podpěry

Ohybové momenty okolo os x, y, z k bodu 1 při $f=0,6$:

$$M_{x1} = F_{y1} \cdot c_1 + F_{z1} \cdot a_1 = 212617 \cdot 373 - 301403 \cdot 24 = \mathbf{86\ 540\ N \cdot m}$$

$$M_{y1} = F_{x1} \cdot c_1 = 221309 \cdot 373 = \mathbf{82\ 550\ N \cdot m}$$

$$M_{z1} = F_{x1} \cdot a_1 = 221309 \cdot 24 = \mathbf{5\ 311\ N \cdot m}$$

Ohybové momenty okolo os x, y, z k bodu 2 při $f=0,6$:

$$M_{x2} = F_{y2} \cdot c_2 - F_{z2} \cdot a_2 = 141744 \cdot 77 - 200935 \cdot 481 = \mathbf{-85\ 740\ N \cdot m}$$

$$M_{y2} = F_{x2} \cdot c_2 = 147540 \cdot 77 = \mathbf{11\ 360\ N \cdot m}$$

$$M_{z2} = F_{x2} \cdot a_2 = 147540 \cdot 481 = \mathbf{70\ 970\ N \cdot m}$$

Rozměry šroubů k upevnění vyměnitelných vložek na podpěrných lůžkách byly také spočteny v softwaru KISSsoft. Dle výše uvedeného obrázku 49, je vidět, že úhel natočení nositelky n_1 je $35,2^\circ$. Dále známe úhel natočení vrchní desky podpěry 55° (úhel β). Z pravidla pravoúhlého trojúhelníku vyplývá, že úhel, který svírá síla F_{V1} s vrchní deskou je přibližně 90° . Tudíž bude na šrouby vložky působit síla v ose šroubů F_{V1} a smyková složka síly F_x . Tyto síly zadáme do programu KISSsoft. Výsledky jsou zobrazeny v reportu v příloze 1.

Výpočet šroubů spodní a zadní desky podpěr bez využití protiskluzové podložky ($f=0,1$)

Obdobně byla spočtena vstupní data pro výpočet šroubů spodní a zadní desky a pro výpočet šroubů vyměnitelných vložek v případě, že mezi plochou tělesa kontejneru a

podpěrou nebude umístěna protiskluzová podložka a tření bude mezi materiálem ocel – ocel ($f=0,1$). Byly vypočteny síly a momenty jako v předchozím případě.

Síla F_{x11} pro výpočet spodní desky:

$$F_{x11} = F_{x0,1} \cdot 0,6 = 61475 \cdot 0,6 = \mathbf{36\ 885\ N}$$

Síla F_{x22} pro výpočet zadní desky:

$$F_{x22} = F_{x0,1} \cdot 0,4 = 61475 \cdot 0,4 = \mathbf{24\ 590\ N}$$

Síla F_{y11} pro výpočet spodní desky:

$$F_{y11} = F_y \cdot 0,6 = 354361 \cdot 0,6 = \mathbf{212\ 617\ N}$$

Síla F_{y22} pro výpočet zadní desky:

$$F_{y22} = F_y \cdot 0,4 = 354361 \cdot 0,4 = \mathbf{141\ 744\ N}$$

Síla F_{z11} pro výpočet spodní desky:

$$F_{z11} = F_z \cdot 0,6 = 502339 \cdot 0,6 = \mathbf{301\ 403\ N}$$

Síla F_{z22} pro výpočet zadní desky:

$$F_{z22} = F_z \cdot 0,4 = 502339 \cdot 0,4 = \mathbf{200\ 935\ N}$$

Ohybové momenty okolo os x, y, z k bodu 1 při $f=0,1$:

$$M_{x11} = F_{y11} \cdot c_1 + F_{z11} \cdot a_1 = 212617 \cdot 373 - 301403 \cdot 24 = \mathbf{86\ 540\ N \cdot m}$$

$$M_{y11} = F_{x11} \cdot c_1 = 36885 \cdot 373 = \mathbf{13\ 760\ N \cdot m}$$

$$M_{z11} = F_{x11} \cdot a_1 = 36885 \cdot 24 = \mathbf{885\ N \cdot m}$$

Ohybové momenty okolo os x, y, z k bodu 2 při $f=0,1$:

$$M_{x22} = F_{y22} \cdot c_2 - F_{z22} \cdot a_2 = 141744 \cdot 77 - 200935 \cdot 481 = \mathbf{-85\ 740\ N \cdot m}$$

$$M_{y22} = F_{x22} \cdot c_2 = 24590 \cdot 77 = \mathbf{1\ 893\ N \cdot m}$$

$$M_{z22} = F_{x22} \cdot a_2 = 24590 \cdot 481 = \mathbf{11\ 830\ N \cdot m}$$

Reporty z programu KISSsoft jsou k nahlédnutí v příloze 1. Pro výpočtový model MKP následnou konstrukci lože jsou důležité parametry v tabulce 6. V reportu jsou vypsány maximální a minimální utahovací momenty a předepínací síly. V tabulce jsou vypsány jejich střední hodnoty. Vzhledem k těmto hodnotám byla upravena i bezpečnost.

ŠROUBY PODPĚRNÝCH LŮŽEK						
	Část konstrukce	Součinitel tření	Typ šroubu	Střední předepínací síla [N]	Střední utahovací moment [Nm]	Předpokládaná bezpečnost [-]
1	Spodní deska	$f=0,1$	M30	372 400	1518	1,59
		$f=0,6$	M36	604 570	2926	1,41
2	Zadní deska	$f=0,1$	M30	365 500	1489	1,58
		$f=0,6$	M36	541500	2126	1,58
3	Vyměnitelná vložka	$f=0,1$	M20	13 000	37	18,6
		$f=0,6$	M36	640 000	3097	1,35

Tabulka 6 – Tabulka základních parametrů šroubů podpěrných lůžek

Podmínkou je, aby byla bezpečnost šroubů větší než 1,2. Pro MKP výpočet je nutné zadat průměr šroubu a hodnotu předepínací síly. Výsledkem bude ověření posunutí či odlehnutí lůžka, tlak v závitech či opěrné ploše pod hlavou šroubů a redukované napětí ve šroubu, ze kterého se stanoví bezpečnost vůči mezi kluzu a porovná s hodnotou v tabulce 6.

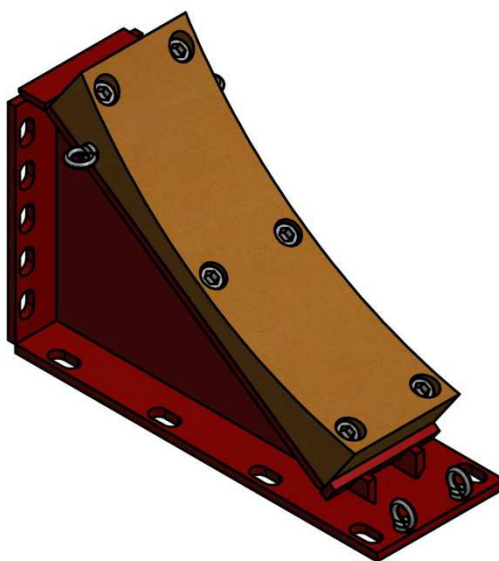
Pro jednodušší řešení, hlavně při montáži podpěrných lůžek, byli šrouby ve spodní desce a zadní desce sjednoceny na jeden utahovací moment a jednu předepínací sílu. Opět na jejich střední hodnotu. To z toho důvodu, aby se při montáži lůžek k rámu, nemusel měnit utahovací moment na hydraulickém utahovacím klíči a nedocházelo tak k časovým ztrátám. Šrouby M20 mají malý utahovací moment a není třeba použití hydraulického utahováku. Konstrukce podpěr je navržena tak, aby nebyl problém s utahováním šroubů a byl vymezen dostatečný prostor k řádnému utažení. Sjednocení je následující:

Při $f=0,1$

$$M30 (12.9) - F_p = 370\ 000\ N; M_{tu} = 1504\ Nm$$

Při $f=0,6$

$$M36 (12.9) - F_p = 573\ 000\ N; M_{tu} = 2526\ Nm$$



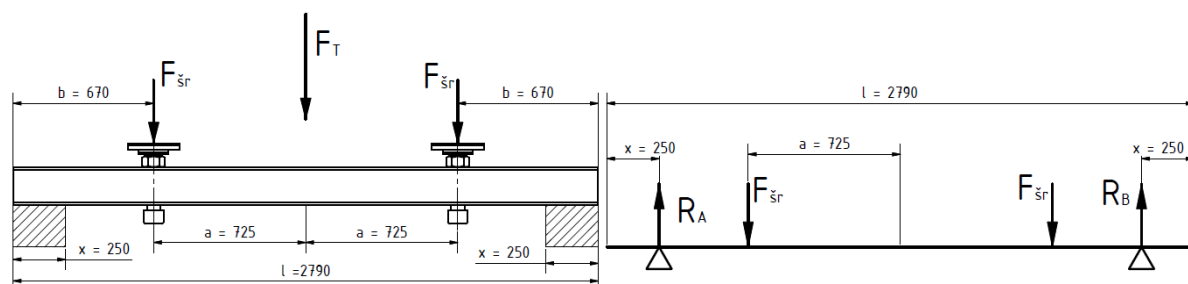
Obrázek 52 – Finální 3D model podpěrného lůžka

Na obrázku 52 je zobrazeno podpěrné lůžko pro převoz těles typu 1000. Jsou v něm vytvořeny čtyři díry se závitem pro závěsná oka. Princip montáže a manipulace s podpěrami je takový, že se nejdříve našroubují čtyři oka do vrchního plechu univerzální části podpěry DIN 580 – M36 (M30 při $f=0,1$). Tím je vyřešena manipulace s univerzální částí podpěr. Po té se do dvou děr na bocích vyměnitelné vložky našroubují oka DIN 580 – M16. Pomocí nich se vložka přenesse na univerzální část podpěry a oba díly se k sobě přišroubují. Nakonec se ještě našroubují dvě oka do spodní desky (DIN 580 – M16) a spolu oky ve vložce se podpěra přenesse do lože a přišroubuje k rámu.

8.3. Osově zarážky lože

Při konstrukčním návrhu zarážek se vycházelo z konceptu, který byl popsán v kapitole 6.4.3. Jedná se tedy o osovou zarážku s výsuvnými šrouby. Tak jako v případě podpěr bude počítáno s dvěma zátěžnými stavy.

- Bez použití protiskluzové podložky mezi kontejnerem a podpěrným lůžkem ($f = 0,1$)
- S použitím protiskluzové podložky mezi kontejnerem a podpěrným lůžkem ($f = 0,6$)



Obrázek 53 – Reakce a rozložení sil při zatížení traverzy

8.3.1. Dimenzování osových zarážek

Na obrázku 53 je zobrazeno schéma zatížení. Veškerý výpočet závisí pouze na velikosti síly F_T [N], působící na osovou zarážku od čelní plochy tělesa kontejneru. Jelikož hledáme vždy nejvyšší zatížení dané komponenty, bude síla F_T největší, a tím i největší namáhání osově zarážky, pokud bude mezi podpěrami a tělesem kontejneru působit nejmenší třecí síla. Nejmenší tření nastane od zatížení tíhou tělesa, bez působení radiálních a svislých setrvačných účinků. Pokud by na lůžka působily setrvačné síly, tření by bylo tak vysoké, že by překonalo osovou setrvačnou sílu F_{01} a k posunutí kontejneru by v podélném směru nedošlo. Zadní plocha traverzy se bude opírat o výřezy v rámu (šrafované části na obrázku 53) a po zatížení se bude ohýbat kolem jejich vnitřních hran.

Nejmenší síla působící na podpěrná lůžka:

$$F_{Lmin} = G = 1 \text{ MN}$$

Z této síly lze určit reakce na jedné podpěře, stejným způsobem jako v kapitole 8.2.1 a následně určit sílu F_T , která bude na traverzu působit. F_T se vypočítá jako osová setrvačná síla snížení právě o třecí účinky ve všech čtyřech podpěrách.

Minimální reakce v lůžkách od zatížení tíhou tělesa kontejneru:

$$F_{Vmin} = \frac{F_{Lmin}}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1\,000\,000}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\cos 35,2} = 306\,028 \text{ N}$$

Maximální síla působící na zarážku při ($f=0,1$):

$$F_{T0,1} = F_{01} - 4 \cdot F_{Vmin} \cdot f_{0,1} = 1\,000\,000 - 4 \cdot 306\,028 \cdot 0,1 = 877\,867 \text{ N}$$

Minimální síla působící na zarážku při (f=0,6):

$$F_{T0,6} = F_{01} - 4 \cdot F_{Vmin} \cdot f_{0,6} = 1000000 - 4 \cdot 306028 \cdot 0,6 = 265\,810 \text{ N}$$

Síla F_T se rozdělí rovnoměrně do výsuvných šroubů.

Síla působící na jeden šroub při (f = 0,1):

$$F_{\text{šr}0,1} = \frac{F_{T0,1}}{2} = \frac{914\,590}{2} = 439\,000 \text{ N}$$

Síla působící na jeden šroub při (f = 0,6):

$$F_{\text{šr}0,6} = \frac{F_{T0,6}}{2} = \frac{265\,810}{2} = 133\,000 \text{ N}$$

Jelikož budou šrouby vysouvateľné maximálně 30 mm od pojistné matice, nebude třeba řešit jejich namáhání na vzpěr, ale pouze na tlak v závitech. Zatížení šroubu se přeneso na závity pojistné matice, a matice dále přeneso zatížení na traverzu. Proto se při dimenzování šroubu kontroluje tlak, který vznikne v závitech matice. Výpočet průměru šroubu se vypočítá následovně (index 0,1 a 0,6 značí součinitel tření mezi kontejnerem a lůžkem).

Dáno: $D_{\text{šr}0,1} = 100 \text{ mm}$ jmenovitý průměr matice M100x4

$H_{\text{mat}0,1} = 80 \text{ mm}$ výška matice M100x4

$D_{\text{šr}0,6} = 64 \text{ mm}$ jmenovitý průměr matice M64x4

$H_{\text{mat}0,6} = 52 \text{ mm}$ výška matice M64x4

$D_{1\text{min}0,1} = 95,670 \text{ mm}$ nejmenší průměr matice M100x4

$s_{0,1} = 4 \text{ mm}$ stoupání závitu matice M100x4

$D_{1\text{min}0,6} = 60,270 \text{ mm}$ jmenovitý průměr matice M64x4

$s_{0,6} = 4 \text{ mm}$ stoupání závitu matice M64x4

$a = 775 \text{ mm}$ vzdálenost šroubu od středu traverzy

$l = 2800 \text{ mm}$ délka traverzy osově zarážky

Počet závitů matice:

$$n_{\text{mat}0,1} = \frac{H_{\text{mat}0,1}}{s_{0,1}} = \frac{80}{4} = 20 \text{ závitů} \quad n_{\text{mat}0,6} = \frac{H_{\text{mat}0,6}}{s_{0,6}} = \frac{52}{4} = 13 \text{ závitů}$$

Tlak v závitech matice (f=0,1):

$$\sigma_{\text{mat}0,1} = \frac{F_{\text{šr}0,1}}{n_{\text{mat}0,1} \cdot \pi \cdot D_{1\text{min}0,1} \cdot \left(\frac{D_{\text{šr}0,1} - D_{1\text{min}0,1}}{2}\right)} = \frac{457292}{20 \cdot 3,14 \cdot 95,67 \cdot \left(\frac{100 - 95,67}{2}\right)} = 33,7 \text{ MPa}$$

Tlak v závitech matice (f=0,6):

$$\sigma_{\text{mat}0,6} = \frac{F_{\text{šr}0,6}}{n_{\text{mat}0,6} \cdot \pi \cdot D_{1\text{min}0,6} \cdot \left(\frac{D_{\text{šr}0,6} - D_{1\text{min}0,6}}{2}\right)} = \frac{133000}{13 \cdot 3,14 \cdot 60,27 \cdot \left(\frac{64 - 60,27}{2}\right)} = 28,9 \text{ MPa}$$

Tlak v závitech by se měl pohybovat v rozmezí 25 – 35MPa. Z tohoto hlediska tlak v závitech vyhovuje a tím i průměr šroubů. Dále byly určeny jednotlivé rozměry traverzy. Pro výpočet budeme vycházet opět z obrázku 53. Nepohyblivou traverzu lze nahradit nosníkem na dvou podporách. Tudíž v těchto místech budou umístěné podpěry. Jelikož na nosník působí dvě síly $F_{\text{šr}}$ budou reakce:

Reakce v podpěrách (f=0,1):

$$R_A = R_B = F_{\text{sr}0,1} = 439\,000 \text{ N}$$

Reakce v podpěrách (f=0,6):

$$R_{A0,6} = R_{B0,6} = F_{\text{sr}0,6} = 133\,000 \text{ N}$$

Kritické místo traverzy bude v tomto případě přesně uprostřed. Před dimenzováním traverzy je třeba spočítat ohybový moment k tomuto místu a ohybový modul průřezu.

Maximální ohybový moment traverzy (f=0,1):

$$M_{\text{omax}0,1} = R_{A0,1} \cdot \left(\frac{1}{2} - x\right) - F_{\text{sr}0,1} \cdot a = 439\,000 \cdot \left(\frac{2800}{2} - 250\right) - 439\,000 \cdot 775 = 164\,600 \text{ Nm}$$

Maximální ohybový moment traverzy (f=0,6):

$$M_{\text{omax}0,6} = R_{A0,6} \cdot \left(\frac{1}{2} - x\right) - F_{\text{sr}0,6} \cdot a = 133\,000 \cdot \left(\frac{2800}{2} - 250\right) - 133\,000 \cdot 775 = 49\,839 \text{ Nm}$$

Dále je třeba určit rozměry traverzy a materiál. Jelikož působící zatížení je vysoké, zvolíme materiál 11 523 ($R_{e11523} = 294 \text{ MPa}$). Pro traverzu zvolíme bezpečnost $k=2$. Traverza, z hlediska konstrukce, bude mít obdélníkový profil, jak je zobrazeno na obrázku 54.

Dovolené napětí na traverze:

$$\sigma_{DT} = \frac{R_{e11523}}{k} = \frac{294}{2} = 147 \text{ MPa}$$

Volba rozměrů traverzy (f=0,1): $H_1 = 350 \text{ mm}$ výška traverzy 1
 $B_1 = 180 \text{ mm}$ šířka traverzy 1
 $t_1 = 30 \text{ mm}$ tloušťka traverzy 1

Volba rozměrů traverzy (f=0,6): $H_2 = 200 \text{ mm}$ výška traverzy 2
 $B_2 = 180 \text{ mm}$ šířka traverzy 2
 $t_2 = 12 \text{ mm}$ tloušťka traverzy 2

Kvadratický moment průřezu obdélníkového profilu (f=0,1):

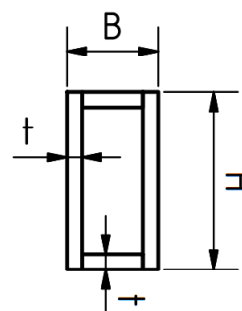
$$J_{o0,1} = \frac{(H_1 \cdot B_1^3 - (H_1 - 2 \cdot t_1) \cdot (B_1 - 2 \cdot t_1)^3)}{12} = \frac{(350 \cdot 200^3 - (350 - 2 \cdot 30) \cdot (200 - 2 \cdot 30)^3)}{12} = 1,28 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

Kvadratický moment průřezu obdélníkového profilu (f=0,6):

$$J_{o0,6} = \frac{(H_2 \cdot B_2^3 - (H_2 - 2 \cdot t_2) \cdot (B_2 - 2 \cdot t_2)^3)}{12} = \frac{(200 \cdot 180^3 - (200 - 2 \cdot 12) \cdot (180 - 2 \cdot 12)^3)}{12} = 4,152 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

Ohybový modul průřezu (f=0,1):

$$W_{o0,1} = \frac{J_{o0,1}}{\frac{B_1}{2}} = \frac{1,67 \cdot 10^8}{\frac{200}{2}} = 1,43 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$



Obrázek 54 – Profil traverzy

Ohybový modul průřezu (f=0,6):

$$W_{0,6} = \frac{J_{0,6}}{\frac{B_2}{2}} = \frac{4,152 \cdot 10^7}{\frac{180}{2}} = 4,613 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

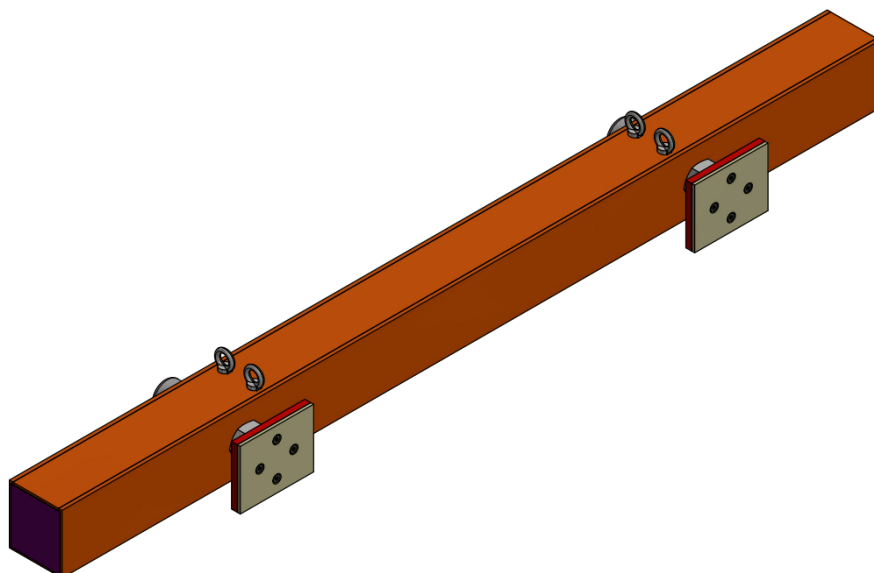
Napětí v kritickém místě traverzy (f=0,1):

$$\sigma_{T0,1} = \frac{M_{0max0,1}}{W_{0,1}} = \frac{164600000}{1,43 \cdot 10^6} = \mathbf{115 \text{ MPa}}$$

Napětí v kritickém místě traverzy (f=0,6):

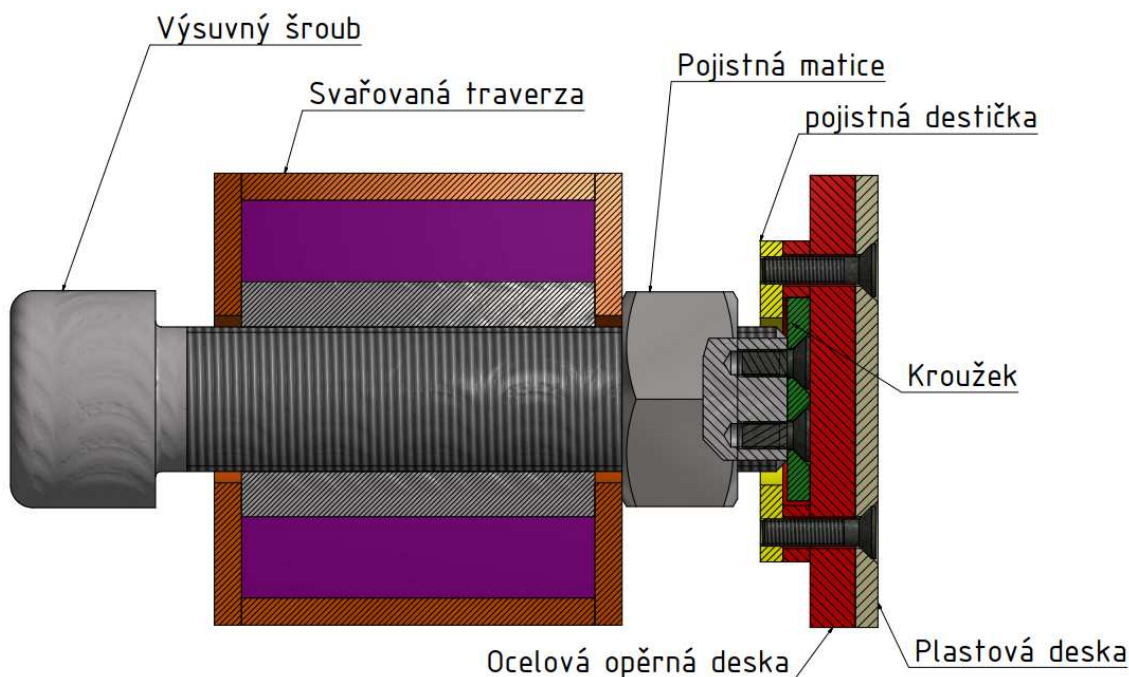
$$\sigma_{T0,6} = \frac{M_{0max0,6}}{W_{0,6}} = \frac{49839000}{4,613 \cdot 10^5} = \mathbf{108 \text{ MPa}}$$

Vzhledem k rozměrům traverzy nelze použít polotovary s obdélníkovým profilem. K tomu budou použity plechové díly s tloušťkou 30mm (f=0,1) a 12mm (f=0,6). V případě tohoto výpočtu jsou použity ideální vazby. V reálném případě se při působení síly na traverzu bude deformovat rám, bude vznikat tření mezi kontaktními plochami, a tudíž napětí na traverze se může lišit. Proto bude provedena analýza MKP v programu NX 10.



Obrázek 55 – Finální 3D model osové zarážky

Pro snadnou manipulaci jsou v traverze osové zarážky vytvořeny čtyři díry se závitem pro našroubování závěsných ok DIN 580 – M16. Oka se mohou v traverze nechat permanentně, mohou se k ní přivařit nebo se mohou vyměnit za ocelové zátky, když nebude potřeba s traverzou manipulovat. Čtyři jsou proto, aby nedocházelo k naklopení traverzy při jejím zdvižení, díky nevyváženosti, která je způsobena tíhou opěrných desek a mírou vysunutí šroubů. To je důležité při jejím ukládání do bočnicových výřezů v rámu lože.



Obrázek 56 – Řez osovou zarážkou

Na obrázku 56 je řez osové zarážky v místě šroubu. Jelikož má ocelová opěrná deska teoretickou hmotnost cca 10kg, je nutné, aby byla k výsuvnému šroubu připevněna a obsluha ji nemusela přidržovat během instalace osové zarážky v univerzálním loži.

Postup montáže je takový, že po našroubování výsuvných šroubů do válečku svařované traverzy, se namontuje pojistná matice a nasadí pojistná destička. Po té se přišroubuje kroužek, pomocí dvou šroubů, k čelu výsuvných šroubů a nasadí ocelová opěrná deska. Po té se k sobě přišroubuje ocelová opěrná deska, plastová deska a pojistná deska. Aby nedošlo k zadření mezi kroužkem a ocelovou deskou při utahování či povolování výsuvných šroubů, musí se na tuto oblast nanést mazací tuk. Mazací tuk také přispěje k snadnějšímu otáčení výsuvných šroubů.

9. Výpočetní řešení metodou konečných prvků

V kapitole 8 bylo popsáno finální řešení jednotlivých komponent lože, z něhož vyplývají tři možnosti řešení, jak je vidět v tabulce 7.

	ŘEŠENÍ 1	ŘEŠENÍ 2	ŘEŠENÍ 3
TŘENÍ	Ocel - ocel ($f = 0,1$)	S protiskluzovou podložkou ($f = 0,6$)	Nejhorší kombinace
TRAVERZA	<u>Plné zatížení</u> 878 000 N Šrouby - M100	<u>Částečné zatížení</u> 266 000 N Šrouby - M64	<u>Plné zatížení</u> 878 000 N Šrouby - M100
PODPĚRNÁ LŮŽKA	<u>Částečné zatížení</u> Podpěry – M30 Vložky – M20	<u>Plné zatížení</u> Podpěry – M36 Vložky – M36	<u>Plné zatížení</u> Podpěry – M36 Vložky – M36
BEZPEČNOST:	4	3	5
CENA:	3	5	2
SNADNOST VÝROBY:	3	4	2
HMOTNOST:	1	4	1
CELKEM:	11	16	10

Tabulka 7 – Možnosti finálního řešení

Řešení 1

Mezi kontejner a podpěry se **nevloží** protiskluzová podložka. Třecí součinitel bude tedy 0,1 a podpěrná lůžka nebudou tímto tolik namáhána. Budou tedy k připevnění podpěr k rámu a vyměnitelných vložek k podpěrám za potřebí menší šrouby s nižší předepínací silou. Na osovou zarážku bude působit vyšší zatížení a z toho důvodu bude za potřebí větší traverzy, k zachycení těchto sil. Rám bude více namáhán, jelikož na sebe přenáší síly z traverzy.

Řešení 2

Mezi kontejner a podpěry se **vloží** protiskluzová podložka. Třecí součinitel bude tedy 0,6 a podpěrná lůžka budou namáhána daleko víc, než u řešení 1. Bude za potřebí větších šroubů a vyšších utahovacích momentů k dostatečnému předepnutí šroubů. Na osovou zarážku bude působit přibližně třetinová síla oproti řešení 1 a traverza bude mít o dost menší rozměry a tím i nižší cenu za materiál. Na rám, bude přes traverzu, přenášeno daleko nižší zatížení a konstrukce rámu bude z toho důvodu jednodušší. V některých místech se zmenší tloušťky plechů, čímž bude celková konstrukce lehčí a tím pádem i levnější.

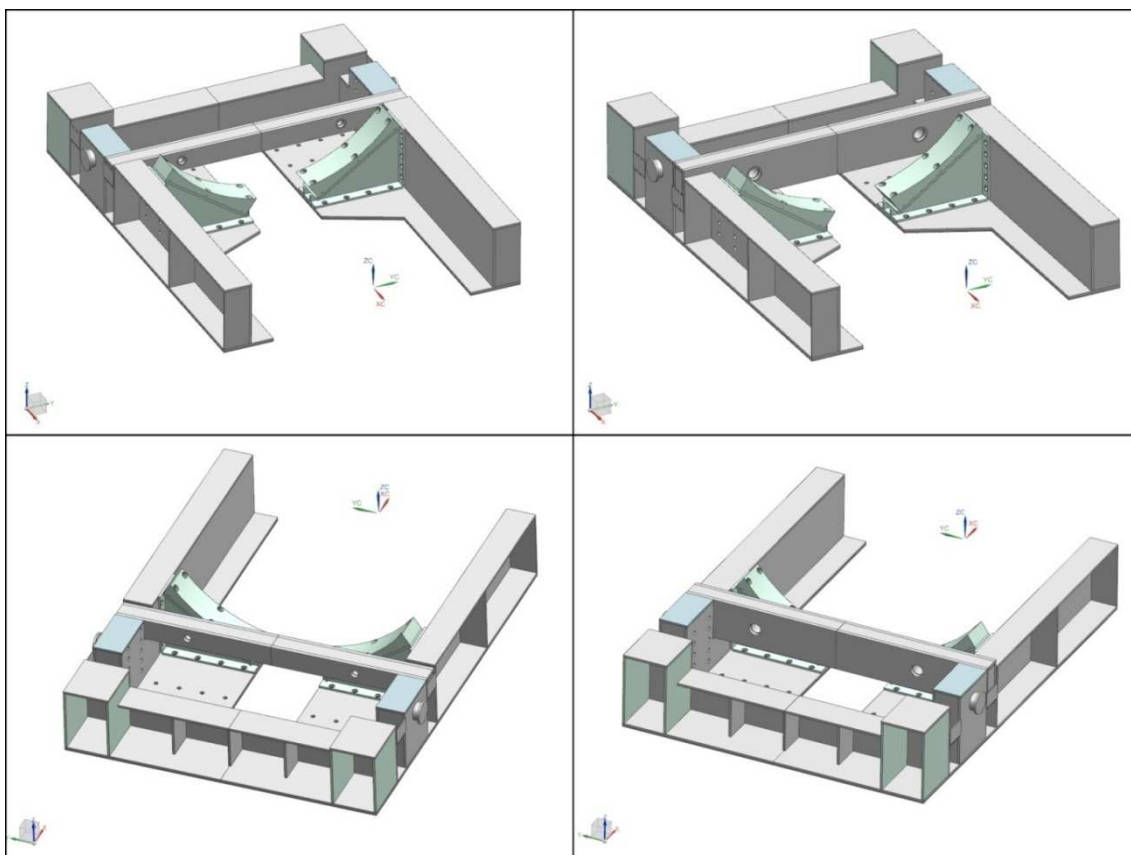
Řešení 3

Je varianta navržená pro maximální možnou bezpečnost konstrukce. Podpěry budou konstruovány pro vyšší zatížení (jako v případě vložení protiskluzové podložky) s většími šrouby a traverza dimenzována na případ působení větších setrvačných sil. V reálném případě by tato varianta nemohla nastat, jelikož třecí účinky během převozu působí vždy. Proto nebude dále uvažována jako možné řešení.

Jednotlivá řešení byla bodově zhodnocena (1 – nejhorší; 5 – nejlepší). Byly hodnoceny důležité technické parametry celkové konstrukce a odhadem i cena. Pro demonstraci toho, jaký vliv má na konstrukci protiskluzová podložka, byly vytvořeny obě varianty (řešení 1 a řešení 2), na kterých byla provedena MKP pevnostní analýza. Na obrázcích níže jsou vidět podstatné rozdíly těchto řešení.

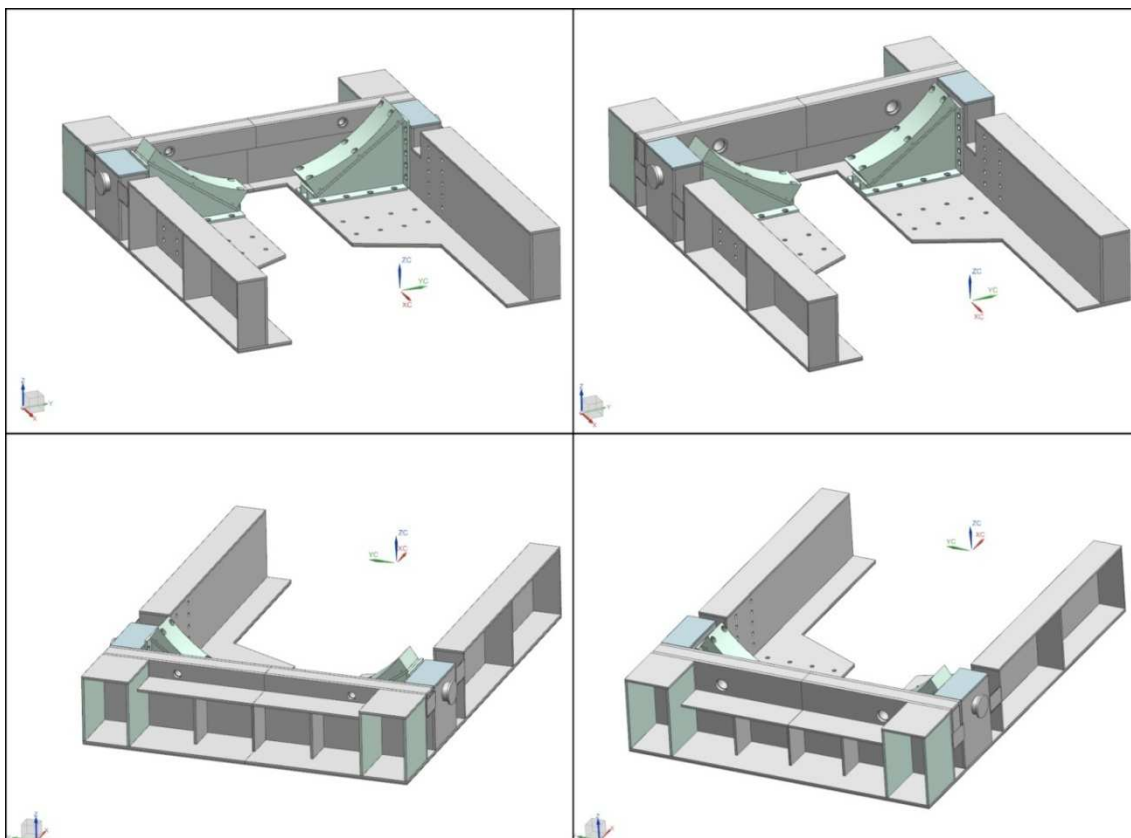
9.1 Výpočtové modely pro MKP

Na obrázcích 57 a 58 jsou zobrazeny výpočtové modely univerzálního lože, pro převoz těles kontejnerů 440 (obrázek 57) a 1000 (obrázek 58). V levé části obrázků je varianta řešení 2 ($f=0,6$) a vpravo řešení 1 ($f=0,1$). Z hlediska zjednodušení byla vymodelována pouze polovina lože. Kdyby byly podpěry zatěžovány symetricky, stačila by k výpočtu čtvrtina lože. Jenže vlivem působení radiální setrvačné síle, je jedna podpěra zatížena více než druhá. To má zásadní vliv na deformace rámu v příčném směru.



Obrázek 57 – Výpočetní model univerzálního lože pro převoz tělesa kontejneru 440

Do výpočetního modelu budou zadávány síly, které byly vypočteny v předchozích kapitolách. Tj. síly $F_{x0,1}$, $F_{x0,6}$, F_y a F_z na podpěrných lůžkách, síly $F_{šr0,1}$, $F_{šr0,6}$, které působí na jeden šroub osově zarážky, tíha součástí a předpětí šroubových spojů podpěrných lůžek s rámem a vyměnitelné vložky.

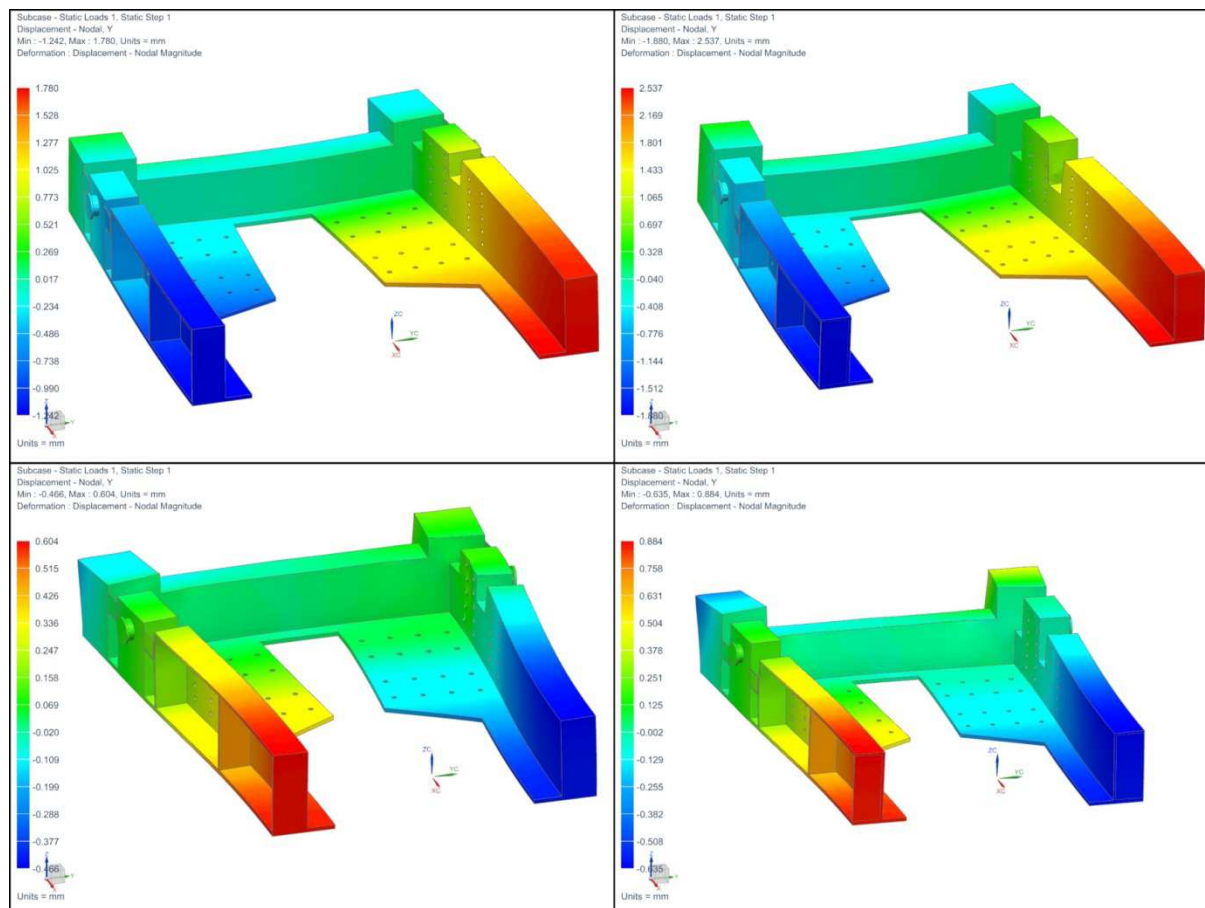


Obrázek 58 – Výpočetní model pro převoz těles kontejnerů 1000

9.2 Deformační kontrola jednotlivých řešení

V této kapitole jsou zobrazeny deformace jednotlivých částí lože. V levém sloupci jsou výsledky pro řešení 2, tj. umístění protiskluzové podložky se součinitelem tření 0,6. V pravém sloupci jsou výsledky pro řešení 1, tj. bez umístění protiskluzové podložky a třením 0,1 (ocel – ocel).

9.2.1 Deformační kontrola rámu lože – směr y



Obrázek 59 – Deformační kontrola rámu lože ve směru y

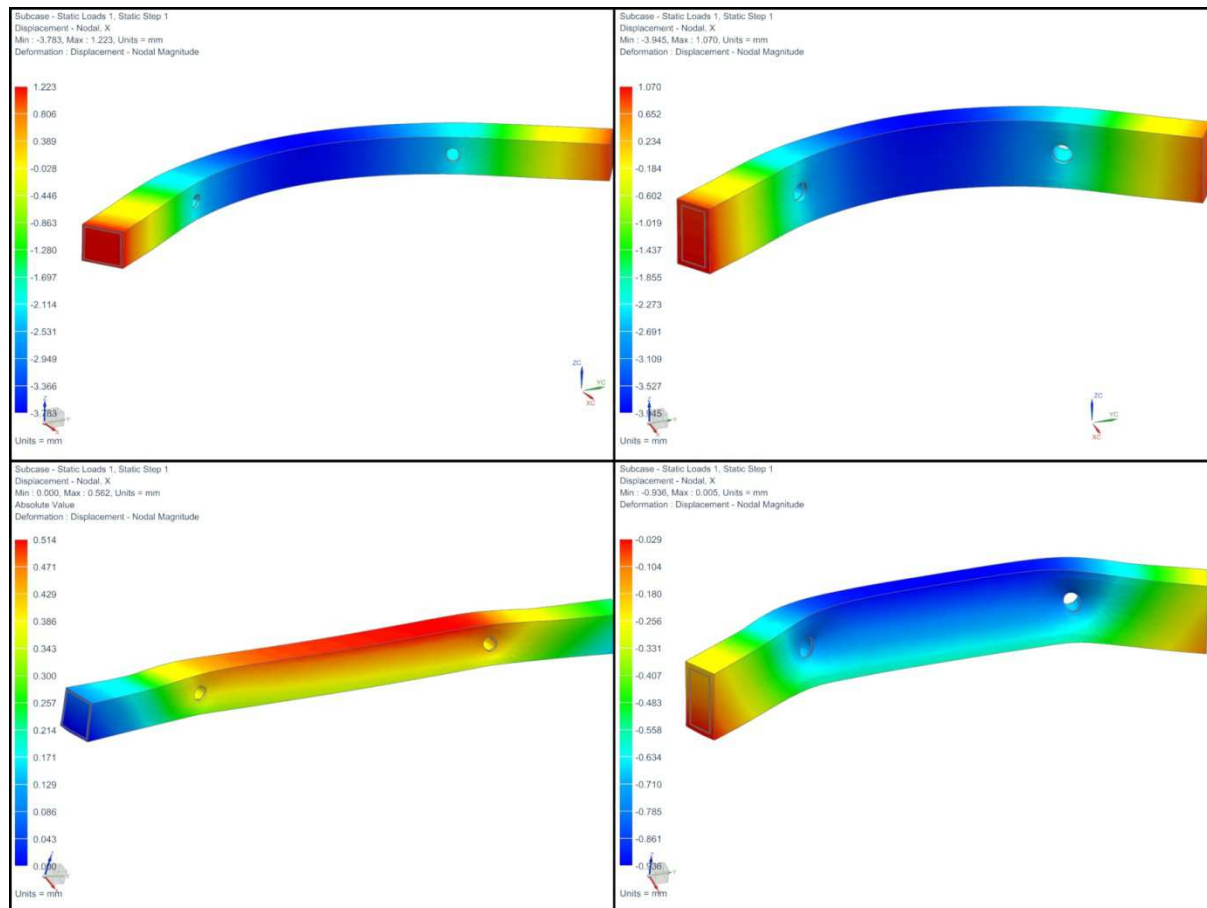
Jak je vidět na obrázku 59, byly vypočteny průhyby jednotlivých částí rámu lože ve směru y (napříč lože). Ve směru y jsou deformace výraznější. Především díky reakčním silovým účinkům, kterými působí těleso kontejneru na podpěrná lůžka, při zatížení tíhovou a radiální setrvačnou silou. Tyto síly způsobují roztahování rámu do stran. Radiální setrvačná síla má za následek nesouměrné zatížení podpěr a tím i rozdílné hodnoty deformace na každé straně rámu. Největší deformace rámu ve směru y vznikají v místě řezu.

Na obrázku 59 nahoře, jsou deformace, které vznikají během převozu tělesa kontejneru Castor 440. Je vidět, že k deformaci ve směru y přispívá také zatížení osová zarážky osovou setrvačnou silou. Při převozu tělesa 440 tlačí traverza na vnitřní hrany výřezů v bočnicích rámu a je rám více roztahován.

U varianty převozu tělesa kontejneru Škoda 1000 a Castor 1000 (obrázek 59 dole) je osová zarážka umístěna v zadních výřezech v rámu. Zatížená traverza se opírá o část zadní stěny rámu lože a díky tomu se boky rámu neroztahují.

Aby se takovým deformacím zamezilo, stačí, aby se vyplnila vyříznutá část v podlaze rámu lože. Především v místech podpěr. Rám ve všech variantách nevykazuje žádné razantní deformace ve směrech x a z.

9.2.2 Deformační kontrola osově zarážky – směr x



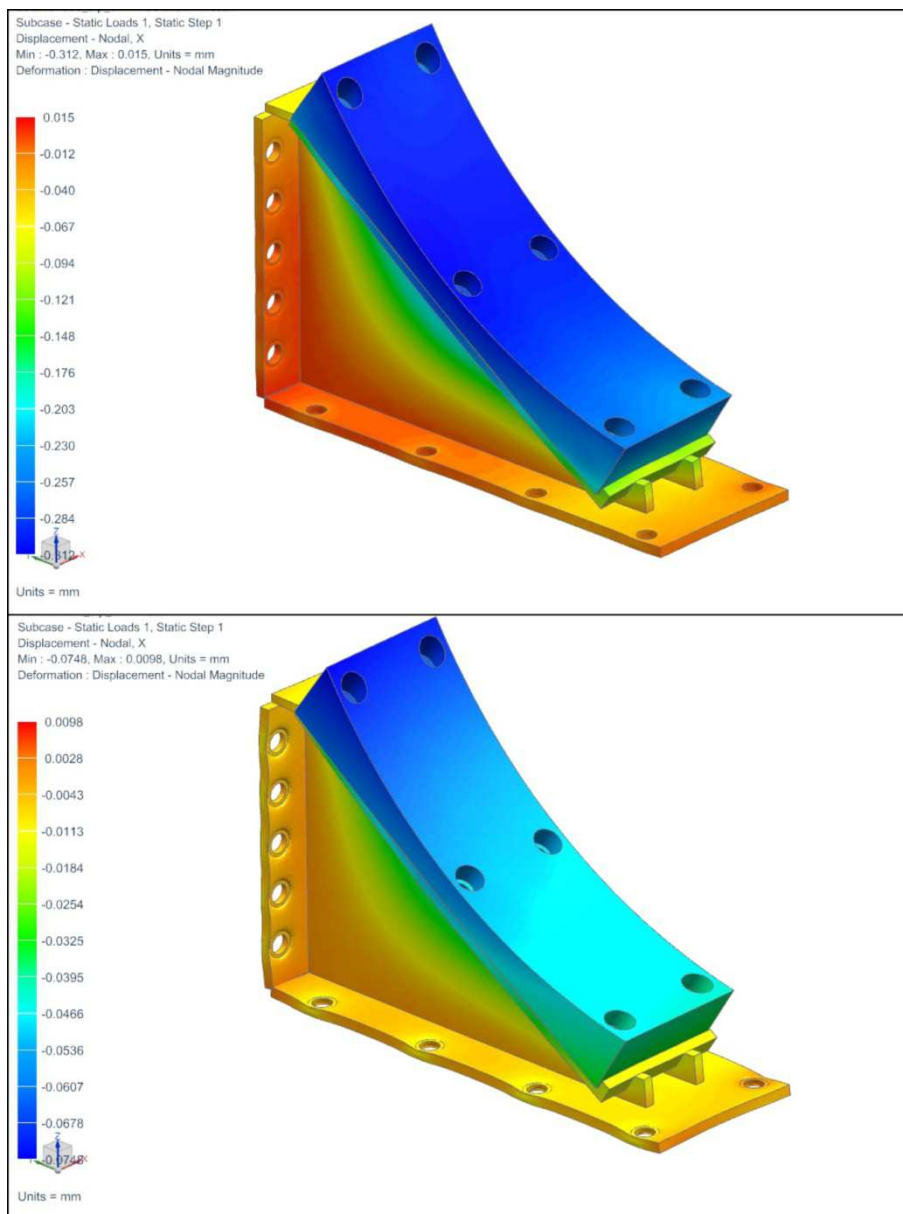
Obrázek 60 – Deformační kontrola osově zarážky ve směru x

Na obrázku 60 nahoře jsou zobrazeny osově zarážky pro převoz tělesa kontejneru 440 a dole pro převoz těles kontejnerů 1000. Je zde zobrazena deformace ve směru x, tj. ve směru osy kontejneru (ve směru jízdy). Deformace zarážek pro těleso 440 je daleko větší než u zarážek pro těleso kontejnerů 1000.

Jak již bylo zmíněno, traverza zarážky se během převozu tělesa kontejneru 440 ohýbá okolo vnitřních hran výřezů a největší průhyb je uprostřed traverzy. V případě převozu tělesa kontejneru 1000 je zadní plocha traverzy opřena nejen o vnitřní hrany rámu lože, ale částečně i o zadní stěnu rámu lože, která deformace razantně snižuje. U zarážek, které jsou v rámu lože uloženy pro převoz kontejneru 440, je průhyb v místech výsuvných šroubů okolo 3mm.

Vzhledem k velikosti univerzálního lože a jeho komponent není velikost průhybu nijak razantní a takto konstruovaná osově zarážka vyhovuje ve všech variantách.

9.2.3 Deformační kontrola podpěrných lůžek – směr x



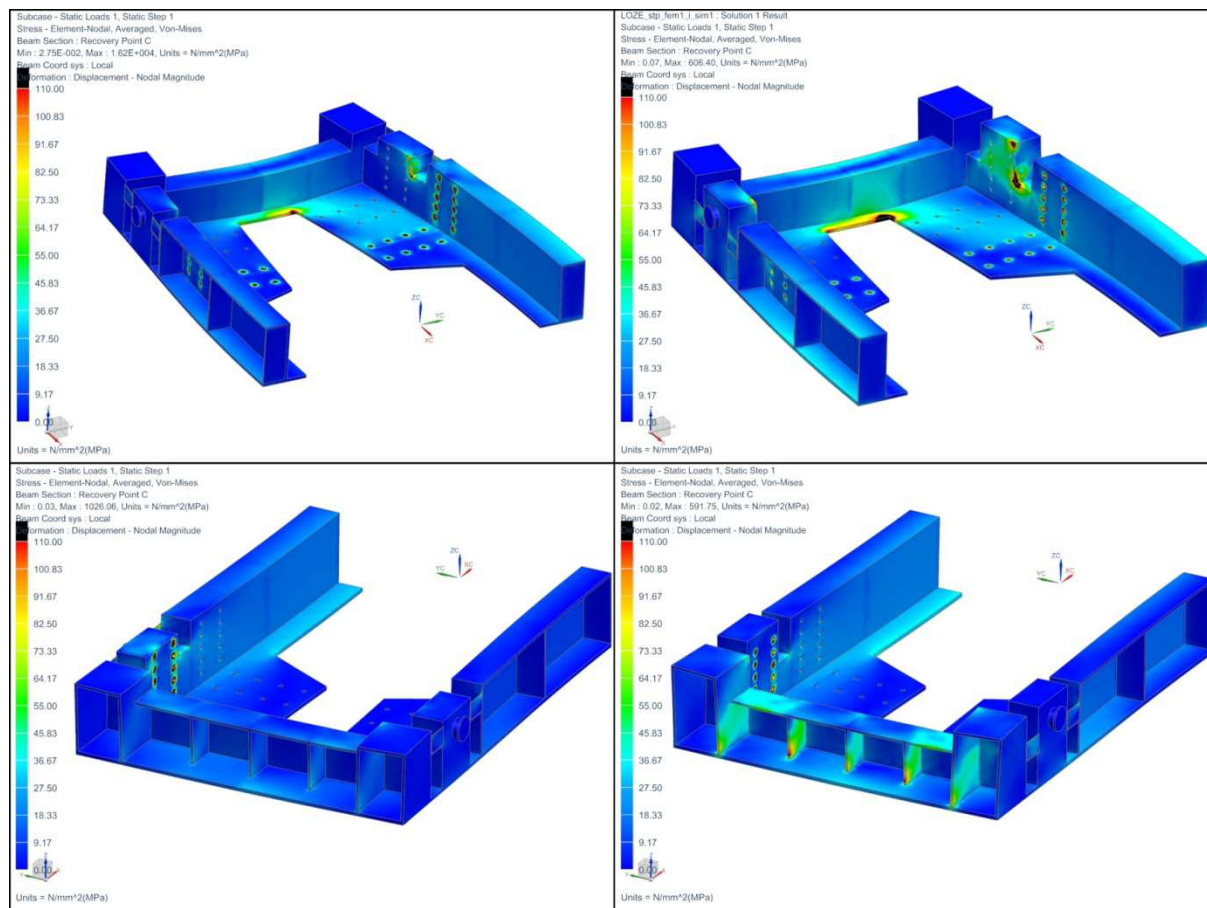
Obrázek 61 – Deformační kontrola podpěrných lůžek ve směru x

Na obrázku 61 nahoře je řešení s protiskluzovou podložkou ($F_x = 368\,849\text{ N}$) a dole řešení bez protiskluzové podložky ($F_x = 61\,475\text{ N}$). Horní řešení má hodnoty deformací o jeden řád vyšší, než spodní. Odlehnutí šroubovaných spojů se pohybuje v obou případech v hodnotách setin milimetrů, tudíž velikost předepnutí šroubů a jejich průměr bude zachován v obou variantách výpočtů.

9.3 Pevnostní kontrola jednotlivých řešení

Na obrázcích v této podkapitole jsou zobrazeny napětí v materiálu jednotlivých řešení. V levém sloupci jsou výsledky pro řešení 2, tj. umístění protiskluzové podložky se součinitelem tření 0,6. V pravém sloupci jsou výsledky pro řešení 1, tj. bez umístění protiskluzové podložky a třením 0,1 (ocel – ocel).

9.3.1 Pevnostní kontrola rámu lože



Obrázek 62 – Napětí v rámu lože dle hypotézy HMM

Na obrázku 62 jsou zobrazeny vypočítaná napětí v rámu lože. Horní hranice byla omezena na 110MPa, na dovolenou hodnotu napětí pro materiál S235JRG1 (11 373) při bezpečnosti $k=2$. Veškeré hodnoty napětí, které přesáhne dovolenou mez je na obrázku vyznačena černě.

Na obrázku 62 nahoře jsou zobrazená řešení (řešení 2 vlevo, řešení 1 vpravo) pro převoz těles kontejnerů typu 440. Jak je vidět, špička napětí vzniká v předpokládaném místě, tj. na vnitřní hraně výřezů, v místě umístění traverzy. Tyto špičky napětí jsou zanedbatelné, jelikož se vyskytují pouze v bodech, které leží přímo na hraně rámu. Tudíž celá reakce rámu od zatížení traverzy je koncentrována v několika málo bodech. V reálném případě by nebyla zatížena pouze hrana ale i velká část plochy, vzhledem k malému úhlu natočení traverzy pod zatížením.

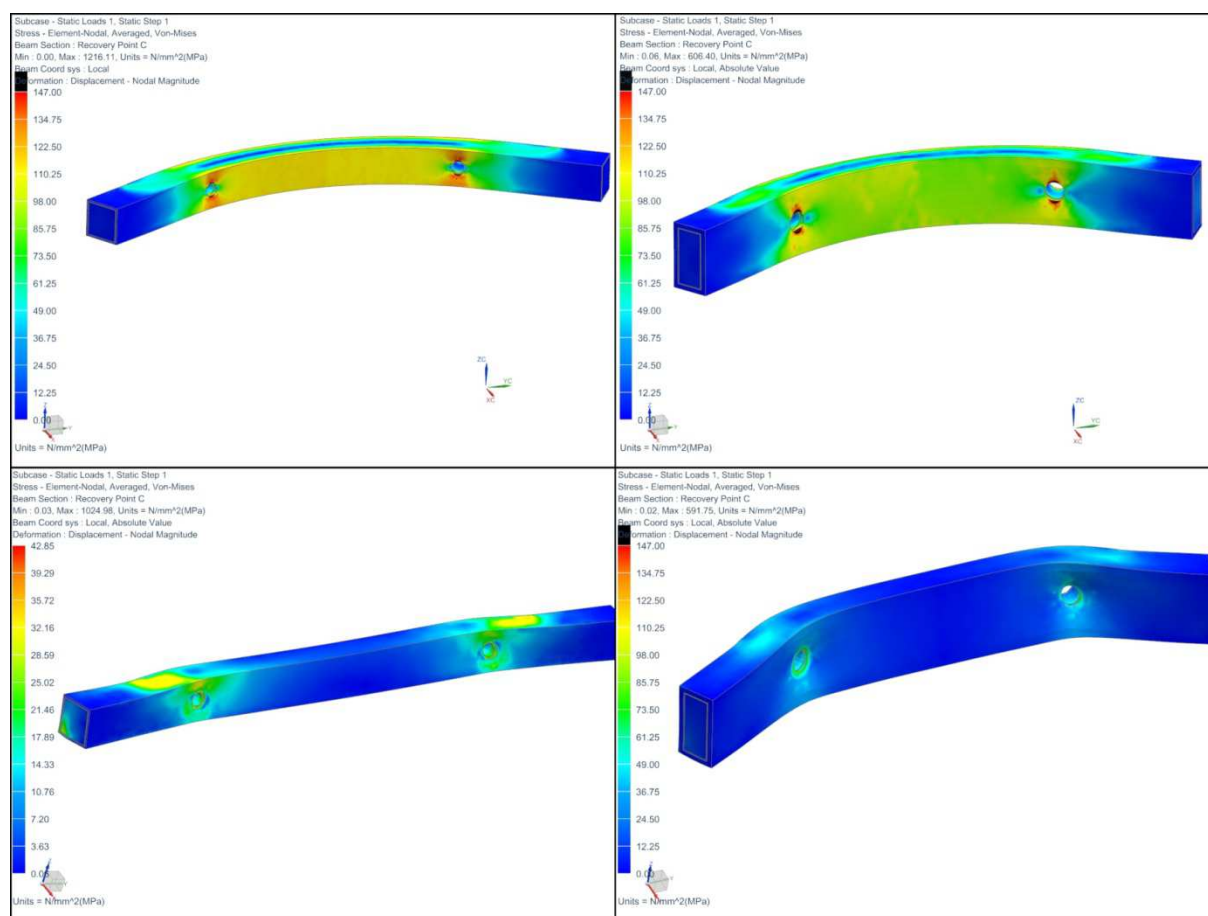
Další špička napětí působí v rohu výřezu v podlaze rámu lože. Toto napětí vzniká vlivem zatížení podpěrných lůžek, které rám roztahují do stran, jak bylo uvedeno v kapitole 9.2.1. Jak bylo zmíněno, je třeba tento výřez zmenšit a vyztužit tak celé lože. Tím by měli být špičky napětí eliminovány.

Na obrázku 62 dole jsou zobrazeny jednotlivé řešení pro převoz těles kontejnerů typu 1000. Jak bylo zmíněno, traverza se opírá o zadní stěnu rámu lože a přenáší zatížení do žebrování. U většího zatížení traverzy je vidět, že v žebrech vznikají špičky napětí (obrázek 62 vpravo dole) a v případě použití tohoto řešení, by se muselo vytvořit více žeber, která by rovnoměrně přenesla zatížení traverzy, a napětí v nich by se snížilo.

Dále je vidět, že řešení 2 ($f=0,6$) s menší traverzou je výhodnější, jelikož rám lože není tak namáhán jako u řešení 1 ($f=0,1$) s velkou traverzou.

Některá místa konstrukce nejsou patřičně využita, jako jsou boční žebra rámu, která nepřenášejí téměř žádné zatížení. Proto lze použít tenčí plechy a případně zužit některé části konstrukce. To bude mít za následek nižší hmotnost a tím i příznivější cenu za materiál celého univerzálního lože.

9.3.2 Pevnostní kontrola osových zarážky



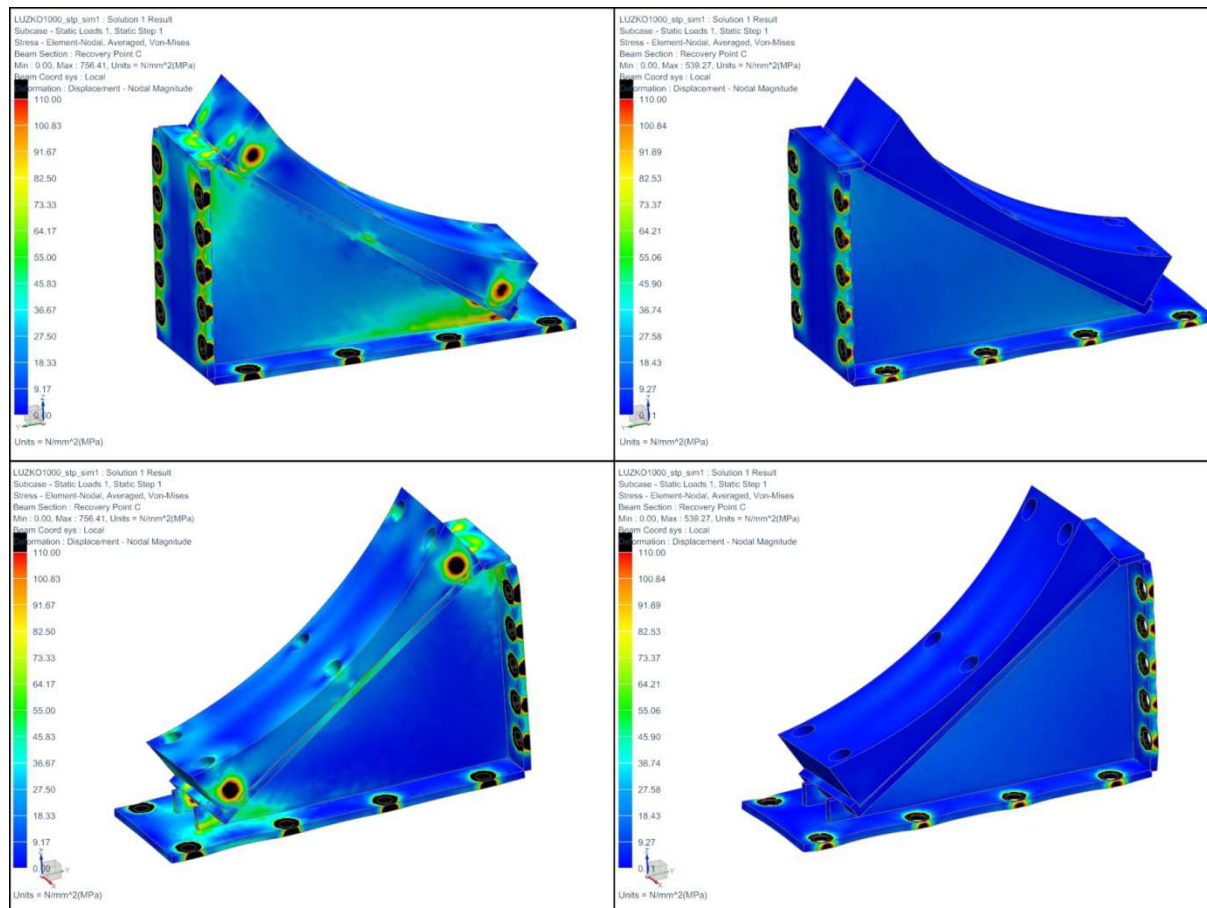
Obrázek 63 – Pevnostní kontrola osových zarážek dle hypotézy HMM

Nahoře jsou zobrazeny traverzy osových zarážek pro převoz těles kontejnerů 440 a dole traverzy umístěné v rámu pro převoz těles kontejnerů typu 1000. Napětí u všech variant bylo omezeno na hodnotu 147MPa, což je dovolené napětí materiálu 11 523 (S355J0) s bezpečností $k=2$. Černou barvou jsou vyznačena místa konstrukce, která tuto hodnotu přesáhla.

U traverz pro převoz těles typu 440 vzniká větší napětí. V oblasti zatížení traverzy, tj. v blízkosti otvorů pro šrouby, vznikají špičky napětí. Tyto špičky jsou zanedbatelné z toho důvodu, že vznikají pouze v několika bodech, a v jejich blízkém okolí jsou hodnoty razantně nižší. Konstrukce tedy, z hlediska materiálového napětí, vyhovuje.

U varianty převozu těles kontejnerů typu 1000, se napětí pohybuje, v obou případech zatížení, od 40 – 80MPa. Takto nízké napětí vzniká díky tomu, že je zadní plocha traverzy podepřena rovnoměrně po celé délce. Taty varianty tedy také vyhovují.

9.3.3 Pevnostní kontrola podpěrných lůžek

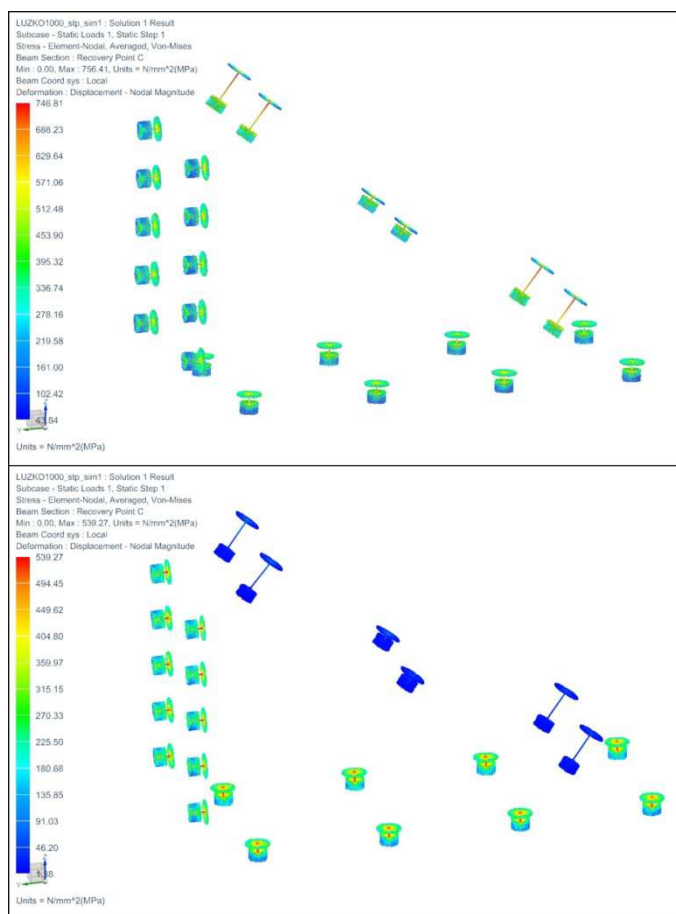


Obrázek 64 – Pevnostní kontrola podpěrných lůžek dle hypotézy HMH

Zde jsou zobrazeny dvě varianty zatížení podpěr, kde je horní napětí 110MPa, což odpovídá dovolenému napětí materiálu 11 373 (S235JRG1) s koeficientem bezpečnosti $k=2$. V levé části je zobrazena podpěra z obou stran, s umístěnou protiskluzovou podložkou a vpravo bez umístěné protiskluzové podložky. Jedná se o podpěry pro převoz těles kontejnerů typu 1000, které jsou, díky větší hmotnosti kontejneru, více zatěžovány ve všech směrech než podpěry určené pro převoz těles typu 440.

Zde je vidět razantní rozdíl v namáhání obou konstrukcí. Varianta s protiskluzovou podložkou způsobuje až 3x vyšší napětí v univerzální části podpěr, hlavně v bočních dílech. Navíc díky většímu předepnutí šroubových spojů vzniká daleko větší napětí ve vyměnitelné vložce.

9.3.4 Kontrola šroubových spojení



Obrázek 65 – Pevnostní kontrola šroubových spojení

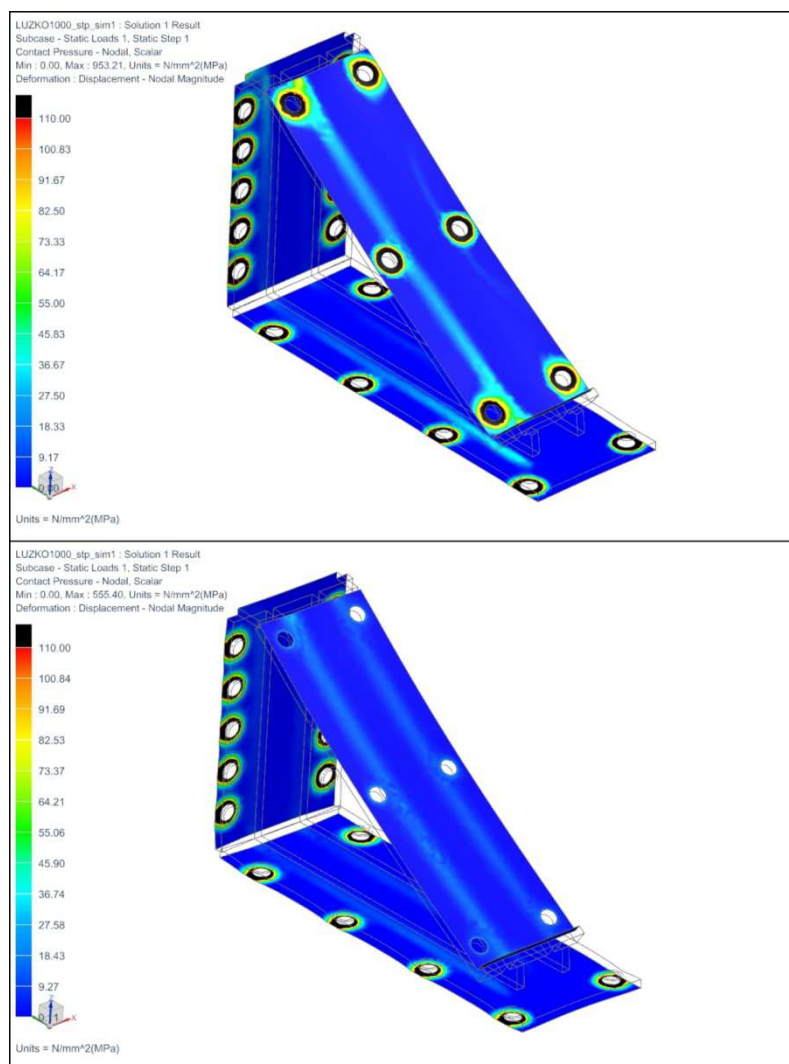
U šroubových spojení bylo zkontrolováno redukované napětí a ověřena bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu šroubů. Jak již bylo uvedeno, ve všech případech se jedná o šrouby pevnostní třídy 12.9, kde mez kluzu je 1080MPa.

Na obrázku 65 nahoře je spočtena varianta s umístěním protiskluzové podložky. U šroubů na spodní i zadní desce podpěr (M36) je napětí přibližně stejné, a to okolo 563MPa. Bezpečnost šroubů vůči mezi kluzu je tedy přibližně 1,9. Program KISSsoft určil bezpečnost 1,58 – 1,59. Hodnota MKP je vyšší z toho důvodu, že ve šroubu byly zanedbané závitové závity a model byl nahrazen válcem. Stejně tak byla spočtena hodnota napětí ve šroubech vyměnitelných vložek (M36), kde nejvyšší hodnota napětí ve šroubu je 630MPa. Stejným způsobem byla stanovena bezpečnost, a to 1,71. Opět je tato hodnota o něco málo vyšší, než hodnota bezpečnosti vypočítaná v programu KISSsoft.

Velmi podobné hodnoty vznikají i v případě bez použité protiskluzové podložky. Napětí ve šroubech u spodní a zadní desky podpěr (M30) dosahuje hodnoty 524MPa. U šroubů ve vyměnitelné vložce (M20) není téměř žádné napětí a to z toho důvodů, že třecí síla v podložce F_x je malá, oproti první variantě, a na šrouby působí malá smyková síla, která má na velikosti předepínací síly zásadní vliv.

Šrouby v obou případech vyhovují.

9.3.5 Tlak kontaktních ploch v místě šroubů



Obrázek 66 – Napětí v kontaktních plochách podpěrných lůžek

Na obrázku 66 jsou zobrazeny kontaktní plochy šroubových spojení. Je na nich zobrazeno napětí s horní hranicí 110MPa.

Na obrázku 66 nahoře jsou zobrazeny kontaktní plochy varianty s protiskluzovou podložkou. Průměrné napětí v místech šroubů spodní plochy je 565MPa, zadní plochy 557MPa a u plochy vyměnitelné vložky 660MPa.

Na obrázku 66 dole jsou zobrazeny kontaktní plochy varianty bez protiskluzové podložky a s menšími šrouby a předpětími. Průměrné napětí spodní plochy je 362MPa, zadní plochy 359MPa a u plochy vyměnitelné vložky 15MPa.

Vzhledem k těmto povrchovým napětím je třeba zvolit materiál, který má větší tvrdost a větší dovolený povrchový tlak, než nejvyšší vypočtené povrchové napětí – 660MPa.

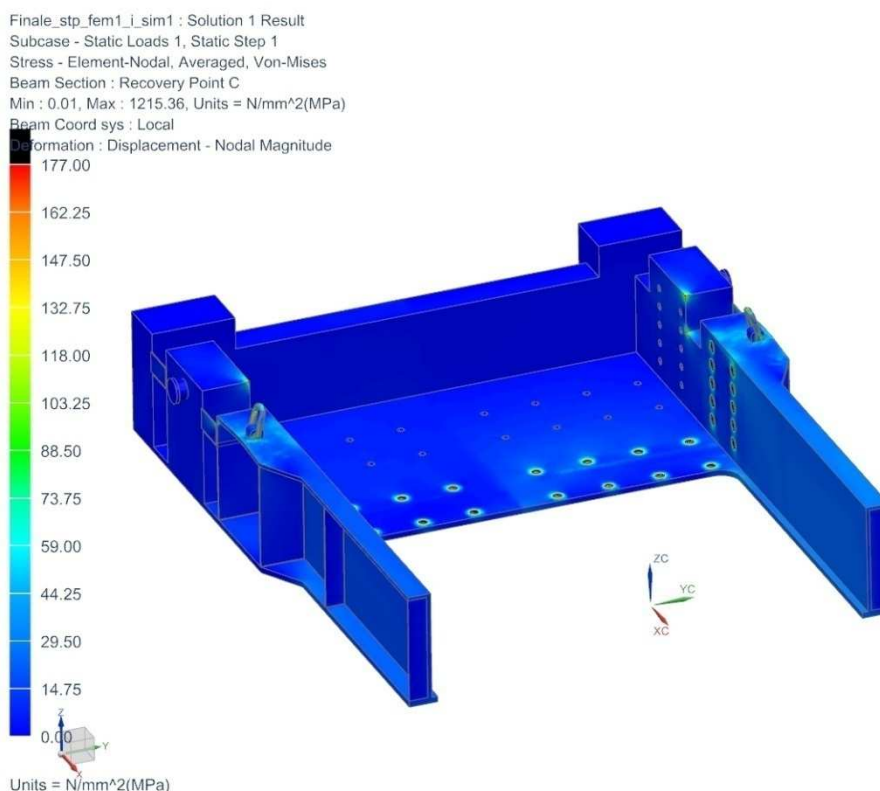
Pro tyto účely je optimální materiál oceli S355J2 (ČSN 11 503) s dovoleným napětím při bezpečnosti $k=2$ – $\sigma_D = 177,5\text{MPa}$ a dovoleným povrchovým tlakem, dle programu KISSsoft, 760MPa.

Ve finálním výpočtu MKP bude uvažován tento materiál a dle napětí budou vhodně určeny svary.

9.4 Pevnostní a deformační kontrola finálního řešení

3D modely rámu, osových zarážek a podpěrných lůžek byly upraveny dle předchozích výpočtů. Pro finální úpravy bylo vybráno řešení 2, tj. konstrukce s umístěním protiskluzových podložek se součinitelem tření 0,6 mezi podpěrná lůžka a těleso kontejneru, a to z těchto důvodů:

- Menší namáhání rámu lože než u řešení 1 ($f=0,1$). Redukce teoretické hmotnosti původního řešení rámu z 5706kg na 4670kg.
- Nižší cena rámu lože díky redukci hmotnosti
- Menší osově zarážky s menšími průměry výsuvných šroubů než u řešení 1 ($f=0,1$)
- Menší zarážky = nižší cena za materiál

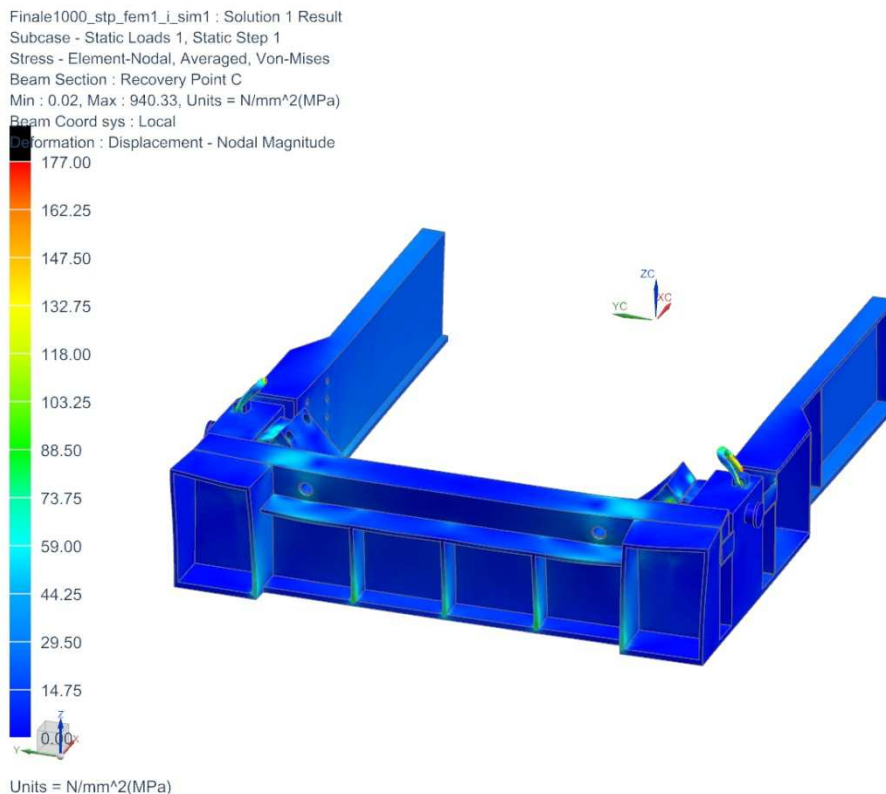


Obrázek 67 – Rám lože během přepravy tělesa kontejneru typu 440 – Napětí v rámu

Na obrázku 67 je vidět napětí v rámu lože k dovolenému napětí 177MPa (materiál S355J2 – 11 503) při bezpečnosti $k=2$. Tento materiál byl určen pro konstrukci proto, že má vyšší dovolený tlak. Je to stejný materiál, který byl zvolen pro konstrukci podpěr, vzhledem k vysokému tlaku v místech šroubů. Tak jako u předchozích MKP výpočtů jsou napětí překračující tuto hranici zobrazena černě.

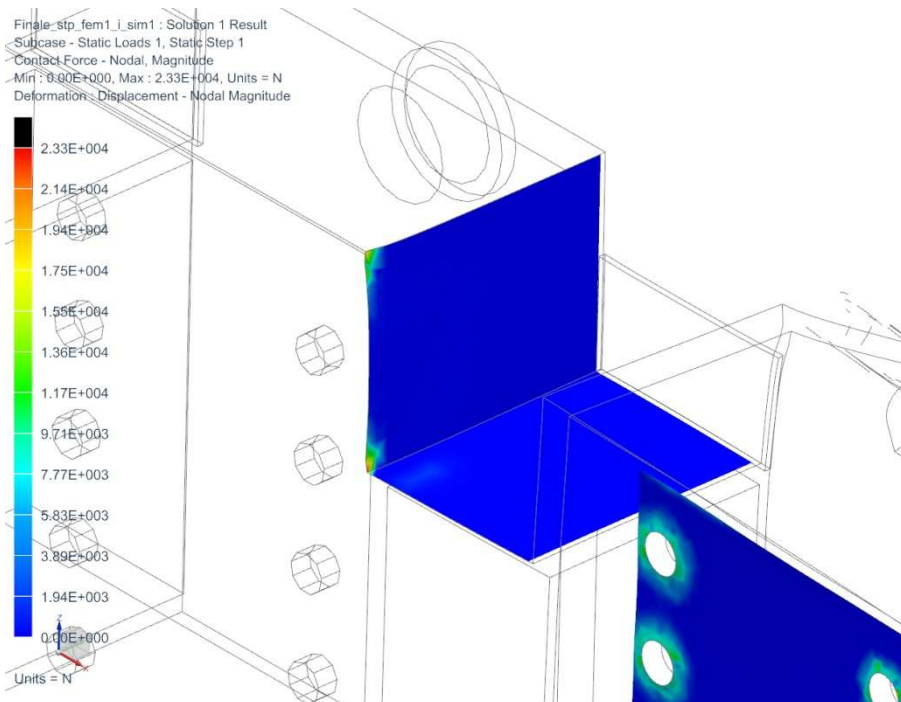
Kromě zatížení traverzy osových zarážek a podpěrných lůžek, byly zatíženy i závěsné body, které byly popsány v kapitole 8.1.2. Jak již bylo zmíněno, tyto vázací body slouží k uchycení a zajištění těles kontejneru v podpěrách, proti působení odlehčující setrvačné síly F_{VZ} . Body byly zatíženy silou $R_{VZ} = 75290\text{N}$. Vzhledem k velikosti síly bylo nutné vytvořit ještě jedno boční žebro na každé straně lože, aby se část rámu, ke které jsou vázací body přivařeny, nedeformovala. Žebro má tloušťku plechu 10mm.

Dále je vidět, že díly jako, boky rámu a boční žebra, byly zúženy v místech nepřenášející téměř žádné zatížení. Vyplněním oblasti podlahy rámu materiálem, se zamezilo deformacím ve směru y, které byly popsány v kapitole 9.2.1.



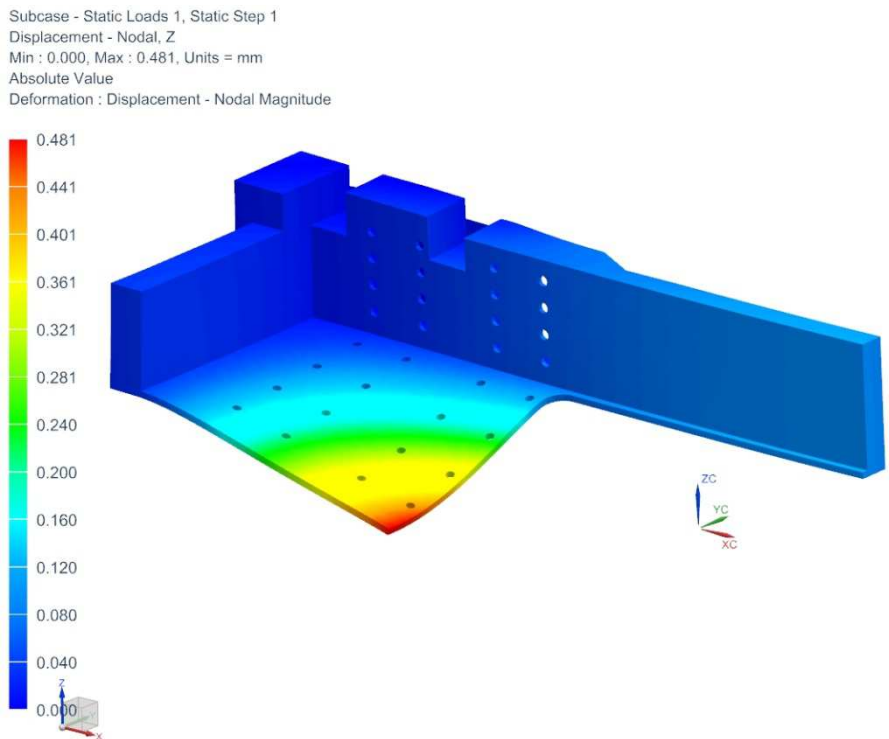
Obrázek 68 – Rám lože během přepravy tělesa kontejneru typu 1000 – Napětí v rámu

Na obrázku 68 je zobrazeno napětí rámu lože uspořádané pro převoz těles kontejnerů Castor 1000 a Škoda 1000. Tak jako na obrázku 67 jsou na modelu udělány vázací body pro uchycení kontejneru v podpěrách. Dále je vidět, že příčná žebra a celá čelní strana rámu lože byla zkrácena a tím byl ušetřen materiál.



Obrázek 69 – Síla v kontaktní ploše rámu lože při převozu tělesa kontejneru 440

Na obrázku 69 jsou vidět reakční síly na kontaktní ploše výřezu v bočnici rámu od působení osově zarážky. Síla je v MKP výpočtech koncentrována do dvou bodů, které způsobují špičky napětí, které byly popsány v kapitole 9.3.1. V okolních bodech je síla téměř nulová a ve zbytku kontaktní plochy není žádná zaznamenaná síla. Proto jsou špičky napětí ve výřezích v rámu zanedbatelné.



Obrázek 70 – Simulace přenesení lože na dopravní prostředek

Na obrázku 70 jsou zobrazeny deformace ve směru z, které jsou způsobeny přenosem univerzálního lože na ložnou plochu dopravního prostředku. Jelikož se jedná o symetrickou úlohu ve dvou rovinách (příčná a podélná) je výpočet proveden pouze na čtvrtině lože. Rám lože se zachytí za válcové čepy určené pro přenos lože, které byly zobrazeny na obrázku 43. Jejich umístění je takové, aby byl rám lože při zvednutí vyvážen a neprohýbal se na jednu či druhou stranu od čepu. Nejvyšší průhyb, dle MKP analýzy, je uprostřed podlahy 0,481mm.

10. Technickoekonomické hodnocení a závěr

Cílem práce bylo vytvořit konstrukční návrh univerzálního přepravního lože pro několik různých typů těles kontejnerů, které slouží k přepravě vyhořelého jaderného paliva. V první řadě bylo vytvořeno několik variant hlavních komponent univerzálního lože (rám, podpěrná lůžka a osová zarážky). Tyto varianty byly popsány a porovnány mezi sebou. Porovnány byly technické i ekonomické aspekty každé varianty a vybrána ta nejlepší.

Podpěrná lůžka šroubovaná s rámem lože – Jak již bylo uvedeno, tato varianta byla vybrána z několika důvodů. První z nich je příznivější cena, než u varianty podpěr svařované s rámem lože – výroba čtyř univerzálních podpěr místo osmi samostatných. Další výhodou je snadná výměna podpěry v případě poruchy. V tomto případě se podpěra odšroubuje, opraví nebo vymění za jinou. U varianty podpěr svařovaných s rámem by se v případě poruchy musel nejprve odstranit svar, opravit a pak podpěru k rámu znovu přivařit. To by se nevyplatilo z ekonomického hlediska a byla by to časově náročná operace. Další výhodou této varianty je to, že pomocí těchto podpěr by se mohlo převážet i jiné těleso kontejneru, než je uvedeno v této práci. Univerzální konstrukce by se vybavila novou vyměnitelnou vložkou s rádiusem nového tělesa kontejneru. Nevýhodou této varianty je to, že se podpěry musí přemisťovat a šroubovat s rámem lože, podle typu převáženého kontejneru. Tyto montáže jsou časově náročné a šrouby se musí utahovat hydraulicky vzhledem k vyššímu utahovacímu momentu. I přesto je tato varianta optimální vzhledem k požadavkům této diplomové práce.

Osová zarážka s výsuvnými šrouby – tato varianta byla vybrána také z několika důvodů. První z nich je, že traverza přenáší zatížení od osově setrvačné síly přímo do rámu univerzálního lože, zatímco u varianty traverzy šroubované k podlaze rámu lože je zatížení přenášeno šrouby. Vzhledem k velikosti osově síly, by šroubů v traverze muselo být hodně, a montáž této traverzy by byla časově náročná. Další výhodou zvolené finální varianty je, že lze jednoduše vymezit vůli mezi opěrnou deskou a čelní plochou tělesa kontejneru pomocí výsuvných částí zarážky. Jednoduchá je také aretace pozice výsuvných šroubů pomocí pojistné matice.

Protiskluzová podložka mezi tělesem kontejneru a podpěrnými lůžky – Jak bylo několikrát zmíněno, má použití podložky zásadní vliv na chování celé konstrukce, především na zatížení rámu lože. Dále má vliv na velikost, hmotnost a tím i cenu osově zarážky. Z důvodů, které byly uvedeny dříve, byla vybrána varianta s použitím protiskluzové podložky se součinitelem tření 0,6. Nakonec byla provedena MKP analýza univerzálního lože a komponenty byly vhodně upraveny na optimální parametry, díky kterým se hmotnost celé konstrukce snížila přibližně o 1500kg. Pokud by se použila varianta bez protiskluzové podložky, měla by konstrukce původní hmotnost a tím by se razantně zvedla cena celého lože.

Ekonomické hodnocení vybrané varianty univerzálního lože – na závěr byly odhadnuty ceny materiálů pro výrobu univerzálního lože. Nebyla odhadnuta cena práce a ceny technologických operací jako svařování a obrábění, jelikož nejsou předem známy výrobní stroje a firmy, které by komponenty vyráběly. V tabulce 8 je odhad cen za materiál, pro výrobu lože. Tabulka obsahuje i ceny nakupovaných dílů.

Díl lože	Polotovary	cena za kg, ks	Hmotnost 1ks	množství	CENA
Rám	Plech	35 Kč/kg	774,82kg	1x	27118,7 Kč
	Výpalky	75 Kč/kg	3865,18kg	1x	289889 Kč
	Svary	80 Kč/kg	93kg	1x	7462,4 Kč
	Vázací body APA	543,2kč/ks		8x	4345,6 Kč
	Vázací body PLWD	4339kč/ks		4x	17356 Kč
Osově zarážky	Plech	30 Kč/kg	186,476kg	2x	11189 Kč
	Válečky	25 Kč/kg	7,37kg	4x	737 Kč
	Závěsná oka	37,55kč/ks		8x	300,4 Kč
	Výsuvné šrouby	30kč/kg	21,27kg	4x	2552,4 Kč
	Matice DIN 934 - M64x4	121,45kč/ks		4x	485,8 Kč
	Šrouby ISO 10642 M12x30	7,55kč/ks		8x	60,4 Kč
	Šrouby ISO 10642 M12x50	11,39kč/ks		16x	182,24 Kč
	Plastová deska	110kč/kg	0,45kg	4x	198 Kč
Podpěry	Plech	35 Kč/kg	43,78kg	4x	6129,2 Kč
	Výpalky	75 Kč/kg	147,118kg	4x	44135,4 Kč
	Svary	80 Kč/kg	4kg	4x	1280 Kč
	Vyměnitelná vločka	35kč/kg	330kg	8x	92400 Kč
	Šroub DIN 912 - M36x55 (12.9)	282kč/ks		8x	2256 Kč
	Šroub DIN 912 - M36x100 (12.9)	320kč/ks		16x	5120 Kč
	Šroub DIN 912 - M36x70 (12.9)	308kč/ks		8x	2464 Kč
	Šroub DIN 961 - M36x40 (12.9)	264 Kč/ks		72x	19008 Kč
	Σ				534669 Kč

Tabulka 8 – Kalkulace materiálů

Na závěr práce bylo vytvořeno několik výkresů, které jsou k dispozici v příloze 3. Jedná se o dva výkresy celé sestavy s uložením těles kontejnerů 440 a 1000. K tomu byla zpracována podsestava osově zarážky a podsestava svařované traverzy osově zarážky.

11. Literatura

11.1. Knižní publikace

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Praha: Computer-Press, 1999
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 2*. Praha: Computer-Press, 2000
- [3] EVROPSKÁ KOMISE. *Evropské pokyny k osvědčeným postupům pro zabezpečení nákladu při přepravě v silniční dopravě 2014*. Lucemburk, 2014. ISBN 978-92-79-43639-0.

11.2. Publikace na internetu

- [4] <http://skoda-js.cz/>
- [5] <http://www.apb-plzeň.cz/>
- [6] <http://nosreti.cz/>
- [7] <http://www.zeleznicni-modelarstvi.cz/>
- [8] <http://schwarzmueller.com/>
- [9] <http://www.elektrickevlacky.cz/>
- [10] http://www.jerid.cz/files/downloads/PRU9_w.pdf
- [11] <http://www.motops.cz/>
- [12] <http://www.okvlacky.cz/>
- [13] <http://www.pavlinek.cz/>
- [14] <http://www.vingu.cz/>
- [15] <http://www.arnold-spedition.de/>

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Přeprava mostní konstrukce firmou APB [5]	13
Obrázek 2 – Přeprava nadrozměrného nákladu firmou Nosreti a.s. [6]	14
Obrázek 3 – Železniční přeprava firmy Arnold Speditions GmbH [15]	15
Obrázek 4 – Schéma procesu výroby kontejneru	16
Obrázek 5 – Castor 440 při přepravě speciálním vagónem [4]	17
Obrázek 6 – Tělesa Castor 440 (vlevo) a Castor 1000 (vpravo) po odlití a hrubování	17
Obrázek 7 – Schéma základních komponent univerzálního lože	18
Obrázek 8 – Schéma tělesa kontejneru se základními rozměry	20
Obrázek 9 – Teleskopický hlubinný návěs Goldhofer STZ-V 4- 45/80A [6]	21
Obrázek 10 – Rámový návěs Goldhofer STZ VKL 4 [5]	22
Obrázek 11 – Teleskopický plošinový návěs Goldhofer SPZ-DL-3-37/80 [6]	22
Obrázek 12 – Speciální návěs pro transportaci kolových vozidel [5]	22
Obrázek 13 – Přivazovací popruhy s ráčnou [11]	23
Obrázek 14 – Únosnost přivazovacího řetězu vzhledem k průměru řetězu [3]	23
Obrázek 15 – Blokovací tyče kamionu [3]	24
Obrázek 16 – Přeprava svitku pomocí specializovaného vozu a popruhů [8]	25
Obrázek 17 – Model krytého vozu [9]	25
Obrázek 18 – Model vysokostěnného vozu [7]	26
Obrázek 19 – Model nízkostěnného vozu [9]	26
Obrázek 20 – Model plošinného vozu [9]	26
Obrázek 21 – Model hlubinného vozu [12]	27
Obrázek 22 – Rozpěry pro bezpečné uložení nákladu vlaku [10]	27
Obrázek 23 – Ližiny pro upevnění zboží [10]	27
Obrázek 24 – Setrvačné síly působící na náklad během silniční přepravy [3]	28
Obrázek 25 – Setrvačné síly působící na náklad během železniční přepravy [10]	29
Obrázek 26 – Schéma nejhorší kombinace zatížení	30
Obrázek 27 – Schéma rámu lože s vyměnitelnými prvky	31
Obrázek 28 – Prvotní návrh rámu lože	32
Obrázek 29 – Schéma umístění těles kontejnerů v loži	33
Obrázek 30 – Schéma umístění podpěrných lůžek v rámu lože	34
Obrázek 31 – Varianta lůžka svařeného s rámem lože	34
Obrázek 32 – Varianta samostatného lůžka šroubovaného s rámem lože	35
Obrázek 33 – Varianta univerzálního lůžka šroubovaného k rámu lože	35

Obrázek 34 – Varianty lůžek dle konstrukce	36
Obrázek 35 – Varianta osově zarážky šroubované k podlaze lože	37
Obrázek 36 – Schéma správného a nesprávného upevnění osových zarážek	38
Obrázek 37 – Varianta zarážky s výsuvnými profily	38
Obrázek 38 – Varianta osových zarážek s výsuvnými šrouby	39
Obrázek 39 – Varianta A	41
Obrázek 40 – Varianta B	42
Obrázek 41 – Varianta C	43
Obrázek 42 – Základní části rámu lože	45
Obrázek 43 – 3D model rámu lože zobrazující rozmístění vázacích bodů	46
Obrázek 44 – Reakce ve vázacích bodech pro kontejner	47
Obrázek 45 – Oko k navaření typ APA [13]	48
Obrázek 46 – reakce ve vázacích bodech určené ke spojení lože s návěsem	48
Obrázek 47 – Otočný vázací bod PLDW [14]	50
Obrázek 48 – Uložení kontejnerů typu 440 a 1000 v podpěrných lůžkách	51
Obrázek 49 – Reakční síla lůžka od zatížení tělesa kontejneru	52
Obrázek 50 – Reakce na lůžku od působícího zatížení OS	54
Obrázek 51 – Vstupní data pro výpočet šroubů	55
Obrázek 52 – Finální 3D model podpěrného lůžka	57
Obrázek 53 – Reakce a rozložení sil při zatížení traverzy	58
Obrázek 54 – Profil traverzy	60
Obrázek 55 – Finální 3D model osově zarážky	61
Obrázek 56 – Řez osovou zarážkou	62
Obrázek 57 – Výpočetní model univerzálního lože pro převoz tělesa kontejneru 440	64
Obrázek 58 – Výpočetní model pro převoz těles kontejnerů 1000	65
Obrázek 59 – Deformační kontrola rámu lože ve směru y	66
Obrázek 60 – Deformační kontrola osově zarážky ve směru x	67
Obrázek 61 – Deformační kontrola podpěrných lůžek ve směru x	68
Obrázek 62 – Napětí v rámu lože dle hypotézy HMM	69
Obrázek 63 – Pevnostní kontrola osových zarážek dle hypotézy HMM	70
Obrázek 64 – Pevnostní kontrola podpěrných lůžek dle hypotézy HMM	71
Obrázek 65 – Pevnostní kontrola šroubových spojů	72
Obrázek 66 – Napětí v kontaktních plochách podpěrných lůžek	73
Obrázek 67 – Rám lože během přepravy tělesa kontejneru typu 440 – Napětí v rámu	74
Obrázek 68 – Rám lože během přepravy tělesa kontejneru typu 1000 – Napětí v rámu	75

Obrázek 69 – Síla v kontaktní ploše rámu lože při převozu tělesa kontejneru 440	75
Obrázek 70 – Simulace přenesení lože na dopravní prostředek.....	76
Obrázek 71 – Hotové těleso kontejneru Castor 440 [4]	127
Obrázek 72 – Hotové těleso kontejneru Castor 1000 [4]	128
Obrázek 73 – Hotové těleso kontejneru Škoda 1000 [4]	129
Obrázek 74 – Hrubované těleso kontejneru Castor 440 [4]	130
Obrázek 75 – Hrubované těleso kontejneru Castor 1000 [4]	131

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Hlavní rozměry těles kontejnerů (1. část)	19
Tabulka 2 – Hlavní rozměry těles kontejnerů (2. část)	20
Tabulka 3 – Výhody a nevýhody dělených a nedělených podpěrných lůžek	36
Tabulka 4 – Varianty řešení hlavních částí lože	41
Tabulka 5 – Bodové ohodnocení jednotlivých variant.....	44
Tabulka 6 – Tabulka základních parametrů šroubů podpěrných lůžek.....	57
Tabulka 7 – Možnosti finálního řešení.....	63
Tabulka 8 – Kalkulace materiálu	78

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výpočty šroubových spojů podpěrných lůžek v programu KISSsoft 03–2014
Příloha č. 2 – Schémata těles kontejnerů se základními rozměry
Příloha č. 3 – Výkresy

PŘÍLOHA č. 1

**Výpočty šroubových spojů podpěrných lůžek v programu
KISSsoft 03–2014**



KISSsoft Release 03/2014

Spodní deska s vysokou třecí silou (f=0,6)

File

Name : 1.Deska - f=0,6

Changed by: Ondřej Vladyka

on: 09.04.2016

at: 11:37:29

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M36	
Pitch (mm)	[P]	4.00
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Flank diameter (mm)	[d2]	33.40
Core diameter (mm)	[d3]	31.09
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	31.67
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	33.40
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	1017.88
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	759.28
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-301403.00 / -301403.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	221309.00
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	212617.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	5311.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	86540.00 / 86540.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	82550.00 / 82550.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100
Number of screws	[n]	8
Chosen screw	[no.]	8
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	87456.68 / 87456.68
Required clamping force:		



For shearing force transmission (N) [KerfN] 407085.68
 - Maximal clamping force applied
 - Direction of shearing force is taken into account
 For sealing (N) [KerfD] 0.00

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	140.00	-385.00	1.00	-162807.43	-162807.43	360451.67
2	140.00	-115.00	1.00	-128522.97	-128522.97	371964.89
3	140.00	155.00	1.00	-94238.50	-94238.50	383815.69
4	140.00	425.00	1.00	-59954.03	-59954.03	395973.76
5	-140.00	-385.00	1.00	-15396.72	-15396.72	372624.39
6	-140.00	-115.00	1.00	18887.75	18887.75	383772.60
7	-140.00	155.00	1.00	53172.22	53172.22	395269.55
8	-140.00	425.00	1.00	87456.68	87456.68	407085.68

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	20.000	20.000	20.000

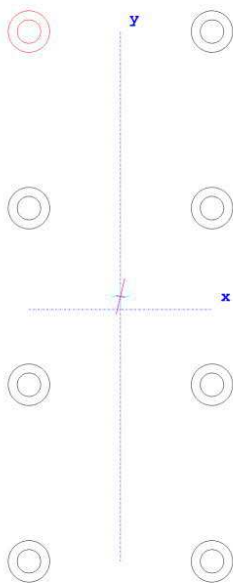


Figure: Bolt positions

Tightening technique: Hydraulic tightening
 Tightening factor [alphaA] 1.40
 Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)



	[alphamin]	1.00
Load application factor	[n]	0.52
Bolting type: SV	1	
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	5.00
Force application height (mm)	[lk]	20.75<...< 40.00
(A more precise estimation can be executed according to VDI 2230, Image 5.2/5.)		
Coef. of friction in thread	[myG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[myK]	0.100/ 0.100
Bolt type: Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001		
Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Bolt length (mm)	[l]	150.00
Shank diameter (mm)	[d1]	36.00
Shank length (mm)	[l1]	12.00
Thread length (mm)	[b]	138.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	51.11
Inner diameter of head support (mm)	[da]	39.40
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	816.72
Height of bolt head (mm)	[k]	22.50
Free thread length (mm)	[l3]	28.00
Width across flats (mm)	[s]	55.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts: Plates		
Number of parts	[iP]	2
Part A		
Material		EN-GJL-350 (GG 35)
Depth of Layer (mm)	[hi]	20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	123000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Part B		
Material		EN-GJL-350 (GG 35)



Depth of Layer (mm)	[hi]	20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	123000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	40.00

Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	37.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

No washer below screw head

Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	86.89
Diameter (mm)	[DA]	86.89
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	86.89
Cone angle (°)	[phi]	24.10
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	1.442103e-007
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	4.959590e-007
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.1169
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	19526.09
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	503848.41
-maximum (N)	[FMmax]	705387.78
Pretension force according table (N)	[FMtab]	750000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	900000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	747242.34
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	727716.25
Additional bolt load (N)	[FSA]	10220.04
Additional plate load (N)	[FPA]	77236.65
Fatigue load (N/mm ²)	[sigaf]	0.00



Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.24989
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.34984
at FM (mm)	[fS]	0.37060
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.07266
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.10172
at FM (mm)	[fT]	0.10776

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	747242.34
Pretension force (N)	[FV]	727716.25
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	29896.11
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M]	990.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B]	961.10
Tightening torque (Nm)	[MA]	3616.03
Loose torque (Nm)	[ML]	2582.61
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	909.95

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:

1.00

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	503848.41
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	667.53
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	651.98
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	2438.21
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	1718.83
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	617.56

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.40

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	705387.78
Additional clamping force (reserve) (N)		
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	934.55
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	907.94
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	3413.49
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	2434.07
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	859.67
Remaining clamping force (N)	[FKR]	407085.68
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	832.42



Permissible surface pressure
(below screw head) (N/mm²) [pKzul] 1000

SUMMARY:

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.40

Safety against yield point	[SF]	1.21
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.16

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.14
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.10

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	1.07
------------------------	------	------

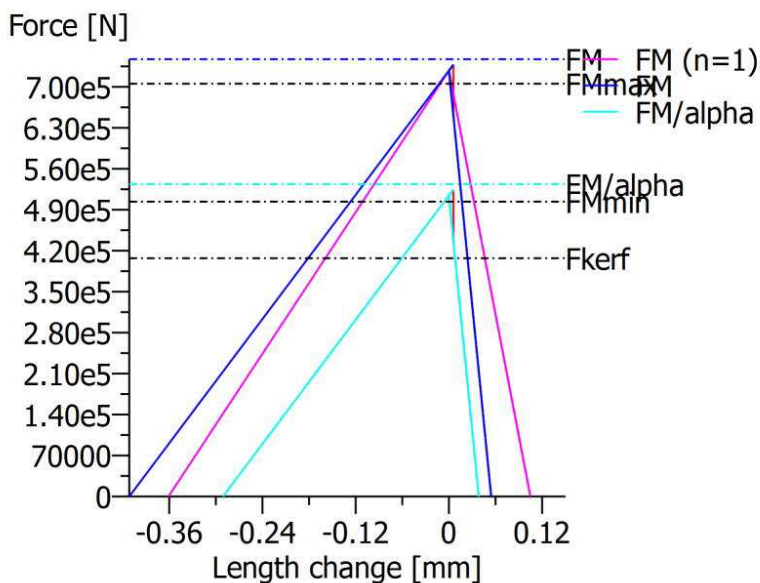


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR / FKerf] is calculated with:
FKR: with FM / alphaA, FKerf = KerfN + KerfD



- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = \text{Maxi}(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

End of Report
236

lines:



KISSsoft Release 03/2014

Zadní deska s vysokou třecí silou - (f=0,6)

File

Name : 2. Deska - f=0,6

Changed by: Ondřej Vladyka

on: 09.04.2016

at: 11:41:33

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M36	
Pitch (mm)	[P]	4.00
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Flank diameter (mm)	[d2]	33.40
Core diameter (mm)	[d3]	31.09
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	31.67
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	33.40
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	1017.88
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	759.28
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-141744.00 / -141744.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	147540.00
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	200935.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	11360.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	85740.00 / 85740.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	70970.00 / 70970.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100
Number of screws	[n]	10
Chosen screw	[no.]	10
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	122902.75 / 122902.75
Required clamping force:		



For shearing force transmission (N) [KerfN] 316464.23
 - Maximal clamping force applied
 - Direction of shearing force is taken into account
 For sealing (N) [KerfD] 0.00

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	135.00	-201.00	1.00	-150126.70	-150126.70	185187.53
2	140.00	-101.00	1.00	-108952.78	-108952.78	199579.71
3	140.00	1.00	1.00	-65082.50	-65082.50	218314.42
4	140.00	99.00	1.00	-22932.61	-22932.61	238343.17
5	140.00	199.00	1.00	20077.47	20077.47	260348.16
6	-140.00	-201.00	1.00	-49137.58	-49137.58	257291.28
7	-140.00	-101.00	1.00	-6127.50	-6127.50	268701.52
8	-140.00	1.00	1.00	37742.79	37742.79	282895.09
9	-140.00	99.00	1.00	79892.67	79892.67	298623.36
10	-140.00	199.00	1.00	122902.75	122902.75	316464.23

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	-0.500	-0.500	-0.500
sy	-0.600	-0.600	-0.600

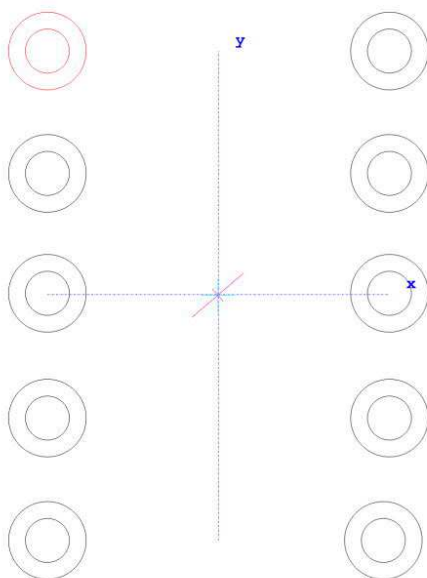


Figure: Bolt positions

Tightening technique: Hydraulic tightening



Tightening factor	[alphaA]	1.40
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[alphamin]	1.00
Load application factor	[n]	0.52
Bolting type: SV	1	
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	5.00
Force application height (mm)	[lk]	20.75<...< 40.00
(A more precise estimation can be executed according to	VDI 2230, Image 5.2/5.)	
Coef. of friction in thread	[myG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[myK]	0.100/ 0.100
Bolt type:	Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001	
Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Bolt length (mm)	[l]	75.00
Shank diameter (mm)	[d1]	36.00
Shank length (mm)	[l1]	12.00
Thread length (mm)	[b]	63.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	51.11
Inner diameter of head support (mm)	[da]	39.40
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	816.72
Height of bolt head (mm)	[k]	22.50
Free thread length (mm)	[l3]	28.00
Width across flats (mm)	[s]	55.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	2
Part	A	
Material	30 CrNiMo 8 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1080.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00



Part	B		
Material		30 CrNiMo 8 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]		20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]		206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]		1080.00
Surface roughness (µm)	[Rz]		16.00
Thread with pocket hole			
Clamping length (mm)	[lk]		40.00
Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]		37.00
Chamfer at head (mm)	[cK]		0.00
No washer below screw head			
Blind hole			
Material		C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]		0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]		206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]		16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	86.89
Diameter (mm)	[DA]	86.89
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	86.89
Cone angle (°)	[phi]	24.10
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	8.610612e-008
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	4.959590e-007
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0767
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	21475.26
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	451410.72
-maximum (N)	[FMmax]	631975.00
Pretension force according table (N)	[FMtab]	750000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	900000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	747242.34
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	725767.08
Additional bolt load (N)	[FSA]	9431.53



Additional plate load (N)	[FPA]	113471.22
Fatigue load (N/mm ²)	[sigma]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.22388
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.31343
at FM (mm)	[fS]	0.37060
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.03887
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.05442
at FM (mm)	[fT]	0.06434

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	747242.34
Pretension force (N)	[FV]	725767.08
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	82333.81
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M]	990.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B]	960.16
Tightening torque (Nm)	[MA]	3616.03
Loose torque (Nm)	[ML]	2575.70
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	909.00

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:

1.00

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	451410.72
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	598.06
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	584.45
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	2184.45
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	1525.81
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	553.62

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.40

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	631975.00
Additional clamping force (reserve) (N)		
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	837.29
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	813.77
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	3058.23
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	2166.62
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	770.53
Remaining clamping force (N)	[FKR]	316464.23
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100



Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	832.42
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1080

SUMMARY:

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.40

Safety against yield point	[SF]	1.35
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.40

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.15
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.19

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	1.26
------------------------	------	------

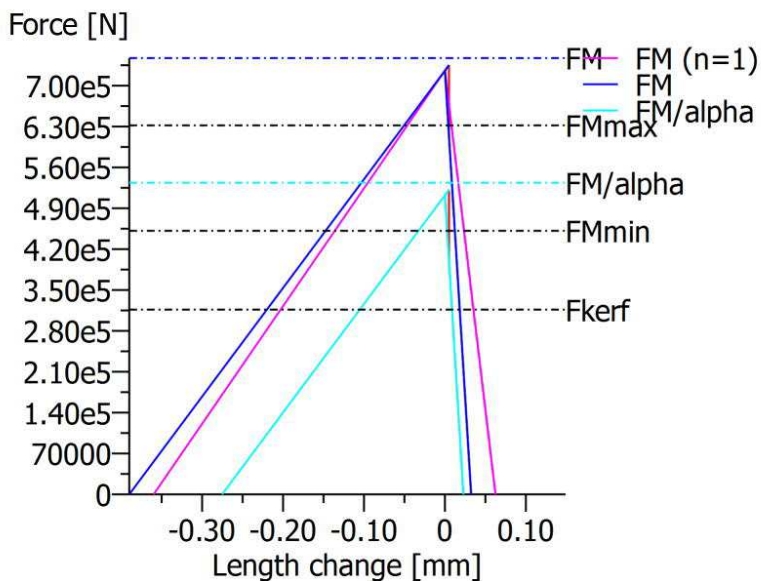


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).



-Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:

FKR: with FM / α_A , $FKerf = KerfN + KerfD$

-The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230.

These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..

-Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = \text{Max}(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

End of Report
238

lines:



KISSsoft Release 03/2014

Vyměnitelná vložka s vysokou třecí silou - (f=0,6)

File

Name : Vložka - f=0,6
Changed by: Ondřej Vladyka on: 10.04.2016 at: 15:10:36

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Your service force is less than zero.
The pre-tension force will be calculated with this.
You have to ensure, that this force is always active.
Otherwise the service force has to be entered as zero.

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M36	
Pitch (mm)	[P]	4.00
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Flank diameter (mm)	[d2]	33.40
Core diameter (mm)	[d3]	31.09
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	31.67
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	33.40
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	1017.88
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	759.28
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-614748.00 / -614748.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	368849.00
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00



Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100	
Number of screws	[n]	6	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	-102458.00 /	-102458.00
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	614748.33	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is taken into account			
For sealing (N)	[KerfD]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	100.00	400.00	1.00	-102458.00	-102458.00	614748.33
2	100.00	0.00	1.00	-102458.00	-102458.00	614748.33
3	100.00	-400.00	1.00	-102458.00	-102458.00	614748.33
4	-100.00	400.00	1.00	-102458.00	-102458.00	614748.33
5	-100.00	0.00	1.00	-102458.00	-102458.00	614748.33
6	-100.00	-400.00	1.00	-102458.00	-102458.00	614748.33

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	0.000	0.000	0.000

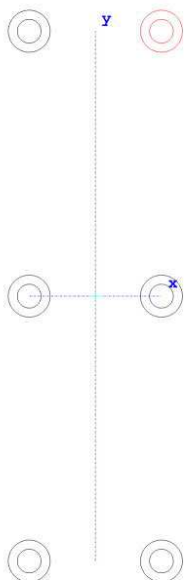


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Hydraulic tightening		
Tightening factor		[alphaA]	1.40
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)		[alphamin]	1.00
Load application factor		[n]	0.49
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)		[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)		[ak]	12.00
Force application height (mm)		[lk]	39.00<...< 80.00
(A more precise estimation can be executed according to VDI 2230, Image 5.2/5.)			
Coef. of friction in thread		[myG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support		[myK]	0.100/ 0.100
Bolt type:	Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001		
Reference diameter (mm)		[d]	36.00
Bolt length (mm)		[l]	160.00
Shank diameter (mm)		[d1]	36.00
Shank length (mm)		[l1]	12.00
Thread length (mm)		[b]	148.00
Outer diameter of head support (mm)		[dw]	51.11
Inner diameter of head support (mm)		[da]	39.40
Surface roughness (tip support) (µm)		[Rz]	16.00



Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	816.72
Height of bolt head (mm)	[k]	22.50
Free thread length (mm)	[l3]	68.00
Width across flats (mm)	[s]	55.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	2
Part	A	
Material		EN-GJS-600-3(GGG 60) (1)
Depth of Layer (mm)	[hi]	30.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	174000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	900.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Part	B	
Material		EN-GJS-600-3(GGG 60) (1)
Depth of Layer (mm)	[hi]	50.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	174000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	900.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	80.00
Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine
Diameter through hole (mm)	[dh]	37.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material		C45 (1)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00



RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	138.51
Diameter (mm)	[DA]	138.51
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	138.51
Cone angle (°)	[phi]	28.64
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	1.162349e-007
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	7.529420e-007
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0652
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	14381.42
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	533351.33
-maximum (N)	[FMmax]	746691.87
Pretension force according table (N)	[FMtab]	750000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	900000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	747242.34
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	732860.92
Additional bolt load (N)	[FSA]	-6679.58
Additional plate load (N)	[FPA]	-95778.42
Fatigue load (N/mm ²)	[sig]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.40158
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.56222
at FM (mm)	[fS]	0.56263
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.06199
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.08679
at FM (mm)	[fT]	0.08686

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	747242.34
Pretension force (N)	[FV]	732860.92
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	393.19
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M]	990.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B]	949.03
Tightening torque (Nm)	[MA]	3616.03
Loose torque (Nm)	[ML]	2600.87
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	889.65



Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:			1.00
Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	533351.33	
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	706.62	
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	677.38	
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	2580.98	
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	1841.79	
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	632.70	
 Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:			 1.40
Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	746691.87	
Additional clamping force (reserve) (N)			
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	989.27	
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	948.33	
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	3613.37	
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	2598.92	
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	888.99	
Remaining clamping force (N)	[FKR]	614748.33	
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990	
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100	
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	832.42	
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	900	
 <u>SUMMARY:</u>			
Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:			1.40
Safety against yield point	[SF]	1.16	
Safety against fatigue	[SD]	1000.00	
Safety against pressure	[SP]	1.01	
Calculation with maximum attained pretension force:			
Safety against yield point	[SF]	1.16	
Safety against fatigue	[SD]	1000.00	
Safety against pressure	[SP]	1.01	
 Calculation with minimum attained pretension force:			
Safety against sliding	[SG]	1.00	

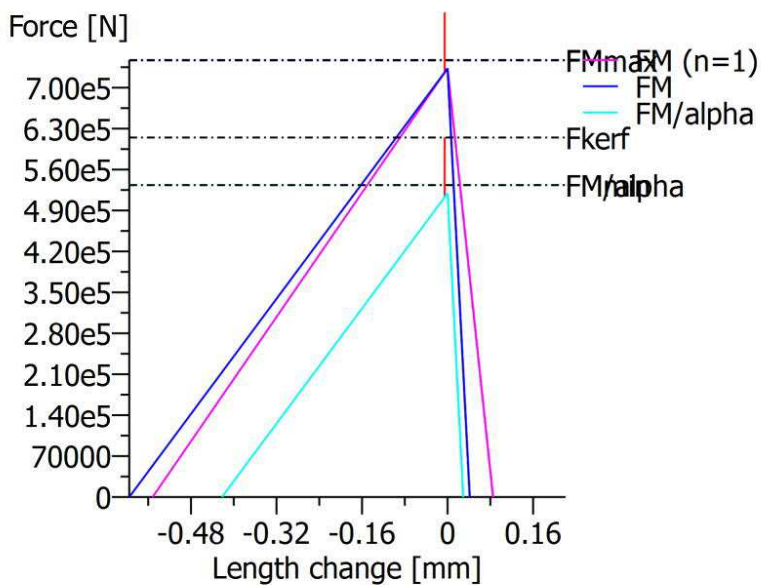


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:
FKR: with FM / α , $FKerf = KerfN + KerfD$
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = \text{Maxi}(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

End of Report
234

lines:



KISSsoft Release 03/2014

Spodní deska s malou třecí silou - (f=0,1)

File

Name : 1. Deska - f=0,1
Changed by: Ondřej Vladyka on: 09.04.2016 at: 11:49:04

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> The screw shaft is too long!
Clamping length is too small or thread length too large.

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M30	
Pitch (mm)	[P]	3.50
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	30.00
Flank diameter (mm)	[d2]	27.73
Core diameter (mm)	[d3]	25.71
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	26.21
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	27.73
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	706.86
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	518.99
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-301403.00 / -301403.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	36885.00
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	212617.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	885.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	86540.00 / 86540.00



Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	13760.00 /	13760.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100	
Number of screws	[n]	8	
Chosen screw	[no.]	8	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	26037.04 /	26037.04
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	274022.16	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[KerfD]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	140.00	-385.00	1.00	-101387.79	-101387.79	274022.16
2	140.00	-115.00	1.00	-67103.32	-67103.32	271683.99
3	140.00	155.00	1.00	-32818.86	-32818.86	271683.99
4	140.00	425.00	1.00	1465.61	1465.61	274022.16
5	-140.00	-385.00	1.00	-76816.36	-76816.36	274022.16
6	-140.00	-115.00	1.00	-42531.89	-42531.89	271683.99
7	-140.00	155.00	1.00	-8247.43	-8247.43	271683.99
8	-140.00	425.00	1.00	26037.04	26037.04	274022.16

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	20.000	20.000	20.000

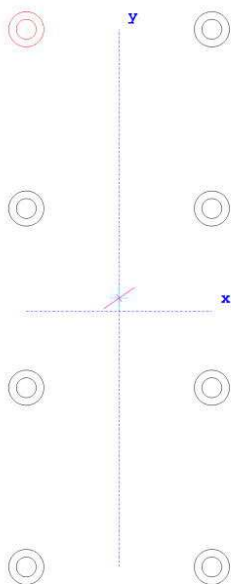


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Hydraulic tightening		
Tightening factor		[alphaA]	1.40
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)		[alphamin]	1.00
Load application factor		[n]	0.59
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)		[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)		[ak]	5.00
Force application height (mm)		[lk]	23.59<...< 40.00
(A more precise estimation can be executed according to VDI 2230, Image 5.2/5.)			
Coef. of friction in thread		[myG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support		[myK]	0.100/ 0.100
Bolt type:	Hexagon head screw with shank (A B) DIN EN ISO 4014:2001		
Reference diameter (mm)		[d]	30.00
Bolt length (mm)		[l]	140.00
Shank diameter (mm)		[d1]	30.00
Shank length (mm)		[l1]	68.00
Thread length (mm)		[b]	72.00
Outer diameter of head support (mm)		[dw]	42.75
Inner diameter of head support (mm)		[da]	33.40
Surface roughness (tip support) (µm)		[Rz]	16.00



Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	560.59
Height of bolt head (mm)	[k]	18.70
Free thread length (mm)	[l3]	-28.00
Width across flats (mm)	[s]	46.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts: Plates		
Number of parts	[iP]	2
Part A		
Material		EN-GJL-350 (GG 35)
Depth of Layer (mm)	[hi]	20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	123000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Part B		
Material		EN-GJL-350 (GG 35)
Depth of Layer (mm)	[hi]	20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	123000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	40.00
Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine
Diameter through hole (mm)	[dh]	31.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material		C45 (1)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00



Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:			1.00
Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	310572.78	
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	600.83	
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	579.90	
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	1264.54	
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	875.09	
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	560.18	
 Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:			 1.40
Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	434801.89	
Additional clamping force (reserve) (N)			
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	841.16	
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	810.01	
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	1770.36	
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	1240.65	
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	782.33	
Remaining clamping force (N)	[FKR]	274022.16	
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990	
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100	
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	559.21	
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1000	
 <u>SUMMARY:</u>			
Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:			1.40
Safety against yield point	[SF]	1.36	
Safety against fatigue	[SD]	1000.00	
Safety against pressure	[SP]	1.28	
Calculation with maximum attained pretension force:			
Safety against yield point	[SF]	1.15	
Safety against fatigue	[SD]	1000.00	
Safety against pressure	[SP]	1.09	
 Calculation with minimum attained pretension force:			
Safety against sliding	[SG]	1.20	

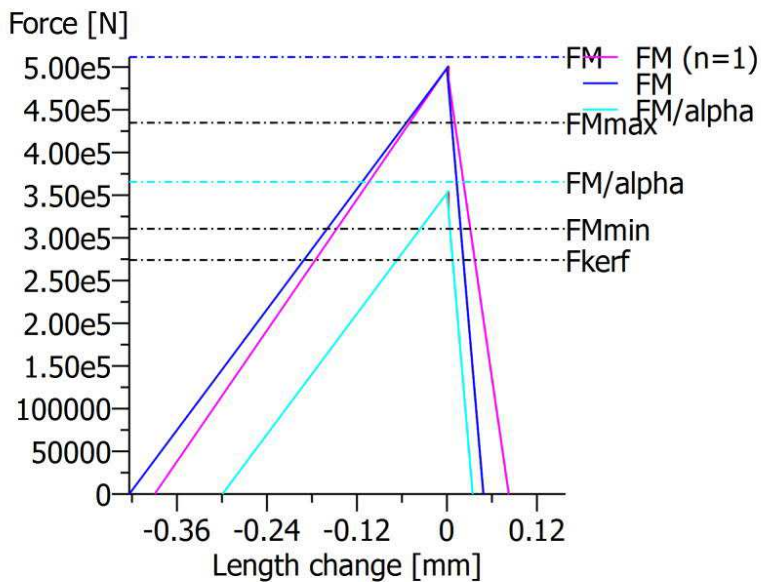


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:
FKR: with FM / alphaA, $FKerf = KerfN + KerfD$
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = Maxi(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

End of Report
236

lines:



KISSsoft Release 03/2014

Zadní deska s malou třecí silou - (f=0,1)

File

Name : 2. Deska - f=0,1

Changed by: Ondřej Vladyka

on: 10.04.2016

at: 15:13:54

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M30	
Pitch (mm)	[P]	3.50
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	30.00
Flank diameter (mm)	[d2]	27.73
Core diameter (mm)	[d3]	25.71
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	26.21
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	27.73
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	706.86
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	518.99
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-141700.00 / -141700.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	24590.00
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	200935.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	1893.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	85740.00 / 85740.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	11830.00 / 11830.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100
Number of screws	[n]	10
Chosen screw	[no.]	10
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	80212.29 / 80212.29
Required clamping force:		



For shearing force transmission (N)	[KerfN]	214146.80
- Maximal clamping force applied		
- Direction of shearing force is not taken into account		
For sealing (N)	[KerfD]	0.00

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	135.00	-201.00	1.00	-108641.74	-108641.74	214038.25
2	140.00	-101.00	1.00	-66100.65	-66100.65	210717.63
3	140.00	1.00	1.00	-22385.64	-22385.64	209174.14
4	140.00	99.00	1.00	19615.07	19615.07	210695.38
5	140.00	199.00	1.00	62472.93	62472.93	214142.87
6	-140.00	-201.00	1.00	-91219.14	-91219.14	214146.80
7	-140.00	-101.00	1.00	-48361.28	-48361.28	210678.65
8	-140.00	1.00	1.00	-4646.27	-4646.27	209126.18
9	-140.00	99.00	1.00	37354.43	37354.43	210656.29
10	-140.00	199.00	1.00	80212.29	80212.29	214115.33

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	-0.500	-0.500	-0.500
sy	-0.600	-0.600	-0.600

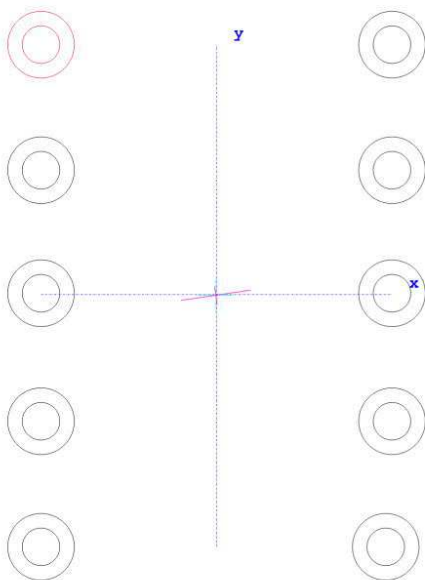


Figure: Bolt positions

Tightening technique: Hydraulic tightening



Tightening factor	[alphaA]	1.40
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[alphamin]	1.00
Load application factor	[n]	0.52
Bolting type: SV	1	
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	5.00
Force application height (mm)	[lk]	20.75<...< 40.00
(A more precise estimation can be executed according to	VDI 2230, Image 5.2/5.)	
Coef. of friction in thread	[myG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[myK]	0.100/ 0.100
Bolt type:	Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001	
Reference diameter (mm)	[d]	30.00
Bolt length (mm)	[l]	130.00
Shank diameter (mm)	[d1]	30.00
Shank length (mm)	[l1]	10.50
Thread length (mm)	[b]	119.50
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	42.75
Inner diameter of head support (mm)	[da]	33.40
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	560.59
Height of bolt head (mm)	[k]	18.70
Free thread length (mm)	[l3]	29.50
Width across flats (mm)	[s]	46.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	2
Part	A	
Material	30 CrNiMo 8 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1080.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00



Part	B		
Material		30 CrNiMo 8 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]		20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]		206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]		1080.00
Surface roughness (µm)	[Rz]		16.00
Thread with pocket hole			
Clamping length (mm)	[lk]		40.00
Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]		31.00
Chamfer at head (mm)	[cK]		0.00
No washer below screw head			
Blind hole			
Material		C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]		0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]		206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]		16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	80.24
Diameter (mm)	[DA]	80.24
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	80.24
Cone angle (°)	[phi]	25.11
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	1.086820e-007
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	6.622271e-007
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0731
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	16214.62
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	304707.56
-maximum (N)	[FMmax]	426590.59
Pretension force according table (N)	[FMtab]	510000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	620000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	511739.97
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	495525.35
Additional bolt load (N)	[FSA]	5866.16



Additional plate load (N)	[FPA]	74346.14
Fatigue load (N/mm ²)	[sigma]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.20179
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.28250
at FM (mm)	[fS]	0.33889
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.03312
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.04636
at FM (mm)	[fT]	0.05562

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	511739.97
Pretension force (N)	[FV]	495525.35
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	60820.99
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M]	990.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B]	958.00
Tightening torque (Nm)	[MA]	2083.63
Loose torque (Nm)	[ML]	1458.18
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	925.61

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:

1.00

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	304707.56
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	589.48
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	574.51
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	1240.66
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	848.94
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	555.38

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.40

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	426590.59
Additional clamping force (reserve) (N)		
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	825.27
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	800.28
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	1736.93
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	1207.61
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	773.34
Remaining clamping force (N)	[FKR]	214146.80
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100



Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	559.21
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1080

SUMMARY:

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.40
Safety against yield point	[SF]	1.37
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.40
Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.15
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.17
Calculation with minimum attained pretension force:		
Safety against sliding	[SG]	1.28

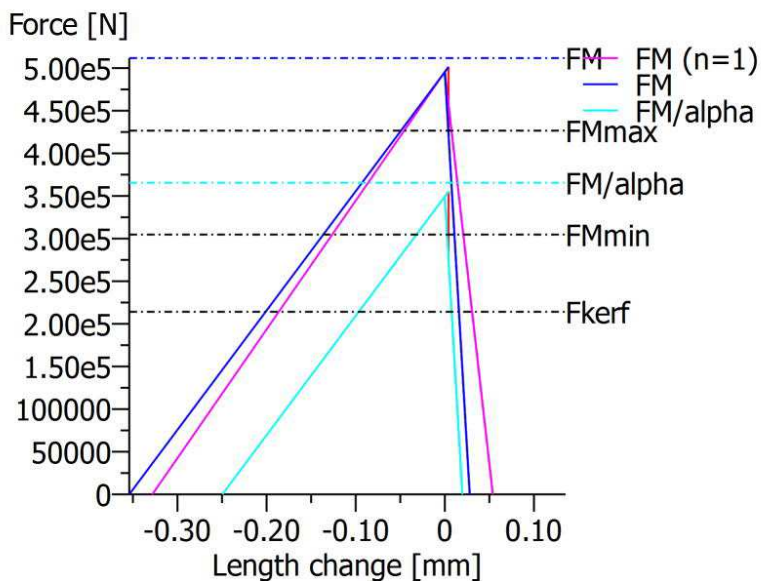


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).



-Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:

FKR: with FM / α_A , $FKerf = KerfN + KerfD$

-The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230.

These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..

-Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = \text{Max}(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

End of Report
238

lines:



KISSsoft Release 03/2014

Vyměnitelná vložka s malou třecí silou - (f=0,1)

File

Name : Vložka - f=0,1
Changed by: Ondřej Vladyka on: 09.04.2016 at: 11:56:05

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Your service force is less than zero.
The pre-tension force will be calculated with this.
You have to ensure, that this force is always active.
Otherwise the service force has to be entered as zero.

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M20	
Pitch (mm)	[P]	2.50
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	20.00
Flank diameter (mm)	[d2]	18.38
Core diameter (mm)	[d3]	16.93
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	17.29
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	18.38
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	314.16
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	225.19
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-614748.00 / -614748.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	61475.00
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00



Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100	
Number of screws	[n]	6	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	-102458.00 /	-102458.00
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	102458.33	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is taken into account			
For sealing (N)	[KerfD]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	100.00	400.00	1.00	-102458.00	-102458.00	102458.33
2	100.00	0.00	1.00	-102458.00	-102458.00	102458.33
3	100.00	-400.00	1.00	-102458.00	-102458.00	102458.33
4	-100.00	400.00	1.00	-102458.00	-102458.00	102458.33
5	-100.00	0.00	1.00	-102458.00	-102458.00	102458.33
6	-100.00	-400.00	1.00	-102458.00	-102458.00	102458.33

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	0.000	0.000	0.000

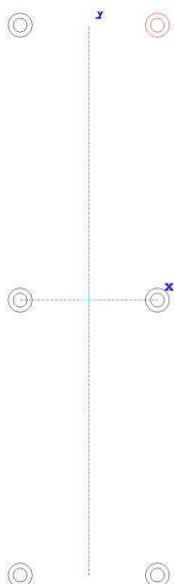


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Hydraulic tightening		
Tightening factor		[alphaA]	1.40
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)		[alphamin]	1.00
Load application factor		[n]	0.49
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)		[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)		[ak]	12.00
Force application height (mm)		[lk]	39.00<...< 80.00
(A more precise estimation can be executed according to VDI 2230, Image 5.2/5.)			
Coef. of friction in thread		[myG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support		[myK]	0.100/ 0.100
Bolt type:	Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001		
Reference diameter (mm)		[d]	20.00
Bolt length (mm)		[l]	110.00
Shank diameter (mm)		[d1]	20.00
Shank length (mm)		[l1]	7.50
Thread length (mm)		[b]	102.50
Outer diameter of head support (mm)		[dw]	28.19
Inner diameter of head support (mm)		[da]	22.40
Surface roughness (tip support) (µm)		[Rz]	16.00



Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	244.79
Height of bolt head (mm)	[k]	12.50
Free thread length (mm)	[l3]	72.50
Width across flats (mm)	[s]	30.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts: Plates		
Number of parts	[iP]	2
Part A		
Material		EN-GJL-350 (GG 35)
Depth of Layer (mm)	[hi]	30.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	123000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Part B		
Material		EN-GJL-350 (GG 35)
Depth of Layer (mm)	[hi]	50.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	123000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	80.00
Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine
Diameter through hole (mm)	[dh]	21.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material		C45 (1)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00



Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:		1.00
Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	11151.84
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	49.58
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	47.39
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	30.45
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	11.68
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	22.09
 Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		 1.40
Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	15612.58
Additional clamping force (reserve) (N)		
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	69.41
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	66.34
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	42.64
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	20.27
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	41.48
Remaining clamping force (N)	[FKR]	102458.33
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	230.06
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1000
 <u>SUMMARY:</u>		
Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.40
Safety against yield point	[SF]	16.58
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	24.11
Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.06
 Calculation with minimum attained pretension force:		
Safety against sliding	[SG]	2.44

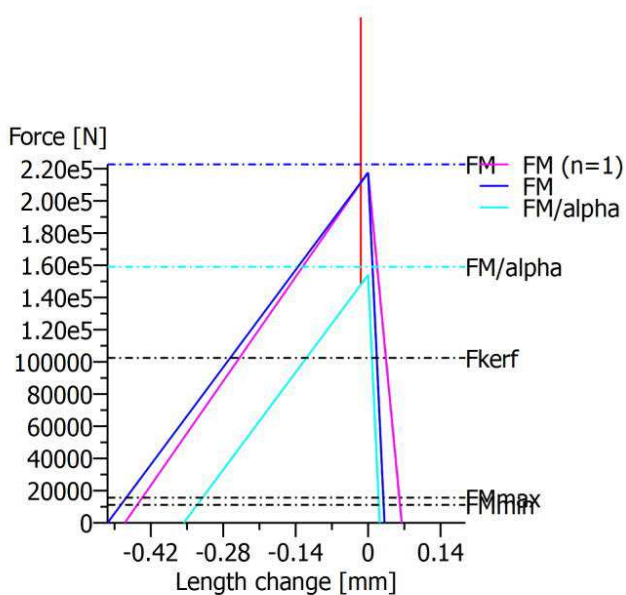


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

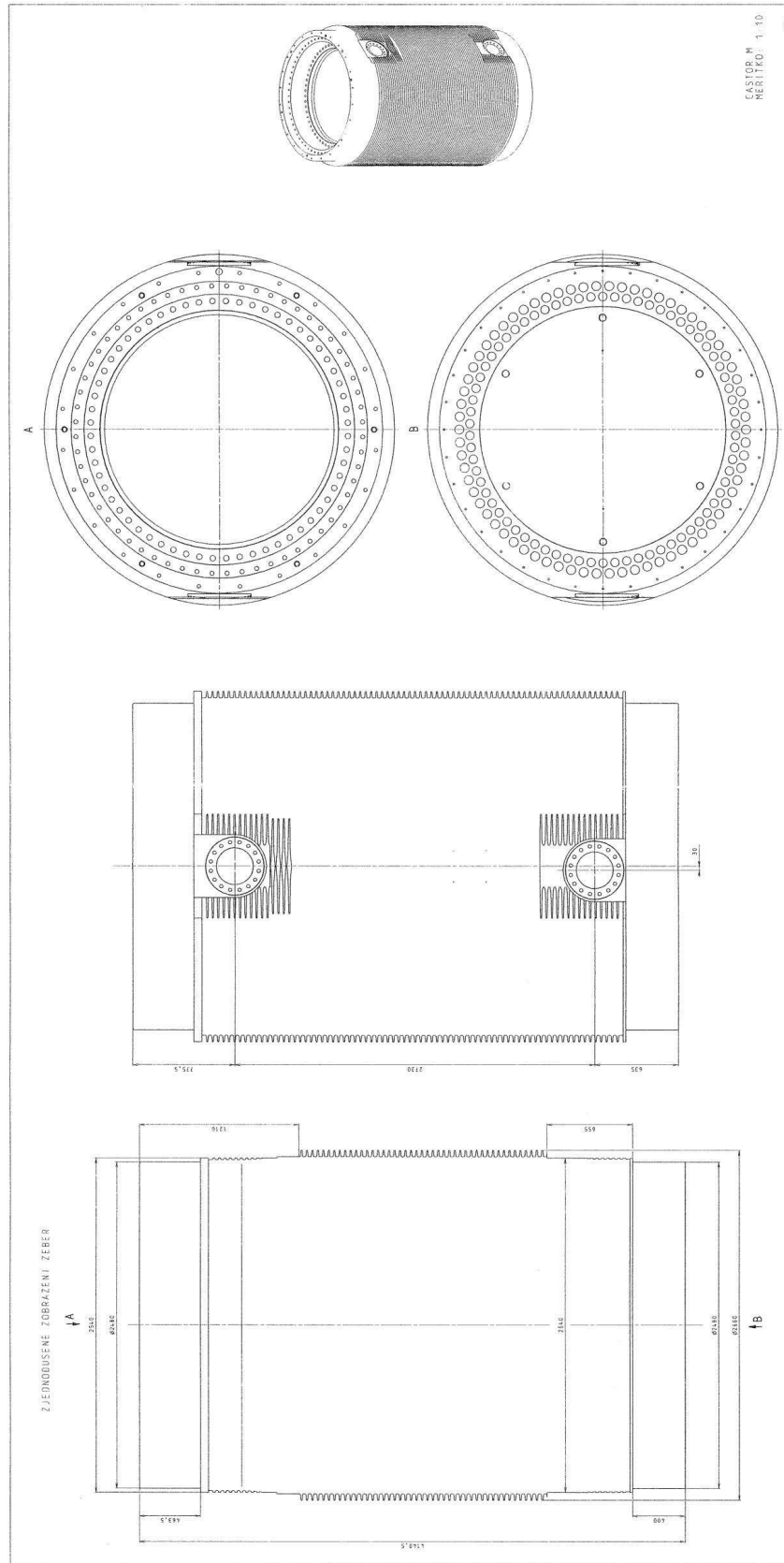
- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:
FKR: with FM / alphaA, $FKerf = KerfN + KerfD$
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = Maxi(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

End of Report
234

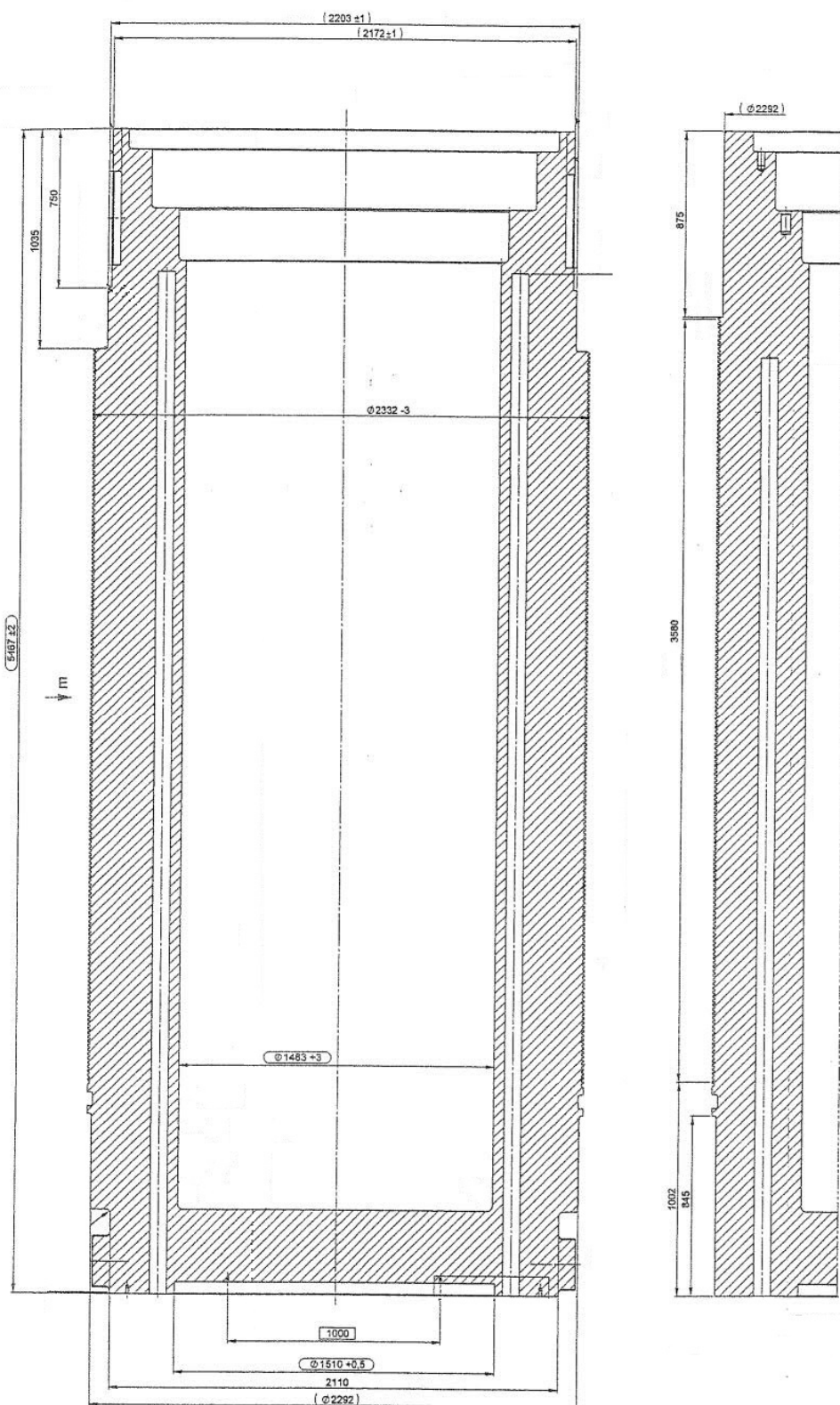
lines:

PŘÍLOHA č. 2

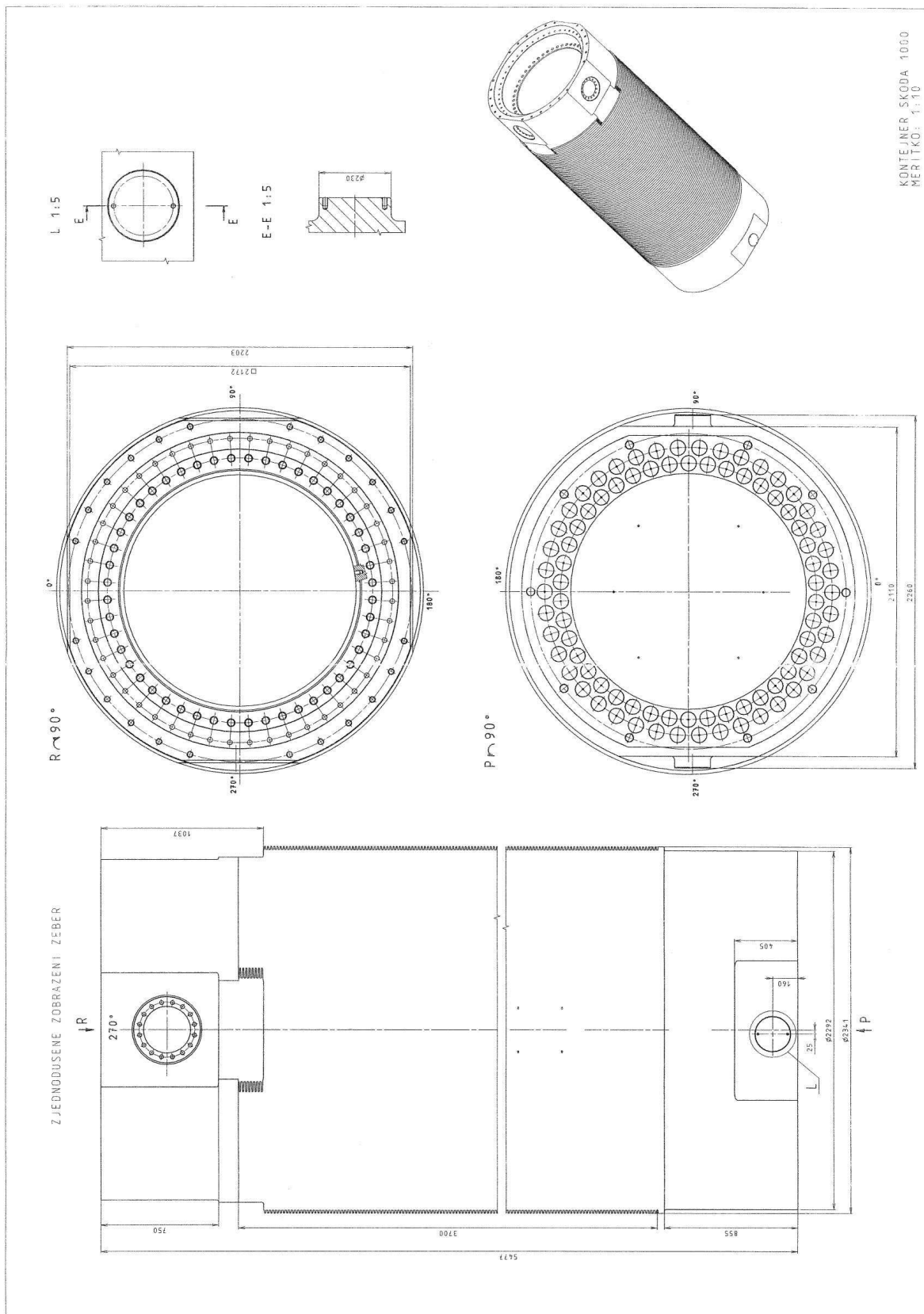
Schémata těles kontejnerů se základními rozměry



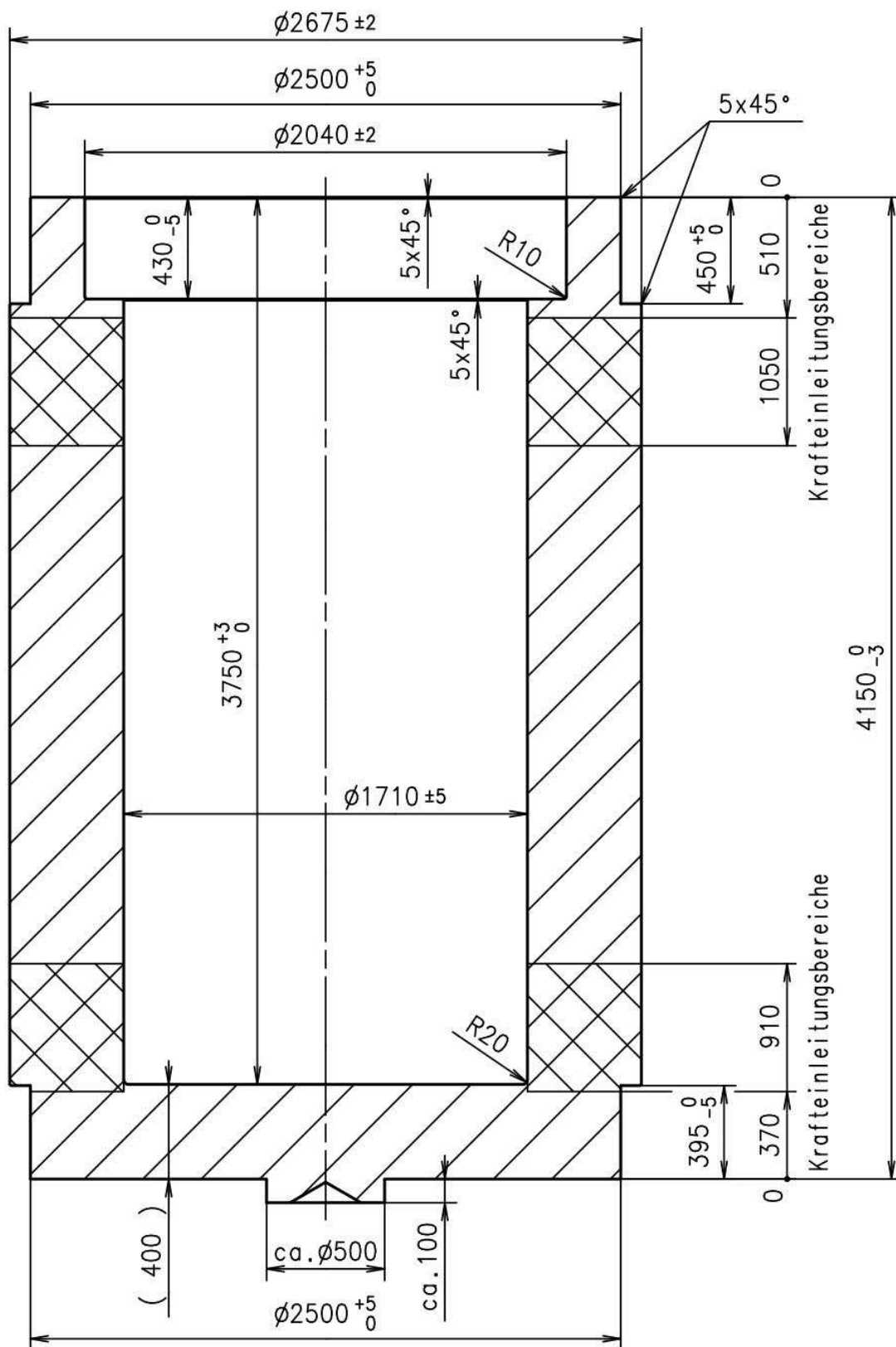
Obrázek 71 – Hotové těleso kontejneru Castor 440 [4]



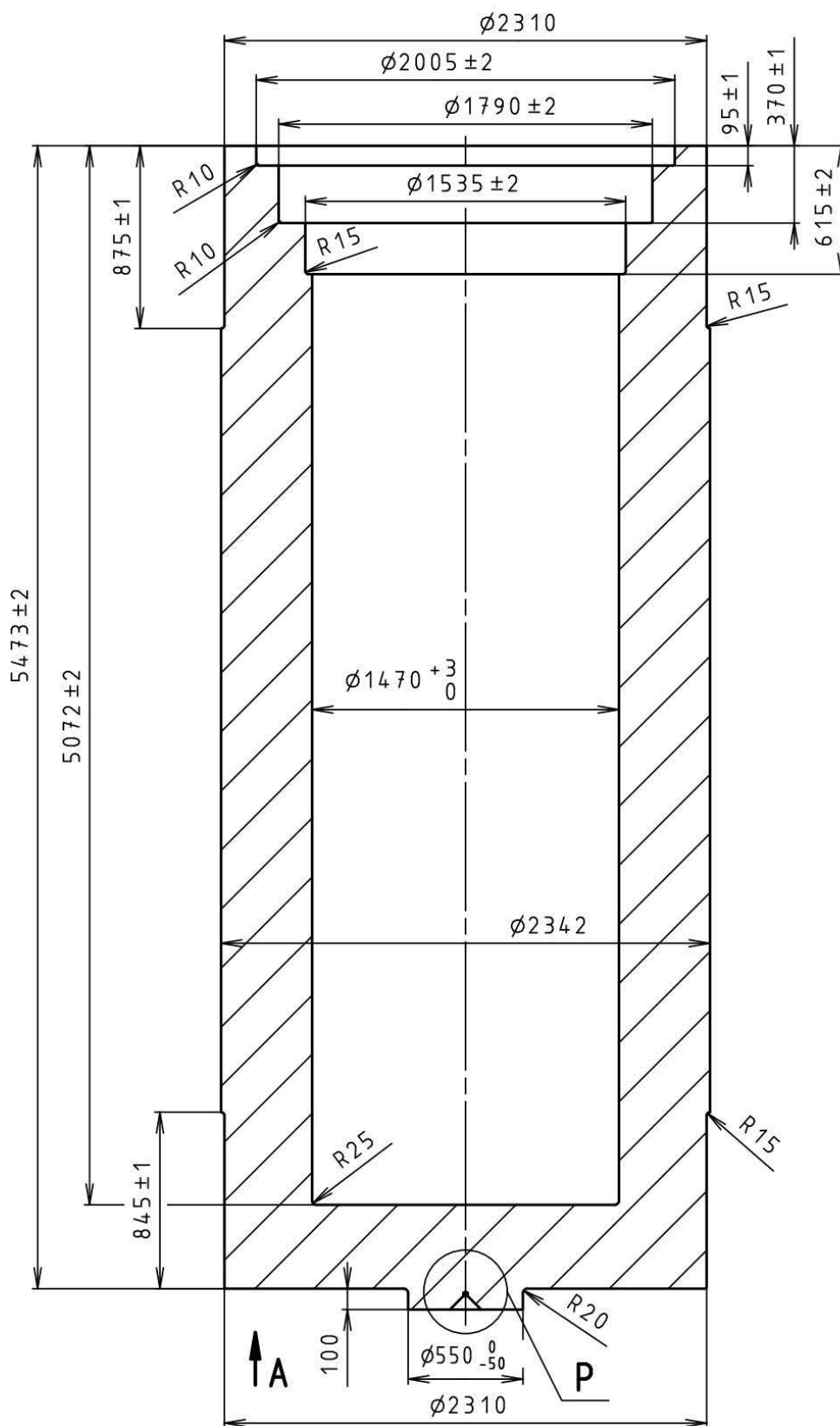
Obrázek 72 – Hotové těleso kontejneru Castor 1000 [4]



Obrázek 73 – Hotové těleso kontejneru Škoda 1000 [4]



Obrázek 74 – Hrubované těleso kontejneru Castor 440 [4]



Obrázek 75 – Hrubované těleso kontejneru Castor 1000 [4]

PŘÍLOHA č. 3

Výkresy