

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2012

Bc. Petr Liebich

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh trenažéru upevnění nákladu

Bc. Petr Liebich

Diplomová práce

2012

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr Liebich**
Osobní číslo: **D10723**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh tranažeru upevnění nákladu**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

1. Úvod
2. Problematika uložení a fixace nákladu
3. Návrh koncepčního řešení tranažeru
4. Praktické využití tranažeru při vyuce
5. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

1. KREJCAR, Jaroslav. Přepravní balení zboží, uložení a zajištění nákladu v dopravních prostředcích a kontejnerech. Vyd. 1. Pardubice: Institut Jana Pernera ve spolupráci se Zkušební laboratoří EXCOLO, 2009, 274 s. ISBN 978-808-6530-567.
2. PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. Brno: CERM, 2002, 111 s. ISBN 80-720-4257-2.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Pavel Svoboda

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **24. února 2012**

Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2012**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

V Pardubicích dne 24. února 2012

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupnění své práce v Univerzitní knihovně.

V Těchoníně dne 21.5.2012

Bc. Petr Liebich

PODĚKOVÁNÍ

Za cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce děkuji panu Ing. Petru Stejskalovi a vedoucímu diplomové práce panu Ing. Pavlu Svobodovi. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za velkou podporu ve studiích.

ANOTACE

Práce je zaměřena na návrh trenažéru upevnění nákladu. V první části je popsána problematika uložení a upevnění nákladu na ložné ploše nákladního automobilu. V druhé části práce se budu zabývat návrhem trenažéru a jeho aplikování při výuce a školení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Trenažér, náklad, silniční nákladní doprava, upevnění, fixace, zajištění.

TITLE

Design of the cargo loading simulator

ANNOTATION

The work focuses on the design of the cargo loading simulator. The first section describes the fixing problems of storage and cargo loading area of lorry. In the second part I will discuss the draft simulator and its application in teaching and training.

KEYWORDS

Simulator, cargo, road cargo transport, fixing, fixation, cover.

OBSAH

1. ÚVOD	9
2. PROBLEMATIKA ULOŽENÍ A FIXACE NÁKLADU	11
2.1. Síly působící na vozidlo a náklad.....	11
2.1.1. Tíhová síla.....	12
2.1.2. Setrvačná síla	12
2.1.3. Třecí síla.....	14
2.1.4. Vibrace	16
2.1.5. Fixační síla	16
2.1.6. Stabilita nákladu.....	17
2.2. Uložení nákladu	18
2.2.1. Kompaktní způsob uložení.....	20
2.2.2. Tuhý způsob uložení	20
2.3. Fixace přepravovaného nákladu.....	21
2.3.1. Silové zajištění	21
2.3.2. Zajištění opřením	24
2.3.3. Zajištění uvázáním	24
2.4. Fixační prostředky a zajišťovací pomůcky	28
2.4.1. Vázací body na vozidle	28
2.4.2. Vázací prostředky.....	30
2.4.3. Další zajišťovací zařízení.....	32
2.4.4. Ochranné pomůcky	34
2.5. Výpočty zajištění nákladu	35
2.5.1. Zajištění nákladu přivázáním – odvození	35
2.5.2. Zajištění nákladu přivázáním - norma.....	39
2.5.3. Zajištění nákladu přivázáním – literatura.....	40
2.5.4. Porovnání výsledků.....	40
3. Návrh koncepčního řešení trenažéru	41
3.1. Výpočet zkušebních úhlů	42
3.2. Konstrukce základního rámu.....	43
3.2.1. Kontrola konstrukce uložení ložiska.....	44
3.3. Konstrukce naklápěcí plošiny	47

3.3.1.	Kontrola konstrukce uložení hydraulického válce.....	49
3.3.2.	Kontrola podélných nosníků	50
3.3.3.	Kontrola příčných nosníků.....	51
3.3.4.	Kontrola bezpečnostního rámu	54
3.4.	Uložení naklápěcí plošiny k rámu.....	55
3.4.1.	Průběh zatěžování kulové systému uložení	56
3.5.	Zvedací zařízení naklápěcí plošiny	57
3.5.1.	Výpočet maximálního zdvihu hydraulického válce.....	57
3.5.2.	Volba hydraulického válce.....	58
3.5.3.	Uložení hydraulického válce.....	60
3.5.4.	Návrh hydraulického agregátu	60
3.5.5.	Návrh hydraulických hadic	61
3.5.6.	Návrh hydraulické kapaliny	62
3.6.	Měřicí technika.....	62
3.6.1.	Měření úhlu naklopení plošiny	62
3.6.2.	Měření polohy nákladu	63
3.6.3.	Měření předepínací síly vázacího prostředku	64
4.	Praktické využití trenažeru při výuce.....	65
4.1.	Zkouška zajištění nákladu	66
4.2.	Zkouška vlastností třecích ploch.....	67
4.3.	Určení polohy těžiště nákladu.....	68
5.	Závěr	70
	Použitá literatura	72
	Seznam obrázků	74
	Seznam tabulek	76
	Seznam grafů.....	77
	Seznam příloh.....	78

1. ÚVOD

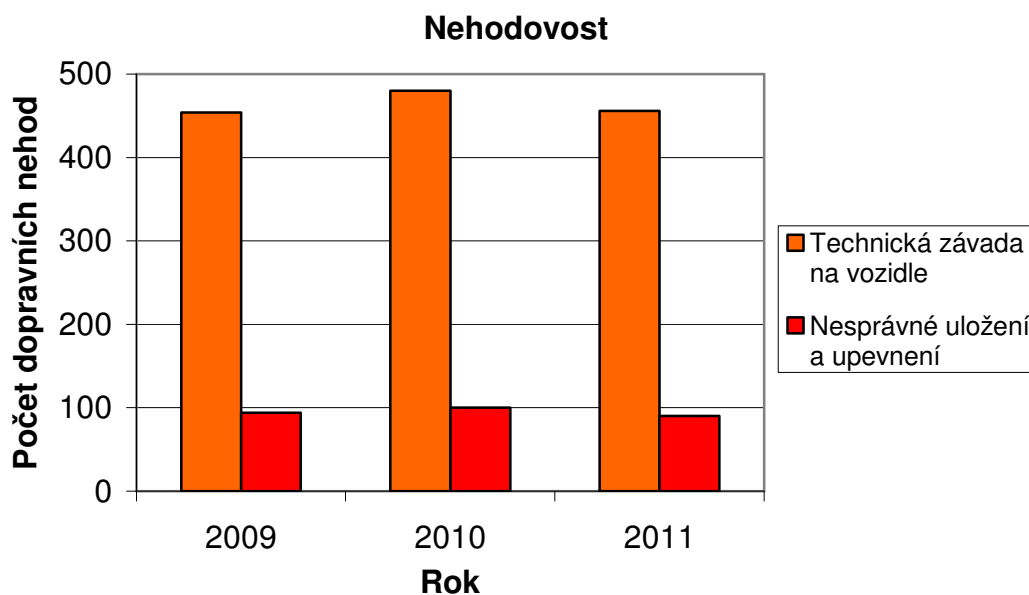
Tato diplomová práce se zabývá správným zajištěním a uložením nákladu na ložné ploše silničního nákladního vozidla. Danou problematiku musí řidiči nákladní silniční dopravy řešit každý den. Správné uložení a upevnění nákladu je jedním z důležitějších prvků bezpečnosti silničního provozu a zároveň potřebným k úspěšnému přepravení daného nákladu.

Nákladní silniční doprava má v nákladní dopravě, i přes veškerá negativa, zejména poškozování životního prostředí a absolutní závislost na neobnovitelných zdrojích fosilních paliv, nezastupitelnou úlohu a její intenzita neustále narůstá. Tato skutečnost zvyšuje počet nákladních vozidel na komunikacích, tím je snížena kvalita a propustnost silniční sítě. Již zmíněné zvyšování počtu nákladních vozidel může mít za následek vznik dalšího negativa, což jsou dopravní nehody.

Dopravní nehodovost je velmi výrazným negativním faktorem silniční dopravy. Pro tuto práci bych zmínil dopravní nehody způsobené nesprávným uložením a zajištěním nákladu na vozidle. Tyto nehody jsou započítávány do dopravních nehod způsobených technickou závadou na vozidle. V roce 2009 byla technická závada příčinou 454 dopravních nehod, z toho nesprávným uložením a zajištěním nákladu bylo 94 nehod. O rok později, v roce 2010, se takto stalo 480 nehod z důvodu technické závady na vozidle a z tohoto počtu 100 nehod způsobil špatně uložený a zajištěný náklad. V roce 2011 bylo evidováno 456 dopravních nehod, jejíž příčinou byla technická závada na vozidle. Z tohoto počtu bylo 90 nehod na vrub nedostatečně uloženého a upevněného nákladu. Počty dopravních nehod způsobené nesprávným zajištěním nákladu nejsou nikterak velké. Hovoříme zde však pouze o nehodách zaznamenaných Policií České republiky. Nehod, potažmo i škod, na přepravovaném nákladu nebo na samotném vozidle, které vznikly během přepravy, může být daleko více, ale ve statistikách dopravní policie nemohou být zaznamenány.

V porovnání s hlavními příčinami vzniku nehod jako jsou nesprávný způsob jízdy, nepřiměřená rychlost, nedání přednosti apod. je podíl nehod vzniklých nesprávně uloženým a upevněným nákladem velmi malý. Je třeba vzít v potaz, že

řidič má při nakládání dostatek času a tedy i možnost vhodným způsobem uložit a upevnit přepravované zboží.



Graf 1 – Nehody způsobené technickou závadou na vozidle

Nesprávné naložení a upevnění nákladu nemá za následek pouze vznik dopravních nehod.

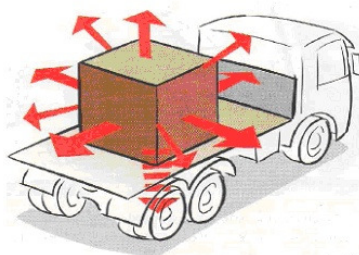
Nedostatečně a neodborně uložený náklad se může vlivem otřesu, rázů, přetížení vlivem brždění, akcelerace, průjezdu zatáčkou, sesunout nebo posunout a dostat se do kontaktu s jiným přepravovaným zbožím. Poměrně snadno tak může dojít k poškození přepravované zásilky.

Z výše uvedeného by měl tedy dopravce věnovat pozornost i nakládání a uložení zásilek na vozidle. Zajistit tak pro řidiče pravidelné školení a doškolování v oblasti přepravy nákladu.

2. PROBLEMATIKA ULOŽENÍ A FIXACE NÁKLADU

Náklad musí být na ložné ploše vozidla uložen a zajištěn tak, aby neohrožoval bezpečnost provozu, aby byl v průběhu přepravy chráněn proti poškození, ztrátě, nepoškodil jiné přepravované zboží a zároveň nezpůsobil škodu na přepravovaném vozidle.

2.1. Síly působící na vozidlo a náklad



Obrázek 1 – Síly působící na náklad [4]

Upevnění nákladu musí udržet celou váhu (hmotnost) nákladu proti pohybu vpřed a polovinu celkové váhy (hmotnosti) proti pohybu vzad a do stran.

Vozidlo v pohybu je pod vlivem různých sil v různých směrech. Čím rychleji se vozidlo pohybuje, tím silněji tyto síly působí. Tyto síly s polohou nákladu a jeho těžištěm ovlivňují možnosti bezpečného řízení vozidla.

Síly a faktory působící na náklad a vozidlo:

- tíhová síly,
- setrvačné síly (vyvolané akcelerací, bržděním nebo průjezdem zatáčky),
- třecí síly,
- vibrační síly,
- fixační síla,
- stabilita nákladu (hmotnost, těžiště a rozměry nákladu).

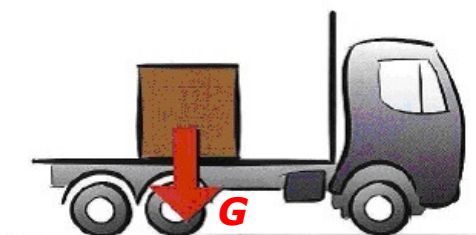
2.1.1. Tíhová síla

Síla, která náklad tlačí na ložnou plochu dopravního prostředku. Tato síla je způsobena zemskou přitažlivostí. Výpočet tíhové síly:

$$G = m \cdot g \quad [N] \quad (1)$$

kde m ...hmotnost nákladu [N]

g ...zemské zrychlení [m/s^2]



Obrázek 2 – Tíhová síla [4]

2.1.2. Setrvačná síla

Setrvačná síla se snaží náklad posunovat proti směru pohybu dopravního prostředku. Vzniká jako důsledek změny:

- pohybového stavu dopravního prostředku (zrychlení nebo zpomalení),
- směru dopravního prostředku (zatáčení),
- vertikální polohy vozidla.

Setrvačná síla je dána velikostí zrychlení (zpomalení) a hmotnosti nákladu, vypočítá se ze vztahu:

$$F_s = m \cdot a \quad [N] \quad (2)$$

kde m ...hmotnost nákladu [N],

a ...zrychlení [m/s^2].

Faktor zrychlení

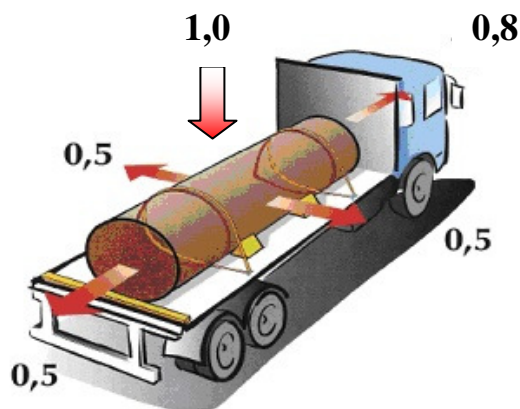
Pro zajištění nákladu na ložné ploše nákladního vozidla je potřeba vycházet z maximálních hodnot zrychlení (zpomalení), které může být dosaženo

v jednotlivých směrech. Tyto maximální hodnoty zrychlení označujeme takzvaným faktorem zrychlení (g-faktor).

$$f_z = \frac{a}{g} [-] \quad (3)$$

kde a ...zrychlení [m/s^2]

g ...gravitační zrychlení [m/s^2]



Obrázek 3 – Hodnoty faktoru zrychlení [4]

To znamená, že pro výpočet setrvačné síly použijeme vzorec s faktorem zrychlení a výsledný tvar je:

$$F_s = f_z \cdot m \cdot g [N] \quad (4)$$

kde f_z ...faktor zrychlení [-]

m ...hmotnost nákladu [N]

g ...zemské zrychlení [m/s^2]

Hodnoty faktoru zrychlení pro přepravní prostředky v průběhu silniční dopravy z normy ČSN EN 12195-1 jsou uvedeny v tabulce 1:

Zajištění v	Faktory zrychlení				
	f_{zx} , podélně		f_{zy} , příčně		f_{zz} , svisle dolů
	vpřed	vzad	pouze posunutí	naklápění	
podélném směru	0,8	0,5	–	–	1,0
příčném směru	–	–	0,5	0,5/0,6	1,0

Tabulka 1 – Faktory zrychlení [6]

2.1.3. Třecí síla

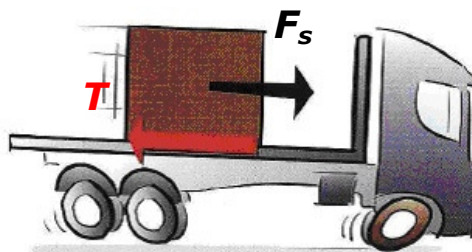
Síla působící proti směru pohybu nákladu. Vzniká na styčných plochách mezi nákladem a ložnou plochou dopravního prostředku. Ve velké míře závisí na třecích vlastnostech mezi styčnými plochami nákladu a podlahou nákladového prostoru. Vzorec pro výpočet třecí síly:

$$T = m \cdot g \cdot \mu \quad [N] \quad (5)$$

kde m ...hmotnost nákladu [N]

g ...zemské zrychlení [m/s^2]

μ ...součinitel smykového tření [-]



Obrázek 4 – Tření [4]

Tření rozdělujeme na tření dynamické a statické, přičemž tření dynamické dosahuje nižších hodnot.

- **Tření statické** (klidové tření) působí na náklad v době, kdy stojí na ložné ploše. Uplatňuje se tehdy, kdy má být náklad uveden posunutím do pohybu.
- **Dynamické tření** (smykové tření) působí v době, kdy se náklad už pohybuje po ložné ploše.

Vlivem jízdy vozidla dochází k opakovaným vibracím, které se projevují přerušováním mikrospojení nákladu s ložnou plochou vozidla. Statické tření tak přestává působit a přechází do tření dynamického.

Aby byla zajištěna přepravní bezpečnost je nutné při výpočtech vycházet z hodnot dynamického tření.

Smykového tření

Tření vzniká mezi tělesy při jejich posuvném pohybu. Třecí síly T při smykovém tření má velikost:

$$T = \mu \cdot N \quad [N] \quad (6)$$

kde μ ...součinitel smykového tření [-]

N ...síla kolmá na třecí plochu [N]

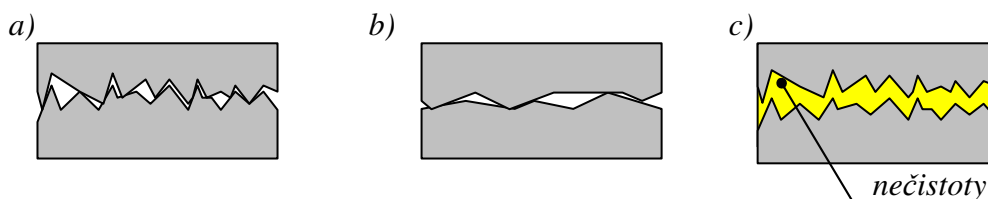
Smykové tření je pro poměrně velký rozsah rychlostí téměř konstantní.

Součinitel smykového tření

Každý povrch vykazuje určitou členitost. Vyskytují se vyvýšená místa nebo naopak jsou zde místa zahloubená. Tyto nerovnosti mají různou velikost a nemusí být ani vidět. Takto nerovný povrch způsobí, že obě plochy do sebe v místě styku zapadnou a dochází k tzv. mikrospojení. Čím je větší členitost povrchu, tím je součinitel smykového tření větší a tím i lepší zajištění nákladu na ložné ploše.

Součinitel smykového tření je označován řeckým písmenem μ a závisí na:

- členitosti a přilnavosti obou styčných ploch,
- stavu styčných ploch (suché, mokré, mastné...).



Obrázek 5 – Zjednodušeně znázorněné drsnosti povrchů

- suchý, drsný kontakt,*
- suchý méně drsný kontakt,*
- znečištěné styčné plochy (voda, mastnota...).*

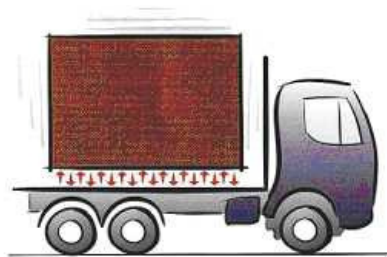
Tabulka hodnot součinitele tření pro vybrané dvojice materiálů:

Dvojice materiálů	SUCHÝ	MOKRÝ	MASTNÝ
dřevo / dřevo	0,20 – 0,50	0,20 – 0,25	0,05 – 0,15
kov / dřevo	0,20 – 0,50	0,20 – 0,25	0,02 – 0,10
kov / kov	0,10 – 0,25	0,10 – 0,20	0,01 – 0,10
beton / dřevo	0,30 – 0,60	0,30 – 0,50	0,10 – 0,20

Tabulka 2 – hodnoty součinitele tření [1]

2.1.4. Vibrace

Vibrace způsobují velké množství slabých nárazů do nákladu. Pokud trvají dostatečně dlouhou dobu, náklad se může posunout.



Obrázek 6 – Vibrační síly [4]

2.1.5. Fixační síla

Fixační síla je taková síla, která je potřebná pro řádné zajištění nákladu na ložné ploše. Tuto sílu vyvozují různé zajišťovací prostředky nebo zařízení. Minimální fixační síla se vypočítá jako rozdíl mezi setrvačnou silou působící na náklad a silou třecí, která působí mezi ložnou plochou vozidla a nákladem.

Vzorec pro výpočet minimální fixační síly:

$$F_x = F_s - T \quad [N] \quad (7)$$

kde F_s ...setrvačná síla [N]

T ...třecí síla [N]

2.1.6. Stabilita nákladu

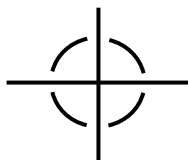
Stabilita je schopnost nákladu zachovat svojí původní polohu i v případech působení vnějších sil, například setrvačných. Na stabilitu nákladu má největší vliv poloha jeho těžiště.

Stabilita nákladu závisí na:

- poloze těžiště,
- vzdálenosti těžiště od klopné hrany,
- velikosti působících setrvačných sil.

Těžiště

Těžiště je působiště tíhové síly nebo-li střed hmotnosti. Každé těleso (náklad) má těžiště jinde. Jestliže se nemění rozložení hmotnosti tělesa, nemění se ani poloha těžiště. Poloha těžiště je dána rozložením látky v tělese. Bude-li hmotnost rovnoměrně rozdělena, bude těžiště v geometrickém středu. Pakliže tomu tak nebude, bude se těžiště nacházet nejbližší místu, kde je náklad nejtěžší. Těžiště může ležet i mimo těleso.



Obrázek 7 – Symbol těžiště [1]

Těžiště ve středu nákladu

Náklad, který má těžiště umístěné ve svém středu, je považován za stabilní, pokud je splněna podmínka:

$$\frac{L(S)}{H} \geq f_z \quad (8)$$

kde $L(S)$...délka (šířka) nákladu ve směru výpočtu,

H ...výška nákladu,

f_z ...faktor zrychlení ve směru výpočtu.

Těžiště mimo střed nákladu

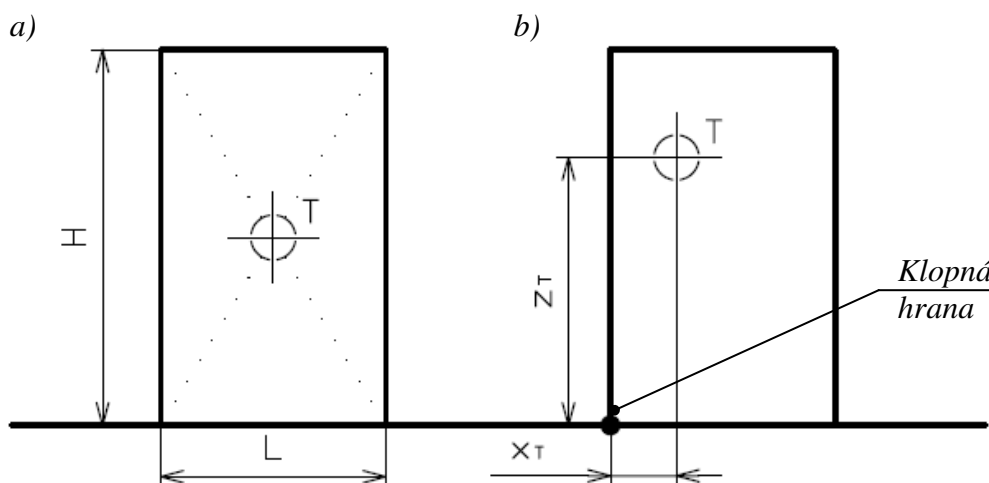
Náklad, který nemá těžiště umístěné ve svém středu, je považován za stabilní, pokud je splněna podmínka:

$$\frac{x_T(y_T)}{z_T} \geq f_z \quad (9)$$

kde $x_T(y_T)$...vzdálenost těžiště od klopné hrany v podélném (příčném) směru výpočtu,

z_T ...výška těžiště nákladu od ložné plochy,

f_z ...faktor zrychlení ve směru výpočtu.



Obrázek 8 – Poloha těžiště nákladu v podélném směru [1]

a) těžiště uprostřed nákladu,

b) těžiště mimo střed nákladu.

2.2. Uložení nákladu

Náklad musí být na ložné ploše rozložen rovnoměrně. Nesmí být překročeno maximální zatížení vozidla a zároveň nesmí dojít k přetížení jednotlivých náprav dopravního prostředku. Dále nesmí náklad přečnívat obrys vozidla o povolené rozměry. Pokud náklad přečnívá, je potřeba ho patřičně označit.

Pro správné uložení nákladu se vytváří **ložný plán**. Ložný plán musí zaručit dodržení provozní a přepravní bezpečnosti a zároveň využít maximální přepravní kapacitu nákladního vozidla. V praxi je řešení ložného planu nejčastěji ponecháno na odhadu řidiče. Jelikož řidič nemá přesné informace o vlastnostech nákladu, ale i

kdyby takové informace měl, nedokáže naložit přepravované zboží přesně na nejvhodnější místo. Navíc řidič obvykle nenakládá pouze jednu zásilku, ale několik různých s odlišnými parametry (rozměry, hmotnost). Následkem toho může dojít k přetížení některé z náprav nebo celého vozidla. Nadměrné množství nákladu může poškodit vozidlo a v neposlední řadě se u takto naloženého vozidla zhoršují jízdní vlastnosti a vzniká tak velké riziko vzniku dopravní nehody.

Dále je vhodné umisťovat lehčí zboží na těžký náklad, pokud to dovoluje charakter přepravovaného nákladu (stohování). Stohováním se zvyšuje přepravní kapacita a nakládáním těžkých zásilek do spodu se snižuje výška těžiště vozidla, což příznivě působí na jízdní stabilitu. Pokud si situace nevyžaduje stohování, respektive ukládání zboží ve více vrstvách na sobě, je vhodnější zboží rozložit do jedné vrstvy. Nestabilní náklad zajistit proti převržení.



Obrázek 9 – Zboží ložené na sebe [4]

Další faktor pro správné ložení nákladu a pro zvýšení efektivity přepravy je vhodné pořadí nakládání a rozmístění zboží. Je potřeba dodržet jednoduché pravidlo „první dovnitř – poslední ven“. Toto pravidlo však nelze realizovat vždy. Nezbyvá než zboží při vykládkách přesouvat.

Správně uložený náklad by se na ložné ploše nákladního automobilu neměl hýbat. Při působení vnějších sil by měl zůstat stát na místě, na které byl uložen. Při tomto způsobu uložení dochází k přímému přenosu setrvačných sil na náklad. Tento způsob uložení nazýváme nepohyblivé uložení. Rozeznáváme dva způsoby uložení:

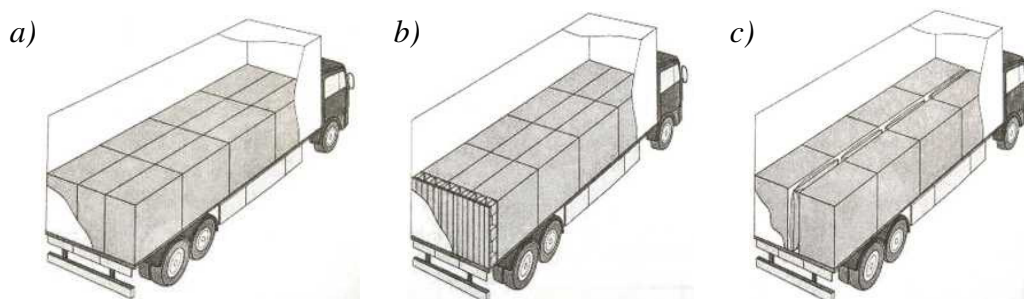
- kompaktní způsob uložení,
- tuhý způsob uložení.

2.2.1. Kompaktní způsob uložení

Základem kompaktního způsobu uložení je, že přepravovaná zásilka tvoří ve skříní dopravního prostředku kompaktní celek. Znehybnění nákladu je docíleno vhodným uspořádáním jednotlivých kusů zboží mezi sebou a ke stěnám dopravního prostředku. Náklad je souvisle ložen těsně k sobě, od čela k čelu a od stěny ke stěně bez mezer tak, aby se nemohl posouvat v podélném ani příčném směru. Pokud náklad nelze rozložit souvisle po celé ložné ploše, musí být volné prostory vyplněny vhodným vytěšňovacím materiálem (např. palety, vzduchové fixační podušky, pěnová hmota, kartónové nebo dřevěné pažení...). Vzniknou-li mezi jednotlivými částmi nákladu mezery do 3cm, není potřeba tyto mezery vytěšňovat.

Kompaktní uložení nákladu je vhodné pro zboží stejného charakteru, jako jsou například paletové jednotky, přepravní bedny, sudy atd.

Pro tento způsob uložení je velmi důležitou podmínkou odpovídající pevnost čelních a bočních stěn dopravního prostředku, o které je přepravovaný náklad opřen.



Obrázek 10 – Kompaktní způsob uložení nákladu [1]

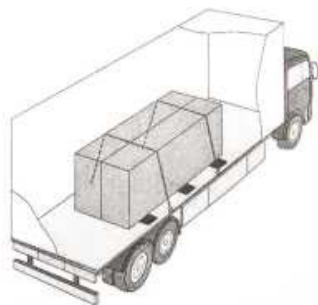
- a) *uložení bez mezer*
- b) *mezera na konci nákladu vyplněna dřevěnými paletami*
- c) *mezera ve středu vyplněna vzduchovými fixačními poduškami*

2.2.2. Tuhý způsob uložení

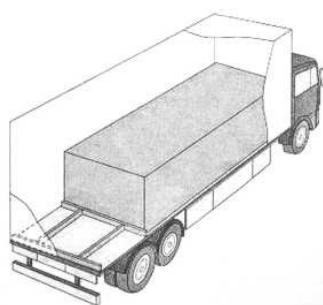
Tento způsob je vhodný pro těžký nebo objemný náklad tvořící jeden kus (např. velké bedny, kontejnery, stroje atd.). Zboží je v dopravním prostředku uloženo tak, aby se nemohlo pohybovat. Toto znehybnění se provede pomocí zajišťovacích prostředků. Také může být využito opření nákladu o stěny nákladového prostoru a do

zajištění vhodným zajišťovacím zařízením. Fixační prostředky musí zachytit všechny setrvačné síly ve všech směrech (příčným, podélném i svislém).

a)



b)



Obrázek 11 – Tuhý způsob uložení [1]

a) zajištění nákladu pomocí protiskluzových podložek a vázacích prostředků

b) znehybnění nákladu opřením o čelní a boční stranu, vzadu opření o zadní stěnu pomocí opěrného dřevěného rámu

2.3. Fixace přepravovaného nákladu

Poslední částí uložení nákladu je zajištění přepravovaného zboží proti pohybu. Fixací nákladu se zabýváme v případě, že provedený způsob uložení nezaručuje dostatečné znehybnění nákladu.

Náklad na ložné ploše nákladního vozidla můžeme fixovat třemi základními způsoby:

- silovým (přivázáním),
- opřením,
- uvázáním.

Všechny způsoby je možné navzájem kombinovat.

2.3.1. Silové zajištění

Silové zajištění funguje na principu vytvoření dostatečné třecí síly mezi ložnou plochou nákladního vozidla a přepravovaným nákladem. Vytvořená síla musí být minimálně rovna maximálním setrvačným silám, které vznikají za jízdy vozidla.

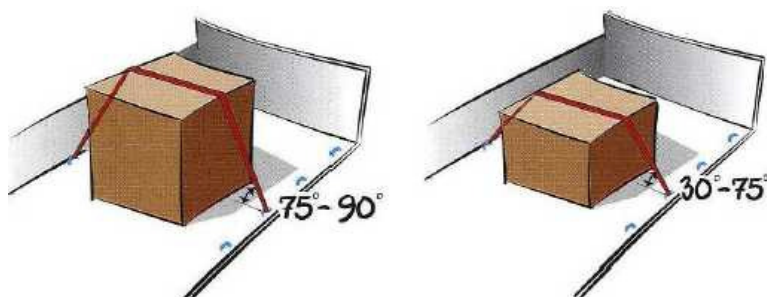
Zvýšení třecí síly se docíluje pomocí:

- vázacích prostředků a jejich předepnutím pomocí napínacího zařízení,

- prostředku zvyšujících součinitel tření mezi nákladem a ložnou plochou vozidla.

Zajištění nákladu pomocí vázacích prostředků – přivázání

Patří k nejčastěji používané způsoby zajištění nákladu na ložné ploše nákladního automobilu. Z výzkumu vyplynulo, že téměř 85% přepravovaného zboží je takto zajištěno proti pohybu. Tento způsob zafixování nákladu vyniká svojí jednoduchostí a poměrně malými pořizovacími náklady. Systém přivazování je velmi flexibilní, lze ho užívat na velmi rozmanitý sortiment přepravovaného nákladu jako jsou například různé stroje, bedny, palety atd.



Obrázek 12 – Přivázání nákladu [4]

Vázací prostředek je veden od kotevního prvku na jedné straně vozidla přes náklad ke kotevnímu bodu na druhé straně vozidla. Takto připravený vázací prostředek se předepne prostřednictvím napínacího zařízení. Přivazovaný náklad je tak přitlačován přitlačnou silou k podlaze, čímž dojde ke zvětšení normálové síly, což vede ke zvýšení třecí síly mezi nákladem a podlahou nákladního prostoru a následnému zafixování nákladu. Pro přivázání jsou nutná nejméně 2 přivázání. Jednotlivá přivázání musí být stejnoměrně předepnuta a umístěna minimálně 20cm od konce přepravovaného nákladu.

Silové zajištění uvázáním je možné využít pouze u břemen, která jsou natolik pevná, že dokáží odolávat tlaku a mohla tak přenést sílu od vázacího prostředku k ložné ploše nákladního vozidla a zároveň se nepoškodila nebo nezdeformovala.

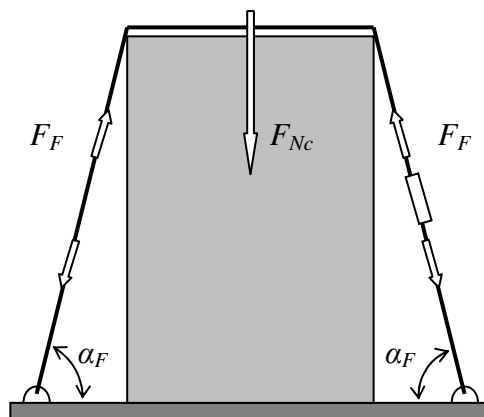
Je důležité aby vázací popruh byl dostatečně napnutý (na hodnotu předepsanou na štítku vázacího prostředku) a bylo využito optimálního úhlu mezi vázacím prostředkem a ložnou plochou vozidla. Jedná se o takzvaný fixační úhel.

Přítlačná síla

Je to síla, kterou předepnutý vázací prostředek působí na náklad. Ten tak přitlačuje a tedy zvyšuje hmotnostní sílu nákladu a tím i sílu třecí. Přítlačná síla F_{Nc} je ovlivněna předepínací silou vázacího prostředku a velikostí fixačního úhlu.

Předepínací síla

Jedná se o předepínací sílu vázacího prostředku. Tato síla je vyvozována prostřednictvím napínacího zařízení (např. ráčnou). Velikost předepínací síly F_F stanovuje výrobce vázacího prostředku v závislosti na pevnosti vázacího prostředku a druhu napínacího zařízení (např. u přivazovacích popruhu ze syntetických vláken je uvedena na identifikačním štítku pod označením S_{TF}).

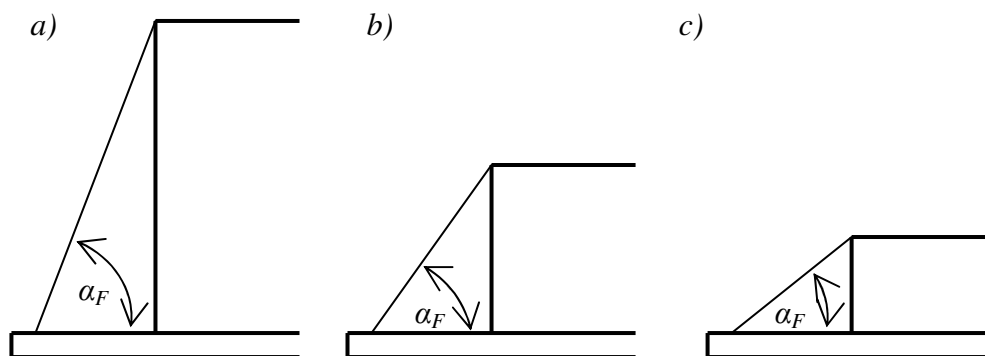


Obrázek 13 – Znázornění přítlačné a předepínací síly [1]

Fixační úhel

Velikost přítlačné síly je ovlivněna velikostí fixačního úhlu α_F . Tento úhel je měřen mezi ložnou plochou a vázacím prostředkem (obrázek 14). Účinnost předepínací síly vázacího prostředku klesá se snižující se hodnotou fixačního úhlu.

Pokud je hodnota fixačního úhlu v intervalu 90° až 83° , pak využití předepínací síly je téměř 100%. Jestliže je úhel α mezi 82° až 40° , pak bude předepínací síla využita z 99% až 64%. Jestliže však hodnota fixačního úhlu klesne pod 30° , je zajištění nákladu přivázáním neúčinné.



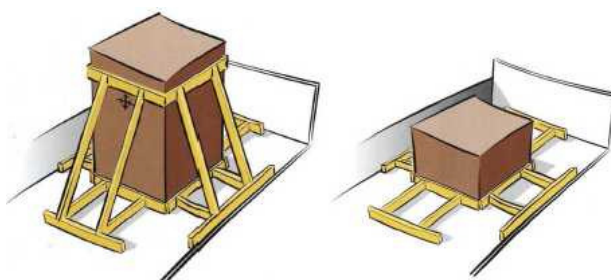
Obrázek 14 – Fixační úhel α_F [1]

- a) fixační úhel α_F v intervalu 90° až 83° ,
- b) fixační úhel α_F v intervalu 82° až 40° ,
- c) fixační úhel α_F pod 30° .

2.3.2. Zajištění opřením

Zajištění opřením rozumíme uložení nákladu přímo na čelní stěnu, zadní stěnu a bočnice. Náklad vhodných rozměrů lze uložit bez mezer. Pokud nelze náklad uložit bez mezer, musí být vzniklé mezery vyplněny vhodnými zajišťovacími prostředky jako jsou vzduchové fixační podušky, prázdné palety, kartonové pažení (obrázek 10).

V případech, kdy náklad není tak objemný, aby zaplnil celou ložnou plochu a nebo je jeho hmotnost je taková, že náklad musí být rovnoměrně rozdělen na ložné ploše, se přepravovaný náklad zajišťuje prostřednictvím opěrných rámců, které jsou opřeny o náklad a o stěny nákladového prostoru (obrázek 15 a 11b).



Obrázek 15 – Zajištění nákladu opřením pomocí opěrných rámců [4]

2.3.3. Zajištění uvázáním

Přepravovaný náklad je zajištěn přímo vázacím prostředkem, v podstatě je náklad opřen o vázací prostředek, který ho zadržuje v naložené poloze. Při použití

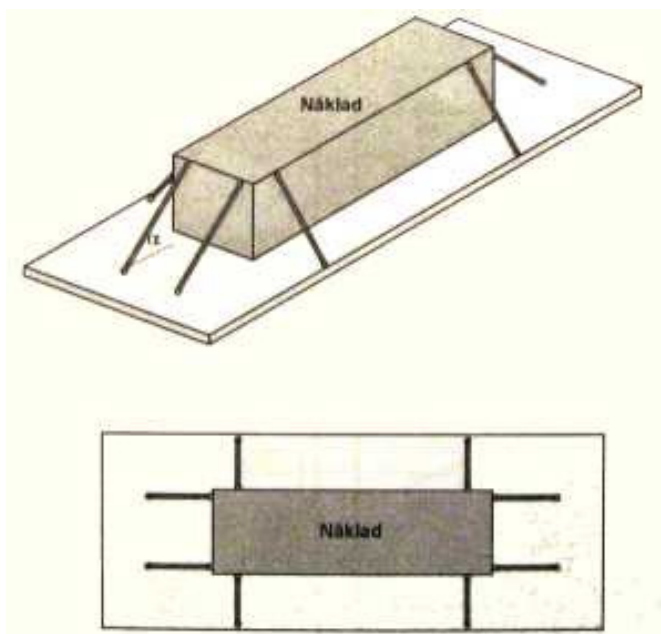
této metody zajištění je rozhodujícím faktorem hodnota LC vázacího prostředku (únosnost v tahu). Tato hodnota je uvedena na štítku vázacího prostředku. Je-li například hodnota $LC = 2000 \text{ daN}$, znamená to, že vázací prostředek zajistí 2000 kg v tahu. Vázací prostředky musí být napnuty ale jen tak, aby se neprověšovaly. Nesmí dojít k jejich předeprnutí. Předeprnutí v tomto případě snižuje tahovou sílu potřebnou k udržení nákladu na svém místě.

Uvázání rozdělujeme podle způsobu provedení na:

- šikmé uvázání,
- diagonální uvázání,
- uvázání pomocí čelní nebo boční smyčky.

Šikmé uvázání

Tento druh uvázání vyžaduje osm vázacích prostředků na zajištění přepravovaného nákladu (vždy dva na každé straně nákladu). Šikmé uvázání se v praxi používá zřídka. Použije se pouze v případě, kdy nelze použít diagonální uvázání z důvodu nízké pevnosti kotevních ok nebo malé únosnosti vázacích prostředků. Nutnou podmínkou pro použití tohoto zajištění je, aby náklad byl opatřen kotevními oky pro uchycení vázacích prostředků.

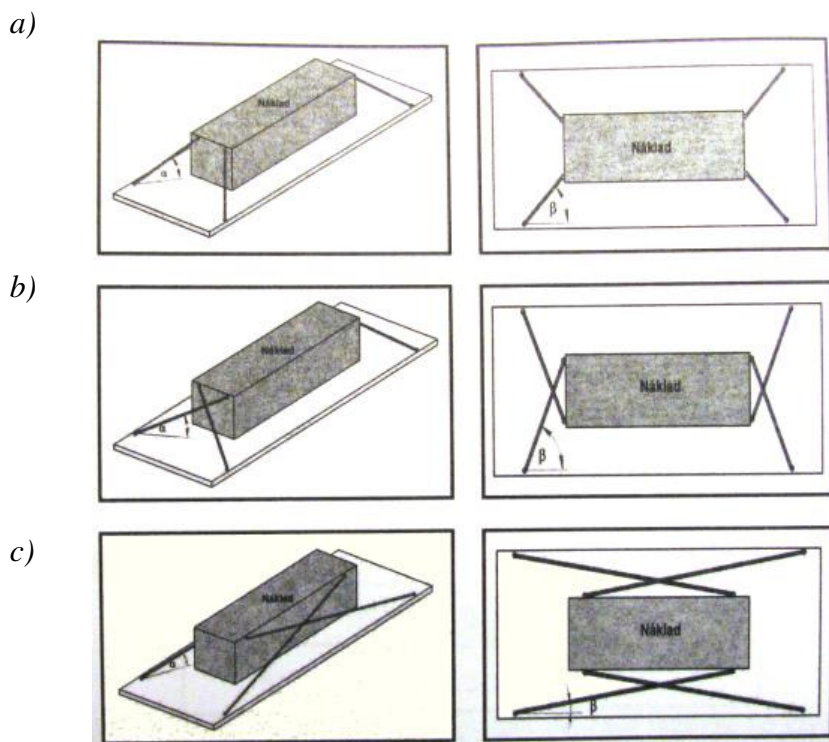


Obrázek 16 – Šikmé uvázání nákladu [1]

Diagonální uvázání

Oproti šikmému uvázání je při diagonálním zajištění potřeba pouze čtyř zajišťovacích prostředků a tomu odpovídá potřeba pouze čtyř kotevních ok na přepravovaném nákladu. Každý vázací prostředek je spojen s jedním rohem přepravovaného nákladu. Podle rozmístění a poloze vázacích prostředků rozeznáváme tři varianty diagonálního uvázání (obrázek 17):

- přímé diagonální uvázání (obrázek 17 a),
- čelní diagonální uvázání (obrázek 17 b),
- boční diagonální uvázání (obrázek 17 c).



Obrázek 17 – Druhy diagonálního uvázání [1]

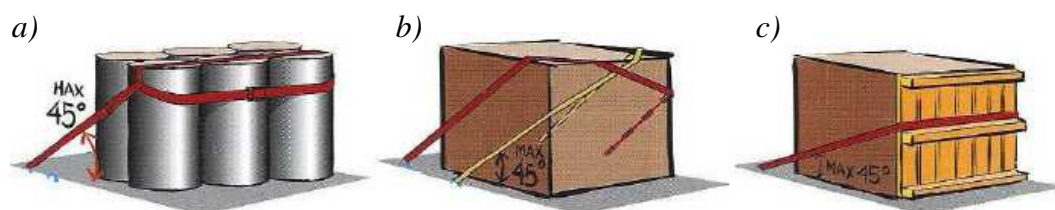
Důležitým faktorem pro správně upevněný náklad je poloha vázacího prostředku. Tato poloha je definována pomocí vázacích úhlů α_u a β_u . Úhel α_u je měřen ve svislé rovině mezi ložnou plochou a úvazem a úhel β_u ve vodorovné rovině mezi vnější hranou ložné plochy a úvazem (obrázek 17). Vázací prostředky zajišťuje náklad jak v příčném tak v podélném směru, proto je velmi důležité volit vázací úhly správně. Pokud zvolíme lepší vázací úhel v jednom směru, pak tím oslabíme zajištění ve druhém směru. Pro silniční nákladní dopravu se doporučují úhly v rozmezí:

- α_u 20° až 65°,
- β_u 10° až 50°.

Tak zaručují nejvyšší možnou zajišťovací sílu.

Vázání pomocí čelní smyčky

Čelní smyčka zde nahrazuje čelní stěnu ložného prostoru. Používá se v případech, kdy náklad nelze opřít o čelní stěnu a to ať z provozních nebo bezpečnostních důvodů. Čelní smyčka zajistí náklad pouze v podélném směru. V příčném směru musí být zajištění provedeno jiným způsobem. Čelní smyčka je tvořena pomocí dvou upínacích pásů, vlastní smyčky umístěné na nákladu a dvou kotevních prvků na ložné ploše. Smyčku můžeme vytvořit pomocí kruhové jeřábové smyčky, použitím speciálního ochranného rohu nebo za pomoci dřevěné palety o kterou se přepravovaný náklad opře (obrázek 18).

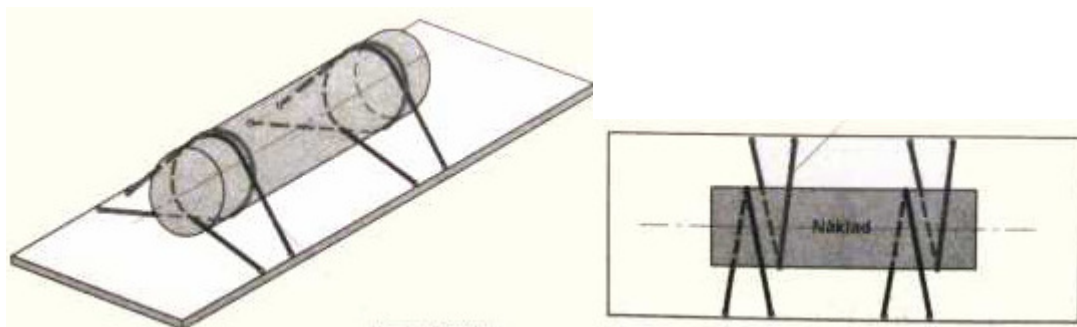


Obrázek 18 – Zajištění nákladu pomocí čelní smyčky [4]

- kruhová jeřábová smyčka,*
- speciální ochranný roh,*
- pomocí dřevěné palety.*

Vázání pomocí boční smyčky

Při využití bočních smyček zajistíme přepravovaný náklad pouze v příčném směru. V podélném směru musí být náklad zajištěn jiným způsobem. Princip boční smyčky je takový, že vázací prostředek vychází z kotvícího prvku na jedné straně ložné plochy, dále je veden kolem nákladu nazpět k jinému kotevnímu prvku na téže straně ložné plochy. Jednotlivé konce vázacího prostředku musí být na různých kotvících prvcích, aby nedošlo k jejich přetížení. Výhodou je, že přepravovaný náklad nemusí být vybaven prvky pro uchycení vázacího prostředku. Pro upevnění nákladu musí být použito minimálně tří smyček, optimální je však stejný počet smyček na jedné i druhé straně.



Obrázek 19 – Zajištění nákladu pomocí boční smyčky [1]

2.4. Fixační prostředky a zajišťovací pomůcky

2.4.1. Vázací body na vozidle

Vázací body, nebo také kotevní prvky, slouží pro uchycení vázacích prostředků. Tyto body musí být spojeny s nosnou částí, nejčastěji s rámem, nákladního vozidla. Spojení je pevné a to buď svařením nebo přišroubováním. Tím je zajištěn přenos setrvačných sil do nosné části nákladního vozidla.

O vázacích bodech mluví norma ČSN EN 12 640. Vázací body jsou povinná pro nákladní automobily a jejich přípojná vozidla s plochou konstrukcí ložné plochy s největší povolenou hmotností nad 3,5 t určených pro všeobecné použití. Výjimku tvoří vozidla určená výhradně pro přepravu sypkých substrátů a vozidla přepravující specifické náklady, kde jsou specifické požadavky na fixaci nákladu.

Vázací body mohou být na vozidle konstruovány jako pevné vázací body nebo jako variabilní kotevní systém.

Požadavky na vázací body

Vázací body musí zachytit vázací sílu ve všech směrech. Musí být konstruovány a umístěny tak, aby v klidu nezasahovaly nad vodorovnou úroveň nákladní plochy ani za svislý povrch přední čelní stěny. Vázací bod z kruhového profilu musí mít průměr větší nebo roven 40 mm. Příčný průřez materiálem musí mít průměr menší nebo roven 18 mm.

Rozmístění a stanovení optimálního počtu vázacích bodů

Vázací body v ložné ploše nesmí být od přední nebo zadní čelní stěny ve vzdálenosti větší než 500 mm. Od bočních stěn nákladního prostoru má být

vzdálenost vázacích bodů co nejmenší, ne však větší než 250 mm. vzdálenost dvou sousedních bodů na jedné boční straně, kromě místa nad zadní nápravou, nesmí být větší než 1200 mm. V ploše nad zadní nápravou musí být vzdálenost mezi dvěma sousedními body co nejbližší k 1200mm, nesmí být však větší než 1500 mm.

Na přední stěně musí být nejméně dva vázací body umístěny symetricky na obou stranách. vzdálenost vázacích bodů od ložné plochy má být 1000 mm ± 200 mm. Od bočních hrany přední stěny má být vzdálenost co nejmenší, ne však větší než 250 mm.

Optimální počet vázacích bodů x na ložní ploše stanovíme podle následujícího vztahu převzatého z normy:

$$x = \frac{1,5 \cdot P}{k} \quad (10)$$

kde P ...setrvačná síla vyplývající z maximálního užitečného zatížení [kN],

k ... koeficient závislý na největší povolené hmotnosti vozidla [-], hodnoty viz tabulka 3.

Hmotnost vozidla [kg]	k [-]
3500 – 7500	8
7500 – 12000	10
12000 a více	20

Tabulka 3 – Hodnoty koeficientu k [5]

Pevnost vázacích bodů

Tabulka 4 uvádí přípustné zatížení v tahu vázacích bodů na ložné ploše nákladního vozidla. Vázací body na přední stěně musí být konstruovány pro zatížení minimálně 10 kN.

Největší povolená hmotnost vozidla [kg]	Přípustné zatížení v tahu pro vázací bod
3500 až 7500	8 kN = 800 kg
7500 až 12000	10 kN = 1000 kg
12000 a více	20 kN = 2000 kg

Tabulka 4 – Zatížení vázacího bodu [5]



Obrázek 20 – Pevné vázací body [7]

Variabilní kotevní systém

Variabilní kotevní systém umožňuje uchycení vázacího prostředku v libovolných nebo v předem určených odstupech. Tento systém je tvořen speciální kotevní lištou, která může být umístěna na podlaze vozidla nebo na stěnách nákladní skříňové karoserie.



Obrázek 21 – Variabilní kotevní systém Vario fix používající firma Kögel [8]

2.4.2. Vázací prostředky

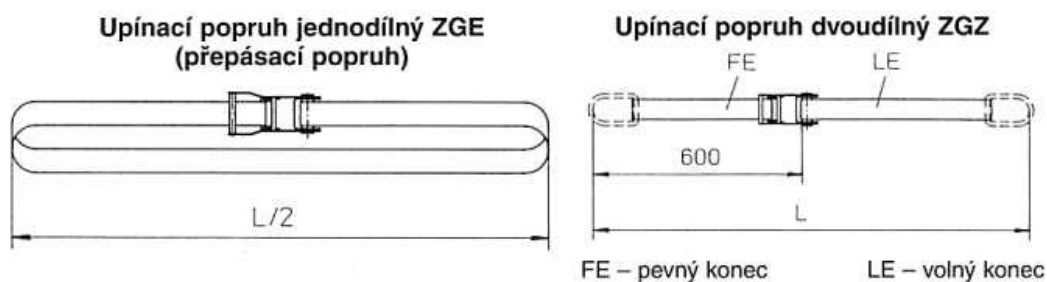
Vázací prostředky s pomocí vázacích bodů slouží k zajištění nákladu na ložné ploše nákladního vozidla. Vázací prostředky obsahují napínací zařízení a spojovací prvky k ukotvení k vázacím bodům. K zajištění nákladu se nejčastěji používají přivazovací popruhy ze syntetických vláken, přivazovací řetězy nebo přivazovací

ocelová lana. Dále je možno použít polyesterové vázací pásky, ocelový drát nebo provazy.

Všechny části vázacího prostředku musí být v dobrém technickém stavu.

Přivazovací popruhy ze syntetických vláken

Upínací popruhy se skládají z napínacího zařízení, vlastního popruhu, případně spojovacích prvků. Rozeznáváme dva druhy přivazovacích popruhů a to jednodílný a dvoudílný popruh (obrázek 22). Každý popruh musí být označen identifikačním štítkem (obrázek 23). Každý štítek musí obsahovat název výrobce, datum výroby, dovolenou tahovou sílu, systémovou sílu a předepínací sílu, název materiálu, průtažnost v % a případně další pokyny. Není-li popruh řádně označen nebo jsou údaje nečitelné, nesmí se použít. Dále se popruh nesmí použít pokud je poškozen (natržen, zauzlován, poškození napínacího zařízení a podobně).

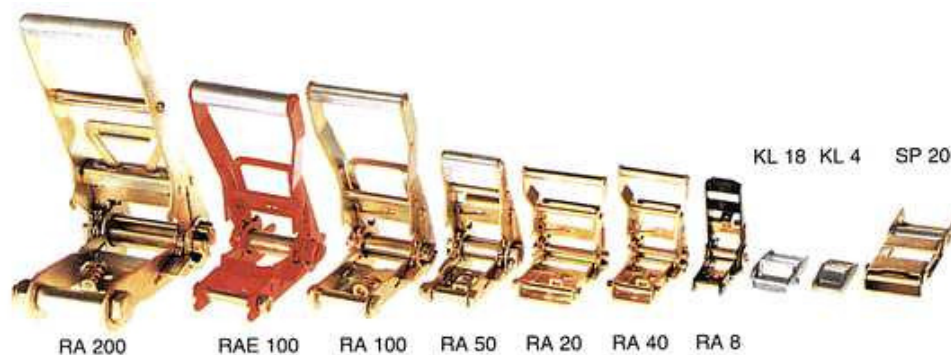


Obrázek 22 – Druhy přivazovacích popruhů [10]



Obrázek 23 – Identifikační štítek popruhu [10]

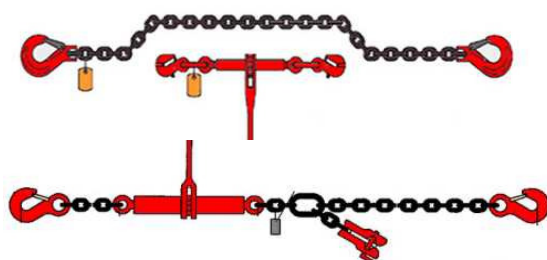
Důležitým prvkem vázacích prostředků je napínací zařízení, jejíž pomocí vytváříme potřebnou předepínací sílu. Napínací zařízení se skládá z rukojeti umístěné na otočné hřídeli opatřené západkou a rohatkou. Délka ramene rukojeti ovlivňuje velikost předepínací síly popruhu (od 350 daN do 850 daN).



Obrázek 24 – Druhy napínacích zařízení [10]

Přivazovací řetězy

Řetězy se používají pro uvázání velmi těžkých nákladů, vozidel nebo pojízdných strojů. Přivazovací řetěz se skládá z vlastního řetězu, napínacího zařízení, zařízení pro zkrácení, spojovacích prvků a identifikačního štítku.



Obrázek 25 – Přivazovací řetězy [10]



Obrázek 26 – Zajištění řetězy [11]

Přivazovací ocelová drátěná lana

Tento vázací prostředek se skládá z drátěného lana, napínacího zařízení, spojovacích prvků a identifikačního štítku.

2.4.3. Další zajišťovací zařízení

Zajišťovací dřeva a dřevěné rámy

Náklad můžeme zafixovat pomocí zajišťovacích dřev, jestliže je ložná plocha nákladního vozidla zhotovena ze dřeva. Zajišťovací dřeva se ke dřevěné podlaze upevňují pomocí hřebíků. K zajištění nákladu se používá měkké dřevo obdélníkového průřezu bez trhlin a větších suků. Zajištění dřevem je zobrazeno na obrázku 15 a dřevěným rámem na obrázku 27.



Obrázek 27 – Fixace dřevěným rámem [11]



Obrázek 28 – Zajišťovací klíny [11]

Zajišťovací klíny a zarážky

Používají se k zajištění nákladu, kde je riziko, že dojde k odvalování vlivem tvaru nákladu. Klíny se vyrábějí nečastěji z kovu nebo dřeva, ale mohou být také zhotoveny z umělé hmoty či pryže. Příklady zajišťovacích prvků na obrázku 28.

Protiskluzové podložky

Fungují na principu zvýšení tření mezi nákladem a ložnou plochou vozidla. Jako protiskluzové podložky lze použít dřevěná prkna, podložky z gumových granulátů nebo speciální podložky s vysokým součinitelem tření (lepící mřížka, aretační plechy).



Obrázek 29 – Protiskluzové podložky [11]

- a,b) protiskluzové podložky,
- c) aretační plech.

Rozpěrné zábrany a tyče

Rozpěrné zábrany a tyče zabraňují posunu nákladu na ložné ploše. Používají se pro zabránění pohybu nákladu vzad. Rozpěrné zábrany se používají pro nástavby s bočnicemi nebo s bočnicemi s dřevěnými či hliníkovými prkny. Rozpěrné tyče se používají pouze u skříňových nástaveb.



Obrázek 30 – Rozpěrné tyče (obrázek a), zábrany (obrázek b) [11]

Fixační výplně

Fixační výplně se používají pro vyplnění volných prostor mezi nákladem a stěnou ložné plochy nebo mezi jednotlivým přepravovaným zbožím. Zabraňují tak jakémukoli posunu nákladu. Dále je možné určité typy výplní použít pro tlumení vibrací a rázů při přepravě křehkých věcí. Pro vyplnění mezer můžeme použít vzduchové fixační podušky, papírové podušky nebo podušky a výplně z umělé hmoty.



Obrázek 31 – Vzduchové výplně [11]

2.4.4. Ochranné pomůcky

Ochranné rohy

Ochranné rohy mají tři funkce. První funkcí ochranného rohu je chránit vázací prostředek před ostrými hranami nákladu tak, aby nedošlo k jeho poškození.

Druhou je umožnit rovnoměrné rozložení předepínací síly vyvozené napínacím zařízením vázacího prostředku na obě strany úvazu, to znamená, že snižují tření na rozích nákladu. Poslední funkcí je ochrana přepravovaného nákladu před promáčknutím vázacím prostředkem. Ochranné rohy mohou být vyrobeny z umělých hmot, kovu nebo papíru.



Obrázek 32 – Ochranné rohy [11]

Ochranné návleky

Ochranné návleky snižují riziko poškození vázacího prostředku od ostrých hran přepravovaného nákladu.

2.5. Výpočty zajištění nákladu

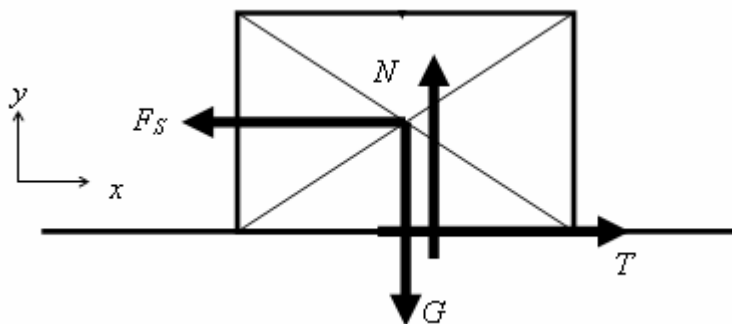
Zde provedu obecný výpočet zajištění nákladu. Výpočet provedu v obecných souřadnicích x a y . Dále zde uvedu vzorce, podle kterých se zajištění nákladu počítá. Výpočet pro konkrétní případ je uveden v příloze 1. Pro výpočty zajištění nákladu jsem použil výpočtový program MATHCAD 14, ve kterém jsem vytvořil simulační program.

2.5.1. Zajištění nákladu přivázáním – odvození

Zajištění nákladu přivázáním je nejvíce rozšířený druh zajištění nákladu v silniční nákladní dopravě. Pro výpočet zajištění nákladu je potřebné znát hmotnost a rozměry nákladu. Dále součinitel tření mezi nákladem a ložnou plochou a vlastnosti vázacího prostředku, především maximální předepínací sílu.

Nejprve provedu náčrt sil působících na náklad za jízdy, respektive v situaci, kdy na nákladu působí maximální setrvačná síla. V této situaci zde působí tíha nákladu G , setrvačná síla F_s , třecí síla T a normálová síla N (obrázek 33). Proto, aby

přepřavovaný náklad byl bezpečně upevněn, musí být třecí síla T větší než odstředivá síla F_s .



Obrázek 33 – Síly působící na náklad

Výpočet jednotlivých sil:

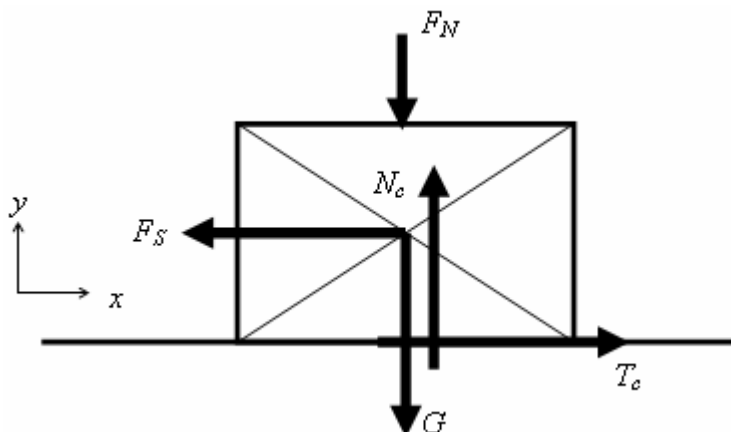
$$G = m \cdot g \quad F_s = f_z \cdot m \cdot g \quad T = \mu \cdot N \quad N = m \cdot g$$

$$\text{Rovnováha sil v ose } x: T - F_s = 0 \quad (11)$$

$$\text{Rovnováha sil v ose } y: N - G = 0 \quad (12)$$

Rozbor: $F_s < T$ respektive $f_z < \mu$ náklad je bezpečně zajištěn,
 $F_s = T$ respektive $f_z = \mu$ limitní případ, pro bezpečnou přepravu je potřeba náklad zajistit,
 $F_s > T$ respektive $f_z > \mu$ náklad je potřeba zajistit.

Z výše uvedeného rozboru je patrné, že pokud je $F_s \geq T$, je potřeba náklad dodatečně zajistit. Zajištění provedeme přidáním přitlačné síly F_N . Sílu F_N vytvoří vázací prostředky. Přidáním přitlačné síly F_N dojde ke zvětšení normálové síly a tím i ke zvýšení třecí síly.



Obrázek 34 – Náklad zajištěný přitlačnou silu F_N

Pro výpočet potřebné přítláčné síly F_N budeme vycházet z předpokladu, že síly T_c a F_s jsou si rovny. Sestavíme znovu rovnice rovnováhy k příslušným osám.

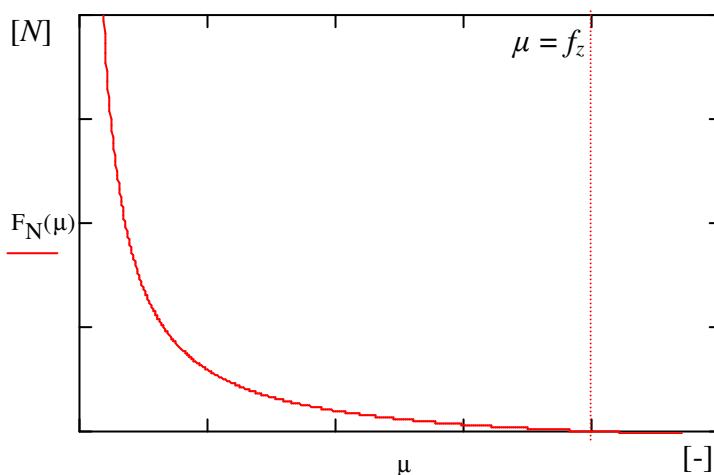
$$\text{Rovnováha sil v ose } x: T_c - F_s = 0 \quad (13)$$

$$\text{Rovnováha sil v ose } y: N_c - G - F_N = 0 \quad (14)$$

Z rovnice (13) vypočítáme potřebnou třecí sílu T_c . Tuto sílu dosadíme do rovnice (6) a vypočítáme normálovou sílu N_c . N_c dosadíme do (14) a následně z rovnice (14) vyjádříme hledanou přítláčnou sílu F_N . Pokud za G a F_s dosadíme rovnice (1) a (4) a vhodně upravíme, dostaneme výsledný vzorec pro F_N ve tvaru

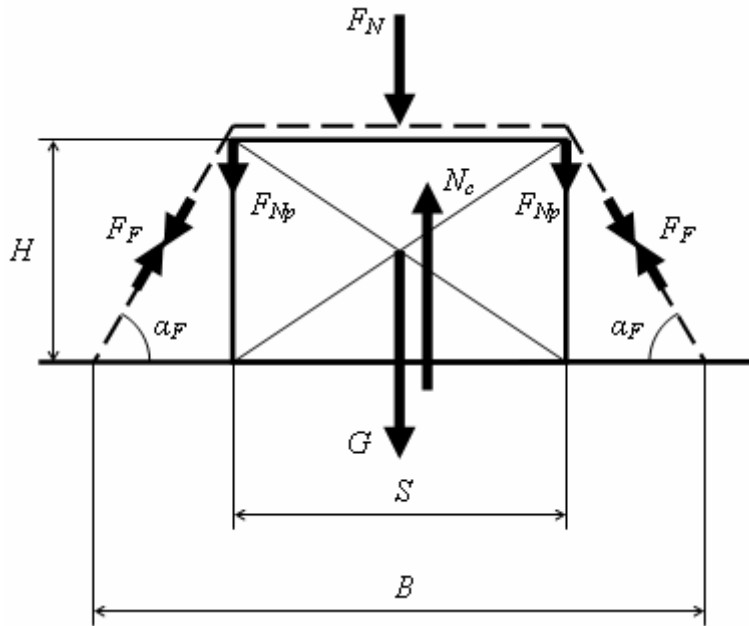
$$F_N = \left(\frac{f_z}{\mu} - 1 \right) \cdot m \cdot g \quad [N] \quad (15)$$

Vezmu-li v úvahu, že faktor zrychlení, hmotnost nákladu a gravitační zrychlení jsou konstantní hodnoty. Pak je přítláčná síla funkcí součinitele tření. Průběh přítláčné síly je znázorněn na grafu 2. Z tohoto znázornění je patrné, že pokud je součinitel tření roven nebo větší než faktor zrychlení je přítláčná síla nulová.



Graf 2 – Průběh závislosti přítláčné síly na součiniteli tření

Teď jsme zjistili potřebnou přítláčnou sílu. Nyní z této síly vypočteme předepínací sílu vázacího prostředku. Abychom mohli danou sílu vyřešit musíme znát rozměry nákladu, výšku H a šířku S a vzdálenost B dvou proti sobě lehlých vázacích ok na ložné ploše.



Obrázek 35 – Síly působící na zajištěný náklad

Přítlačnou sílu F_N nahradíme dvěma silami F_{Np} o stejné velikosti. Následuje výpočet fixačního úhlu α_F , který zjistíme pomocí goniometrické funkce arcustangens s argumentem vytvořeného z rozměrů nákladu a vzdálenosti vázacích ok.

$$\tan \alpha_F = \frac{H}{\frac{B-S}{2}} \quad (16)$$

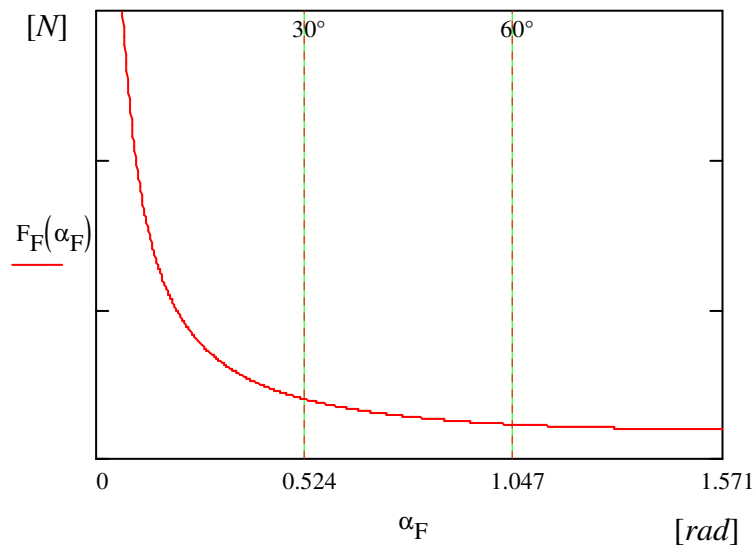
Celkovou předepínací sílu F_F vypočítáme ze vzorce

$$\sin \alpha_F = \frac{F_{Np}}{F_F} \quad (16)$$

a tedy výsledná celková předepínací síla se vypočte jako podíl přítlačné síly a sinu fixačního úhlu

$$F_F = \frac{F_{Np}}{\sin \alpha_F} \quad [N] \quad (17)$$

Předepínací síla je v tomto případě funkcí fixačního úhlu. Ze vzorce (17) je patrné, že čím větší bude fixační úhel, tím menší bude potřeba předepínací síla a tím dojde k lepšímu využití předepínací síly vázacího prostředku. Průběh předepínací síly je znázorněn na grafu 3. Z tohoto průběhu je patrné, pokud bude fixační úhel menší než 30° , pak začíná neúměrně narůstat potřebná předepínací síla.



Graf 3 – Závislost předepínací síly na fixačním úhlu

Pokud známe potřebnou předepínací sílu vázacích prostředků můžeme nyní přistoupit k určení počtu vázacích prostředků. K tomu však musíme znát předepínací sílu jednoho vázacího prostředku. Tato hodnota je uvedena na štítku vázacího prostředku a je označována značkou S_{FT} . Počet vázacích prostředků vypočteme jako podíl celkové předepínací síly F_F a předepínací síly jednoho vázacího prostředku S_{FT} . Pro zajištění bezpečnosti zajištění ještě tento podíl vynásobíme koeficientem bezpečnosti k_B . Počet vázacích prostředků určíme podle následujícího vzorce

$$n = \frac{F_F}{S_{FT}} \cdot k_B \quad (18)$$

Poznámka: pokud n není celé číslo, musí být vždy zaokrouhлено nahoru.

2.5.2. Zajištění nákladu přivázáním - norma

Dle normy ČSN EN 12195-1 Zajišťování břemen na silničních vozidlech se výpočet počtu zajišťovacích prostředků provede podle následujícího vzorce:

$$n \geq \frac{(c_{x,y} - \mu \cdot c_z) \cdot m \cdot g}{2 \cdot \mu \cdot \sin \alpha \cdot F_T} \cdot f_s \quad (19)$$

kde $c_{x,y}$...faktor zrychlení ve směru x nebo y [-],

c_z ...faktor zrychlení ve směru z [-],

μ ...součinitel tření [-],

f_s ...koeficient bezpečnosti,

α ...fixační úhel [$^{\circ}$, *rad*],
 g ...gravitační zrychlení [ms^{-2}],
 m ...hmotnost nákladu,
 F_T ...předepínací síla vázacího prostředku [*N*].

2.5.3. Zajištění nákladu přivázáním – literatura

Dle literatury Přepravní balení zboží, uložení a zajištění nákladu se zajištění nákladu vypočte podle vztahů:

$$F_{CPSVP} = \frac{f_z - \mu}{\mu \cdot \sin \alpha} \cdot \frac{m \cdot g}{1,5} \quad [N] \quad (20)$$

$$n = \frac{F_{CPSVP}}{F_{PSVP}} \quad (21)$$

kde f_z ...faktor zrychlení pro daný směr [-],
 μ ...součinitel tření [-],
 α ...fixační úhel [$^{\circ}$, *rad*],
 g ...gravitační zrychlení [ms^{-2}],
 m ...hmotnost nákladu [*kg*],
 F_{CPSVP} ...celková předepínací síla [*N*],
 F_{PSVP} ...předepínací síla jednoho vázacího prostředku [*N*].

2.5.4. Porovnání výsledků

Porovnání výsledku z konkrétního příkladu uvedeném v příloze 1. V příloze je uveden příklad pro náklad o hmotnosti 3000kg, součinitel tření má hodnotu 0,3 a maximální faktor zrychlení v silniční nákladní dopravě je 0,8. Pro toto zadání jsou výsledné počty zajišťovacích zařízení následující:

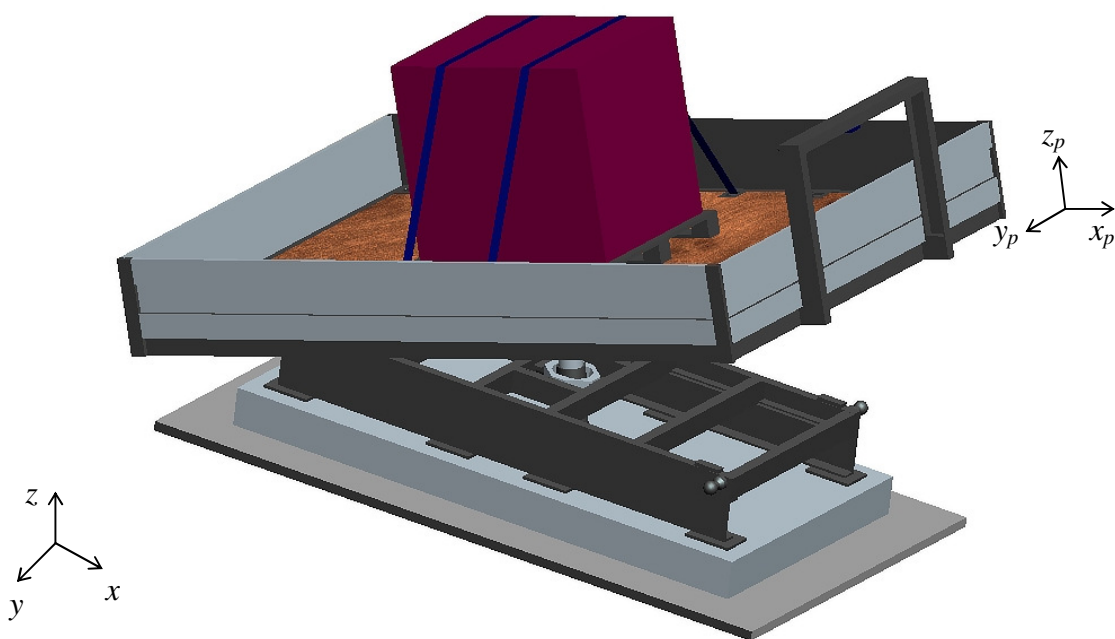
Výpočet	Přesný počet	Skutečný počet
Odvozením	6,318	7
Normou	6,318	7
Literaturou	6,739	7

Tabulka 5 – Počet zajišťovacích zařízení

3. Návrh koncepčního řešení trenažéru

Trenažér upevnění nákladu budu řešit jako naklápěcí plošinu, na kterou se umístí přepravovaný náklad. Podle povahy nákladu se provede požadované zajištění. Naklopením plošiny se budou simulovat setrvačné síly, které vznikají především při rozjíždění, brždění (setrvačné síly působící v podélném směru) a zatáčení (setrvačné síly působící v příčném směru). Rozměry ložné plochy naklápěcí plošiny budou mít hodnoty $3500 \times 2500 \text{ mm}$. Maximální zatížení ložné plochy může činit až 3000 kg .

Nosná část naklápěcí plošiny bude realizována jako ocelový svařenec z různých průřezových profilů. Materiál nosných částí bude ocel 11 523. Tuto ocel volím proto, protože je vhodná pro staticky i dynamicky namáhané konstrukce. Mez pevnosti pro daný materiál je $520 - 628 \text{ MPa}$ a mez kluzu má hodnotu 333 MPa . Pro konstrukční výpočty použiji koeficient bezpečnosti $k = 1,5$. Dovolené napětí tedy je $\sigma_{Dov} = 222 \text{ MPa}$. K nosné konstrukci bude upevněno uložení pro sklápění. Uložení je realizováno kulovým systémem. Na přední části bude vytvořen speciální rám pro bezpečnostní zajištění nákladu. Povrch ložné plochy bude zhotoven otěru vzdorné překližky. Dále budou na ložné ploše plošiny umístěny kotvící oka pro připevnění nákladu. Obvod plošiny bude sestaven z rohových sloupků, předního, zadního čela a bočnic.



Obrázek 36 – Koncepční návrh trenažéru

Naklápění bude realizováno zvedacím hydraulickým válcem pohaněným elektrohydraulickým čerpadlem. Ovládání čerpadla, a tedy naklopení plošiny, se bude provádět pomocí výpočetní techniky se speciálním softwarem. Naklápěcí plošina bude vybavena snímacím zařízením na měření velikosti úhlu naklopení a dále pohybovými senzory. Ty v případě zjištění pohybu nákladu zajistí zpětné sklopení plošiny a uvedení do výchozí polohy.

3.1. Výpočet zkušebních úhlů

Pro výpočet zkušebních úhlů naklopení plošiny budu vycházet z maximálních faktorů zrychlení f_z v podélném a příčném směru. Faktor zrychlení f_z je konstantní. Zkušební úhel bude tedy funkcí součinitele tření mezi nákladem a ložnou plochou naklápěcí plošiny.

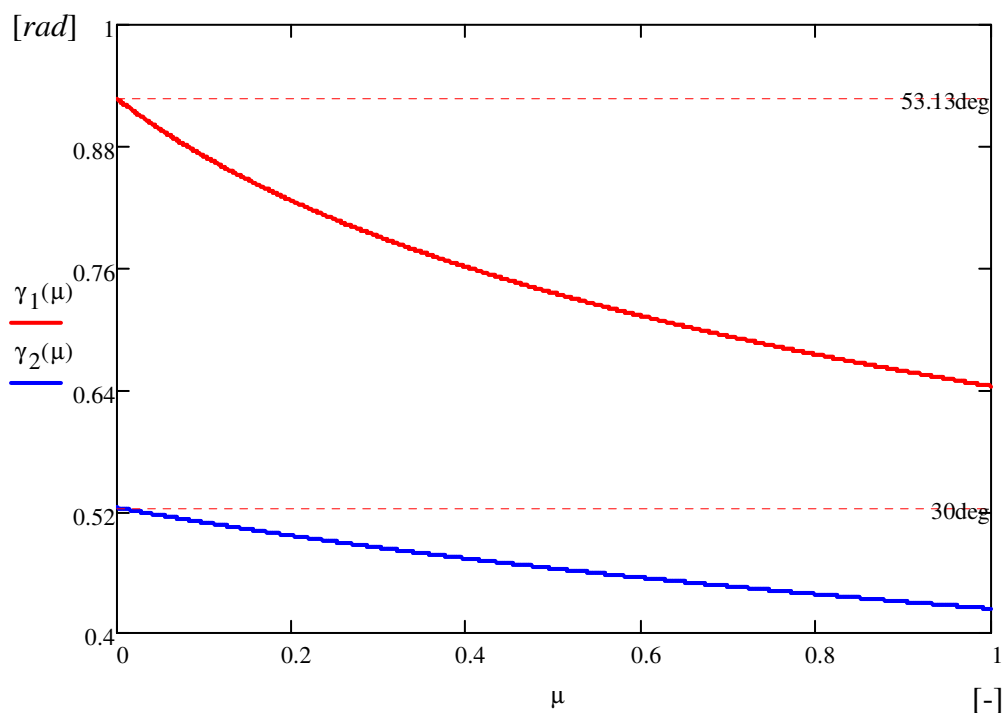
Výpočet jsem provedl pomocí výpočetního softwaru Mathcad 14. Výsledný vztah pro výpočet zkušebního úhlu je vyjádřen rovnicí (22). Odvození tohoto vzorce je uvedeno v příloze 2.

$$\gamma_i(\mu_i) = -2 \cdot \arctan \frac{\sqrt{2 \cdot \mu_i \cdot f_{zi} - f_{zi}^2 + 1} - 1}{f_{zi} - 2 \cdot \mu_i} \quad (22)$$

V tabulce 5 jsou uvedeny vypočtené zkušební úhly pro určité součinitele tření. Zkušební úhel γ_1 je pro naklápění v podélném směru a úhel γ_2 pro naklápění v příčném směru. Závislost úhlu naklopení plošiny můžeme také vidět na grafu 4. Zde si uděláme lepší představu o závislosti zkušebního úhlu na součiniteli tření. V grafu jsou zvýrazněny maximální zkušební úhly pro daný směr naklápění při nulovém součiniteli tření.

μ_i [-]	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
γ_1 [°]	53,13	49,86	47,35	45,31	43,60	42,13	40,84	39,69	38,66	37,73	36,87
γ_2 [°]	30,00	29,17	28,42	27,74	27,13	26,57	26,05	25,56	25,11	24,69	24,30

Tabulka 6 – Úhly naklopení plošiny



Graf 4 – Závislost zkušebního úhlu na součiniteli tření

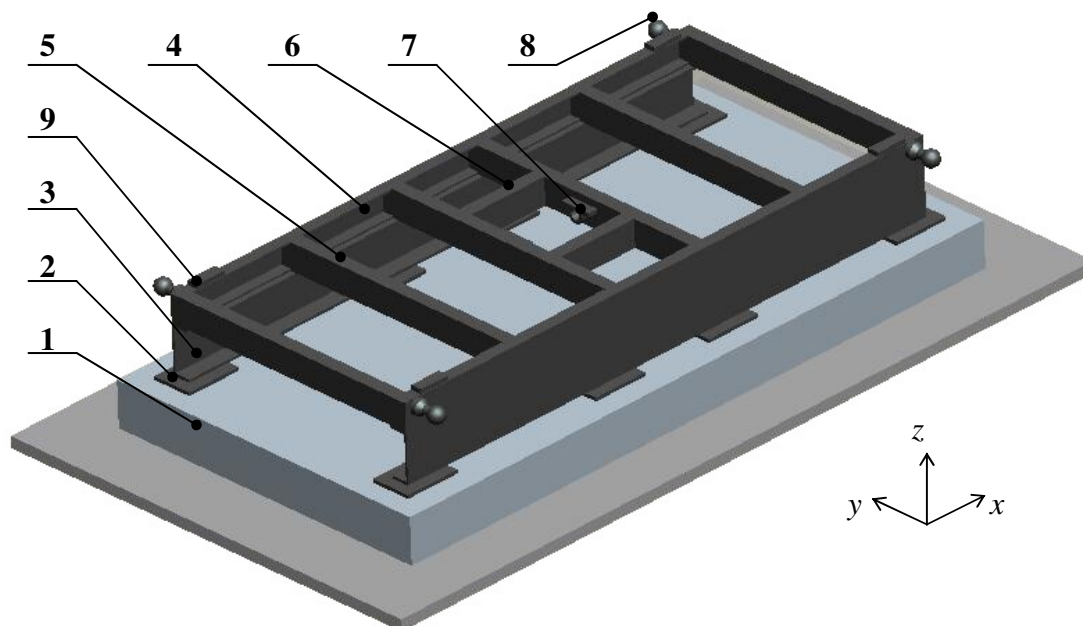
3.2. Konstrukce základního rámu

Základnu pro uložení základního rámu tvoří betonový základ. K tomuto základu je pomocí šroubových spojů upevněn základní rám. Rám je svařen z profilů s průřezem ve tvaru obdélníku a „U“. Rám tvoří dva podélné nosníky *U120* o délce *2650 mm* a šest příčných nosníků o délce *1200 mm* z obdélníkovým profilem *TR OBD 120x60x3*. Ve střední části rámu je vytvořena konstrukce pro otočné uložení ložiska pro uložení hydraulického válce. Tato konstrukce se skládá z dvou podélných, dvou příčných nosníků a navařovacího ložiska.

K horní straně podélných nosníků jsou připevněny dosedací dorazy. Vždy dva na každém nosníku.

Dále jsou k podélným nosníkům svarovým spojem připevněny čtyři kulové čepy pro otočné uložení naklápěcí plošiny. Tyto čepy dovolují naklápění plošiny na všechny čtyři strany. Průměr kulového čepu je *73 mm*. Maximální zatížení tohoto uložení je *5 tun*.

Konstrukce základního rámu i s popisky jednotlivých částí je zobrazena na obrázku 37. V příloze 4 je uveden soupis jednotlivých prvků základního rámu.



Obrázek 37 – Konstrukce základního rámu

1 – betonový základ, 2 – ocelová „plotna“, 3 – nosník U220, 4 – podélný nosník U120, 5 – příčný nosník TR OBD 120x60x3, 6 – výztužný podélný nosník TR OBD 120x60x3, 7 – navařovací ložisko, 8 – kulový čep, 9 – dosedací dorazy.

Povrchová úprava se skládá ze dvou stupňů. První stupeň je proveden základní akrylátovou barvou. První stupeň má za úkol chránit konstrukci především před korozí a mechanickým opotřebením. Druhý stupeň je zhotoven univerzální akrylátovou barvou v provedení černá matná. Hlavním účelem druhého stupně je vzhled. Povrchová úprava je provedena pneumatickým nástřikem.

3.2.1. Kontrola konstrukce uložení ložiska

Zvedací píst je umístěn doprostřed rámu. K největšímu zatížení pístu potažmo konstrukce uložení pístu dochází v okamžiku začátku naklápění plošiny, tj. úhel naklopení γ je roven nula stupňů. V této chvíli je konstrukce uložení zatížena hmotností naklápěcí plošiny a hmotností zkoušeného nákladu. Namáhání v tomto okamžiku je na ohyb ve směru osy z . Při dalším zvedání dochází zatěžování plošiny i ve směru osy x nebo y v závislosti na směru naklápění. Největší zatížení ve směru osy x je v okamžiku kdy výslednice tíhových sil plošiny a nákladu leží přesně uprostřed mezi uložení hydraulického válce a plošiny. Pro zatížení v ose y platí to samé, co pro zatížení v ose x . Kontrolu od zatěžujících sil v ose y nebudu provádět, jelikož konstrukce je pro deformace v tomto směru zajištěna upevněním k základní desce.

Konstrukce uložení ložiska je tvořena dvěma příčnými nosníky o délce $L_{ny} = 1200 \text{ mm}$ a dvěma výztužnými nosníky o délce $L_{nx} = 370 \text{ mm}$ (obrázek 37). Podélné nosníky slouží ke spojení příčných nosníků a tím ke zvýšení ohybové tuhosti. Tato konstrukce je zhotovena z materiálu s průřezem *TR OBD 120x60x3*.

Podrobný výpočet je uveden v příloze 3.

Vzorce potřebné pro výpočet namáhání:

- maximální ohybový moment $M_{o \max} = \frac{R_{\max} \cdot L_n}{8} \quad [Nm] \quad (23)$

- maximální napětí $\sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{n \cdot W_o} \quad [MPa] \quad (24)$

- maximální průhyb $w_{\max} = \frac{R_{\max} \cdot L_n^3}{192 \cdot E \cdot I} \quad [mm] \quad (25)$

kde R_{\max} ...maximální zatěžující síly [N]

L_n ...délka nosníku [m]

n ...počet nosníku [-]

E ...modul průřezu v tahu [MPa]

I ...kvadratický moment [m^4]

W_o ...průřezový modul pro ohyb [m^3]

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Počet nosníků	n	2	-
Délka nosníku	L_{ny}	1200	mm
Průřezový modul pro ohyb k ose x	W_{ox}	21,193	cm^3
Kvadratický moment k ose x	I_x	63,580	cm^4
Průřezový modul pro ohyb k ose z	W_{oz}	30,908	cm^3
Kvadratický moment k ose z	I_z	185,449	cm^4
Modul pružnosti v tahu	E	210000	MPa

Tabulka 7 – Hodnoty potřebné pro výpočet

Zatížení v ose x

Maximální zatížení ve směru osy x jsem vypočítal pomocí výpočetního programu Mathcad a činí $10601N$ při úhlu naklonění $51,79^\circ$. Při tomto zatížení jsou příčníky namáhány na ohyb.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybový moment	M_{oxmax}	1590,2	Nm
Maximální napětí	σ_{oxmax}	37,5	MPa
Maximální průhyb	w_{xmax}	0,357	mm

Tabulka 8 – Vypočtené hodnoty

Zatížení v ose z

Maximální zatížení v ose z je v okamžiku začátku zvedání plošiny. Při nulovém úhlu naklonění. V tento okamžik činí zatížení příčných nosníků $35304 N$. Nosníky jsou zatíženy ohybem.

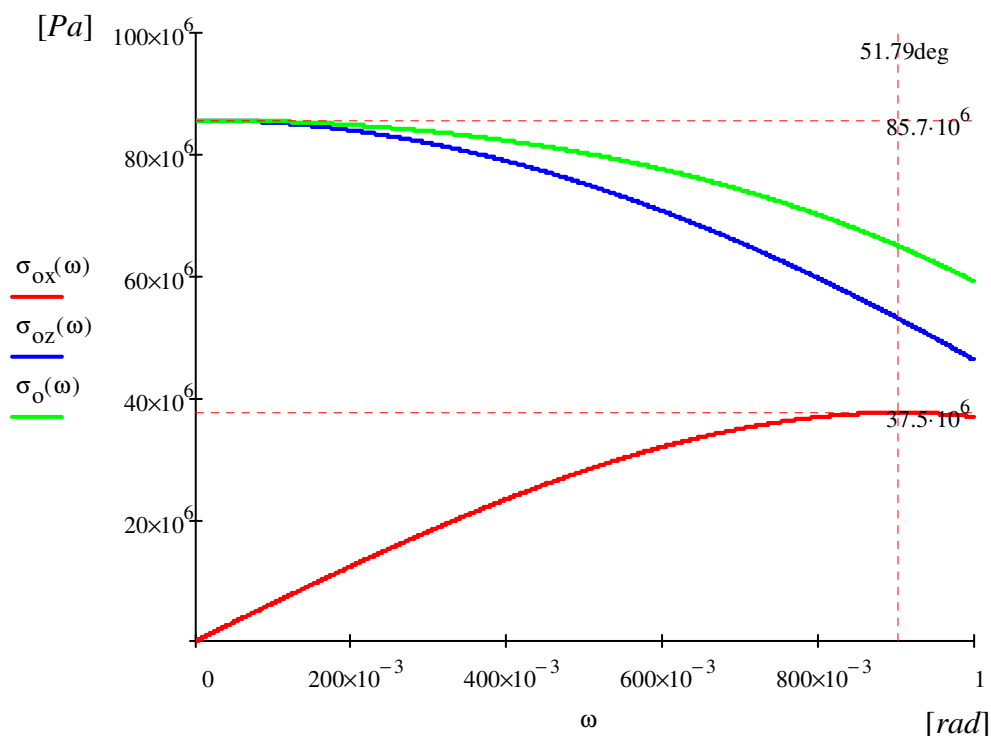
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybový moment	M_{ozmax}	5295,6	Nm
Maximální napětí	σ_{ozmax}	85,7	MPa
Maximální průhyb	w_{zmax}	0,408	mm

Tabulka 9 – Vypočtené hodnoty

Celkové napětí se vypočítá vektorovým součtem jednotlivých napětí. V tomto případě napětí v ose x a napětí v ose z, vzorec (26).

$$\sigma_o = \sqrt{\sigma_{ox}^2 + \sigma_{oz}^2} \quad [MPa] \quad (26)$$

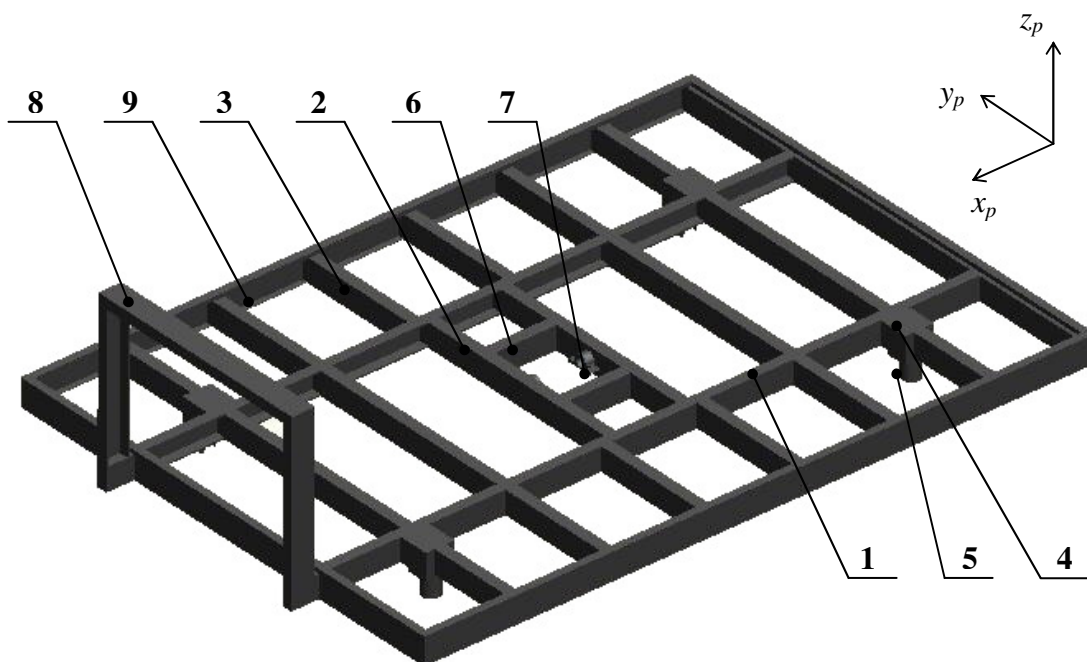
Největší namáhání konstrukce pro uložení hydraulického válce je při začátku naklápění plošiny, kdy vzniká v konstrukci napětí o velikosti $85,7MPa$. Jestliže toto největší napětí srovnáme s dovoleným napětím σ_{Dov} pro daný materiál zjistíme, že tato konstrukce vyhovuje. Průběhy napětí jsou zobrazeny na následujícím grafu.



Graf 5 – Závislost napětí na úhlu naklonění plošiny

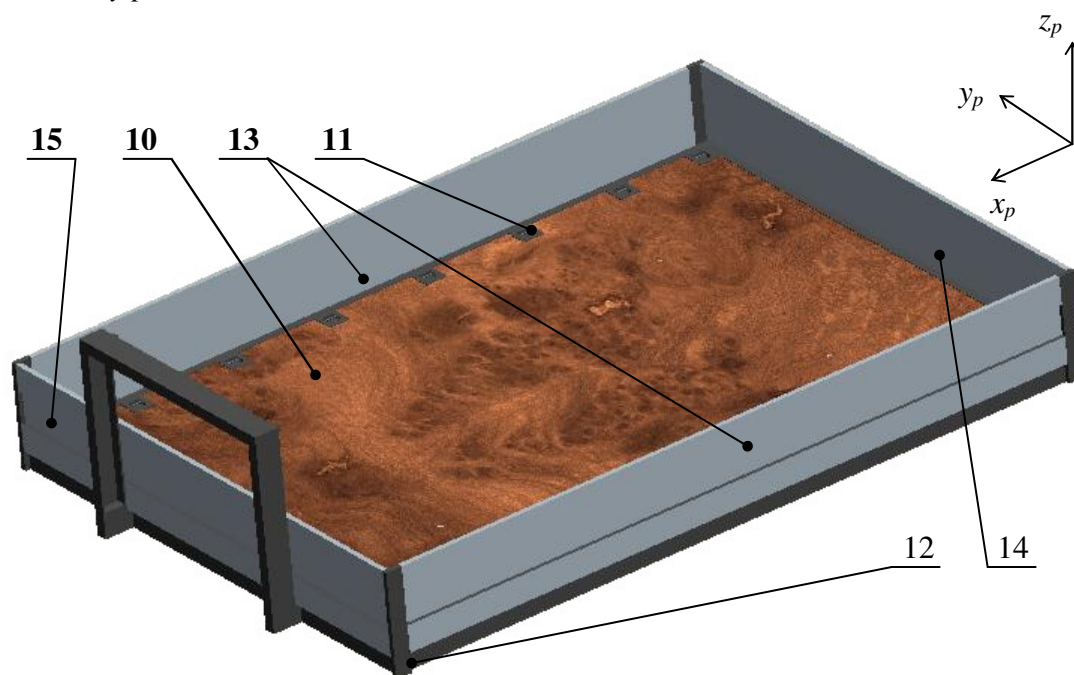
3.3. Konstrukce naklápěcí plošiny

Nosný rám naklápěcí plošiny je zhotoven z ocelových profilů s průřezem ve tvaru „U“ a obdélníkového průřezu. Nosný rám (obrázek 38) se skládá ze dvou podélných nosníků *U120* (1) o délce *3645 mm* a osmi příčných nosníků TR OB D 120x60x3 (2) o délce *1200 mm* s roztečí *500mm*. Dále je k podélným nosníkům svarovým spojem připevněno šestnáct nosníků TR OB D 120x60x3 o délce *750 mm* (3). Osm nosníků na jedné straně a osm na druhé. Rozteč těchto nosníků je *500 mm*. U druhého a sedmého nosníku je zhotovena výztuha (4). Důvodem této výztuhy je zvýšení pevnosti. V těchto místech jsou připevněny držáky kulových čepů (5) pro otočné uložení naklápěcí plošiny. Uprostřed rámu je zhotovena konstrukce ze dvou příčných nosníků (1) a dvou podélných nosníků (6) o délce *320 mm* pro připevnění navařovacího ložiska (7), do kterého je uloženo ložisko hydraulického válce. V přední části je k podélným nosníkům svarovým spojem připevněna konstrukce pro bezpečnostní zajištění nákladu (8). Tato konstrukce je vytvořena ze dvou svislých sloupků *U120*. Sloupky jsou v horní části spojeny příčným nosníkem s průřezovým profilem *U120*. Na čelní ploše této konstrukce jsou dvě kotvící oka. Boky nosného rámu jsou opatřeny profilovým plechem (9).



Obrázek 38 – Nosný rám naklápěcí plošiny

1 – podélná nosník U120, 2 – příčný nosník TR OBD 120x60x3, 3 – příčný nosník TR OBD 120x60x3, 4 – výztuha, 5 – držák kulového čepu, 6 – podélný nosník TR OBD 120x60x3, 7 – navařovací ložisko, 8 – bezpečnostní rám, 9 – profilový obvodový plech o tloušťce 3 mm.



Obrázek 39 – Naklápěcí plošina

10 – ložná plocha, 11 – kotvící oko, 12 – sloupek, 13 – bočnice, 14 – zadní čelo, 15 – přední čelo.

Ložná plocha (10) je zhotovena z ořeru vzdorné a vodě odolné dřevotřískové desky o síle 18 mm. Na zhotovení podlahy jsou potřeba tři desky o rozměrech 2500x1250 mm. Na ložné ploše je umístěno celkem 16 kotvících ok (11) pro upevnění nákladu. Kotvící oka jsou umístěny po levém a pravém okraji ložné plochy. Tato oka jsou pevně spojena s příčnými nosníky (3). Z toho plyne, že rozteč kotvících ok je 500 mm. Každý kotvící bod je schopen unést zatížení až 8000 N. V rozích sklopné plošiny jsou umístěny sloupky (12) pro zajištění bočnic (13) a zadního čela (14). Bočnice a zadní čelo jsou k nosnému rámu připevněny pomocí devíti pantů. Vždy tři panty typu 654N na každém prvku. Přední čelo (15) je připevněno k nosnému rámu napevno. Bočnice jsou vyrobeny z bočnicového hlinkového profilu o rozměru 406 x 25 mm. O zajištění bočnic v uzavřeném stavu se starají bočnicové uzávěry Euroclip 405 mm s lemem a pojistkou. Na ložné ploše v dřevotřískové desce jsou vytvořeny díry. Tyto díry jsou umístěny nad podélnými nosníky. V nosnících jsou nad těmito dírami vytvořeny metrické závit. Tyto závit složí k připevňování různých druhů zkušebních povrchů.

Úprava povrchu nosné konstrukce naklápěcí plošiny je obdobná jako u základního rámu.

Kompletní soupis prvku tvořící naklápěcí plošinu je uveden v příloze 4.

3.3.1. Kontrola konstrukce uložení hydraulického válce

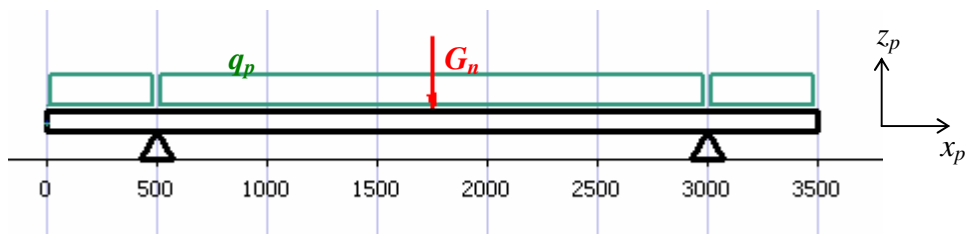
Uložení hydraulického válce je uprostřed naklápěcí plošiny. Největší namáhání ve svislém směru v okamžiku začátku naklápění plošiny, kdy úhel naklápění γ je téměř roven nula stupňů. Při další zvedání plošiny se zatěžující síly rozdělují mezi kulové uložení naklápění a uložení hydraulického válce.

Maximální zatěžující síla konstrukce uložení hydraulického válce je tedy 35304N. Největší namáhání v podélném směru je 10601N a to v okamžiku kdy úhel naklápění plošiny je 51,8°.

Výpočet konstrukce uložení hydraulického válce na plošině nebudu dále provádět. Konstrukce a zatěžující síly jsou stejné jako v případě konstrukce v základním rámu. Z toho vyplyne, že i výsledné namáhání je totožné a konstrukce uložení hydraulického válce je vhodně navržena.

3.3.2. Kontrola podélných nosníků

Pro kontrolu pevnosti podélných nosníků vezmu případ, kdy jsou tyto nosníky zatíženy spojitým zatížením od vlastní váhy naklápěcí plošiny a maximální přípustným zatížením v podobě jedné síly působící uprostřed plošiny. Pro výpočet použiji výpočetní software MIT Calc.



Obrázek 40 – Schéma zatížení

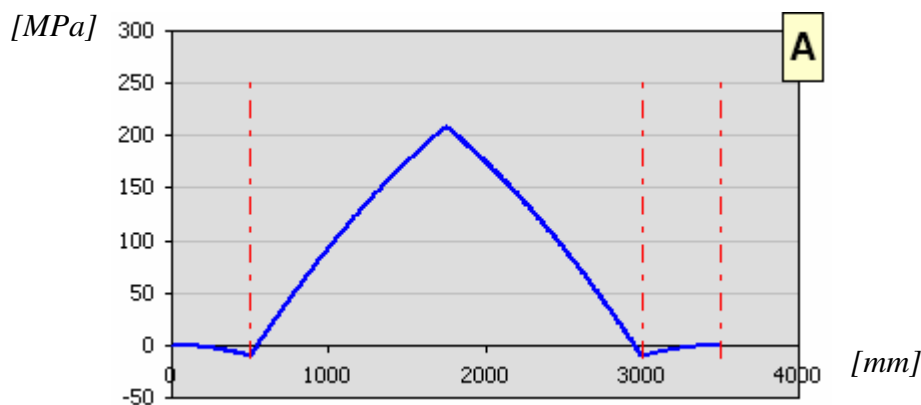
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Počet nosníků	n	2	-
Délka nosníku	L_{ny}	3500	mm
Průřezový modul pro ohyb k ose z_p	W_{ozp}	60,7	cm ³
Kvadratický moment k ose z_p	I_{zp}	364	cm ⁴
Modul pružnosti v tahu	E	210000	MPa
Zatěžující síla	G_n	29430	N
Spojitě zatížení	q_p	10,087	N/mm

Tabulka 10 – Hodnoty potřebné pro výpočet

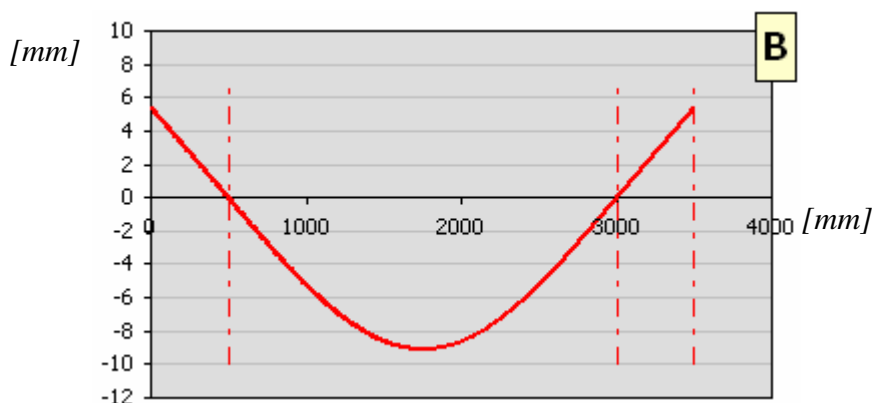
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybový moment	M_{ozp}	25013	Nm
Maximální napětí	σ_{ozp}	206	MPa
Maximální průhyb	w_{zp}	9	mm

Tabulka 11 – Výsledné hodnoty

Z tabulky 11 můžeme vyčíst maximální hodnotu napětí při daném zatížení. Tato maximální hodnota je menší než dovolené napětí, rovněž maximální hodnota průhybu je přijatelná. Proto mohu dané nosníky použít v konstrukci naklápěcí plošiny.



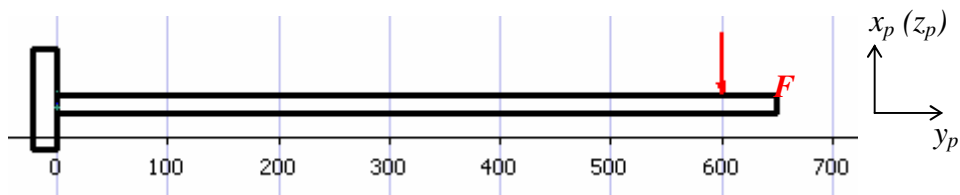
Graf 6 – Průběh napětí



Graf 7 – Průběh průhybů

3.3.3. Kontrola příčných nosníků

Kontrolovat budu nosníky vyobrazené na obrázku 38 pod pozicí 2. Tyto nosníky jsou namáhány na ohyb ve směru x_p a také ve směru z_p . Maximální zatížení na koncích nosníku je $8000N$. Zatížení je odvozeno od maximálního zatížení kotvícího bodu. Výpočtový model je jednostranně vetknutý nosník. Hodnoty potřebné k výpočtu vezmeme z tabulky 10. Zde však musíme změnit počet nosníků ze dvou na jeden a délku nosníku na $650mm$. Zatěžující síla však působí $600mm$ od upevnění nosníku. Kontrolní výpočet provedu v programu MIT Calc.

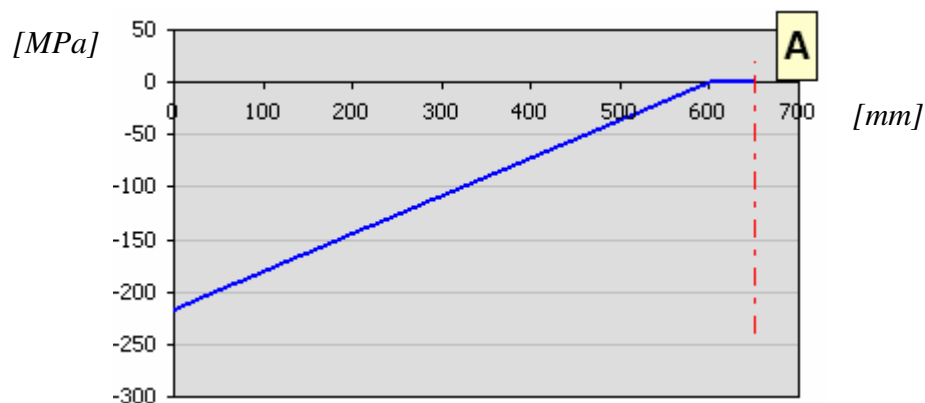


Obrázek 41 – Jednostranně vetknutý nosník

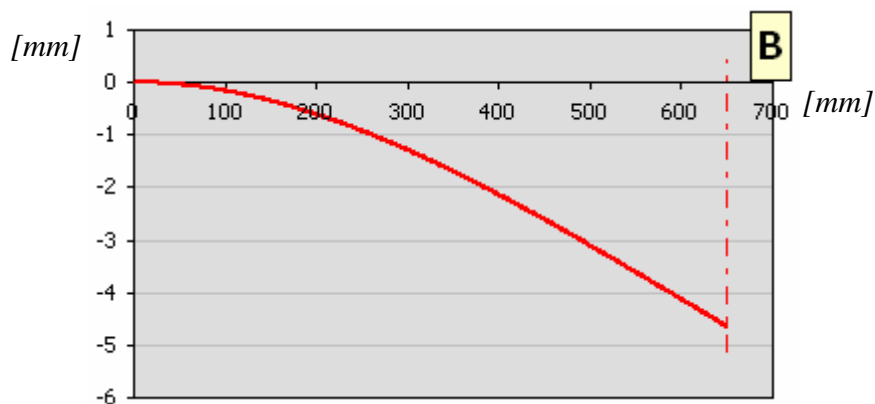
Zatížení ve směru osy x_p

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybový moment	M_{oxp}	4800	Nm
Maximální napětí	σ_{oxp}	216,8	MPa
Maximální průhyb	w_{xp}	4,647	mm

Tabulka 12 – Vypočtené hodnoty



Graf 8 – Průběh ohybového napětí



Graf 9 – Průhyb nosníku

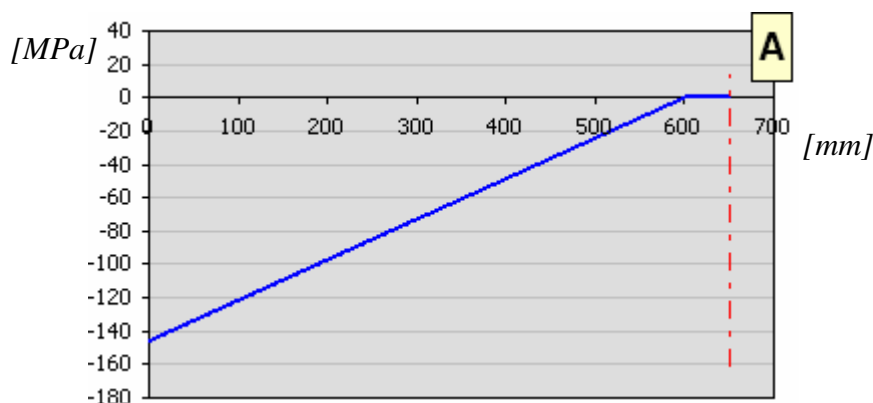
Zatížení ve směru z_p

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybový moment	M_{ozp}	4800	Nm
Maximální napětí	σ_{ozp}	146	MPa
Maximální průhyb	w_{zp}	1,564	mm

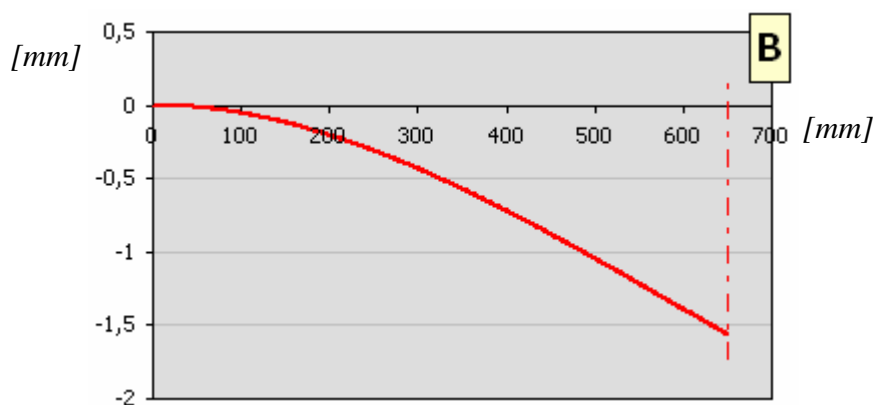
Tabulka 13 – Vypočtené hodnoty

Z vypočtených výsledků je patrné, že největší napětí je, pokud zatěžující síla působí ve směru x_p . V tomto směru má nosník menší ohybovou tuhost. Toto napětí je však stále menší než dovolené napětí.

Ve skutečnosti by mělo být napětí, potažmo i průhyby, menší, protože všechny nosníky jsou na koncích spojeny profilovým obvodovým plechem (obrázek 38, pozice 9) a dále tu je podlaha z otěruvzorné překližky (obrázek 39, pozice 10). Přes tyto prvky se namáhání přeneše na další částí naklápací plošiny.



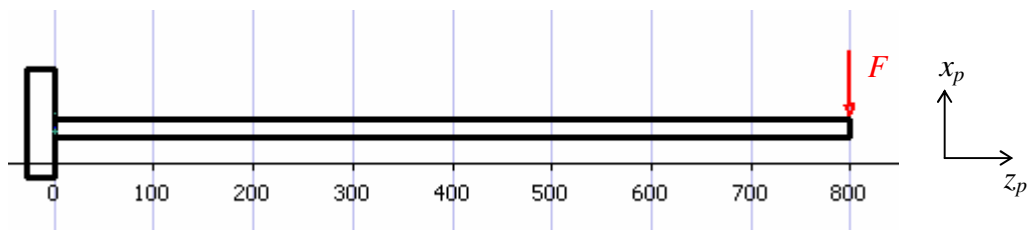
Graf 10 – Průběh ohybového napětí



Graf 11 – Průhyb nosníku

3.3.4. Kontrola bezpečnostního rámu

Bezpečnostní rám (obrázek 38, pozice 8) je namáhán na ohyb. Výpočtový model je jednostranně vetknutý nosník. Největší možné zatížení je 30000 N. Toto zatížení je odvozeno od maximální hmotnosti zkoušeného nákladu. Výpočet proveden pomocí výpočetního programu MIT Calc.



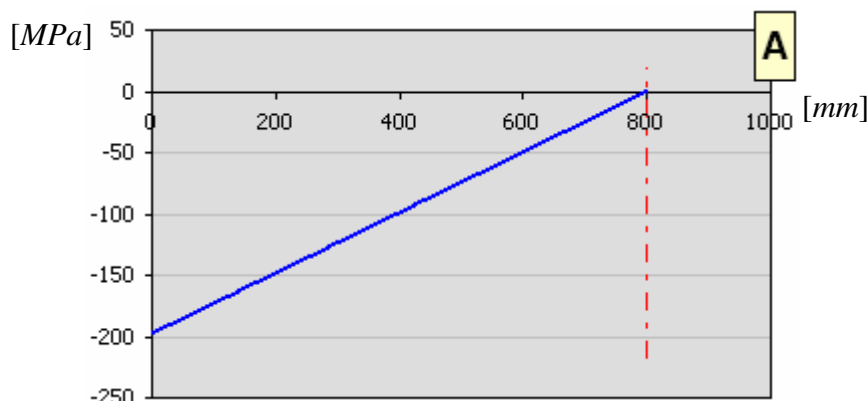
Obrázek 42 – Jednostranně vetknutý nosník

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Počet nosníků	n	2	-
Délka nosníku	L_{ny}	800	mm
Průřezový modul pro ohyb k ose x_p	W_{oxp}	60,7	cm ³
Kvadratický moment k ose x_p	I_{xp}	364	cm ⁴
Zatěžující síla	F	30000	N

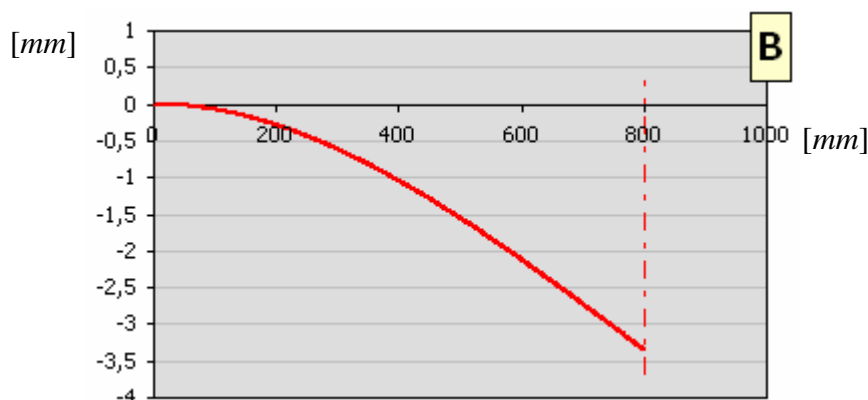
Tabulka 14 – Hodnoty potřebné pro výpočet

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybový moment	M_{oxp}	24000	Nm
Maximální napětí	σ_{oxp}	197,7	MPa
Maximální průhyb	w_{xp}	3,3	mm

Tabulka 15 – Vypočtené hodnoty



Graf 12 – Průběh ohybového napětí



Graf 13 – Průhyb nosníků

Z výsledků uvedených výše je patrné, že konstrukce bezpečnostního rámu je vhodně navržena a dané zatížení je schopna unést.

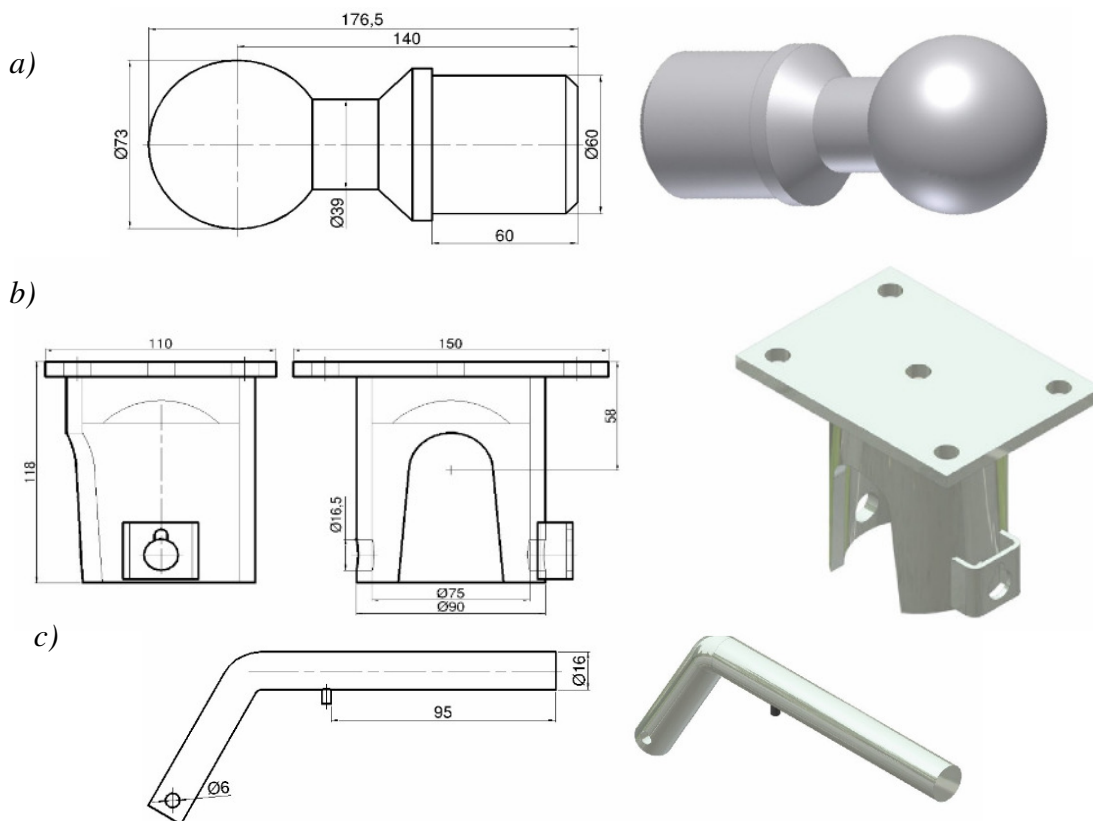
3.4. Uložení naklápěcí plošiny k rámu

Uložení sklopné plošiny k rámu bude provedeno pomocí kulového systému uložení. Tento systém uložení umožňuje naklápění plošiny do čtyř směrů. Tedy možnost simulace setrvačných sil jak v podélném (akcelerace, brzdění), tak i v příčném směru (zatáčení). Můžeme tak přepravovaný náklad zkoušet komplexně na všechny zatížení.

K podélným nosníkům základního rámu budou svarovým spojem připevněny kulové čepy (obrázek 43a). Rozteč středu kulových čepů je v podélném směru 2500 mm a v příčném směru 1400 mm.

K nosné konstrukci sklopné plošiny budou šroubovým spojem připevněny držáky kulových čepů (obrázek 43b).

Zajištění plošiny, a tedy i možnost naklopení, zajistí zajišťovací kolíky (obrázek 43c). Pokud budou zajišťovací kolíky zasunuty pouze v držácích kulových čepů umístěných vlevo nebo vpravo, bude se plošina naklápět na tyto směry. Simulovat se tedy budou setrvačné síly v příčném směru. Pokud však zajišťovací kolíky umístíme do předních nebo zadních držáků kulových čepů, umožníme naklopení dopředu nebo dozadu a dojde k simulaci setrvačných sil v příčném směru.

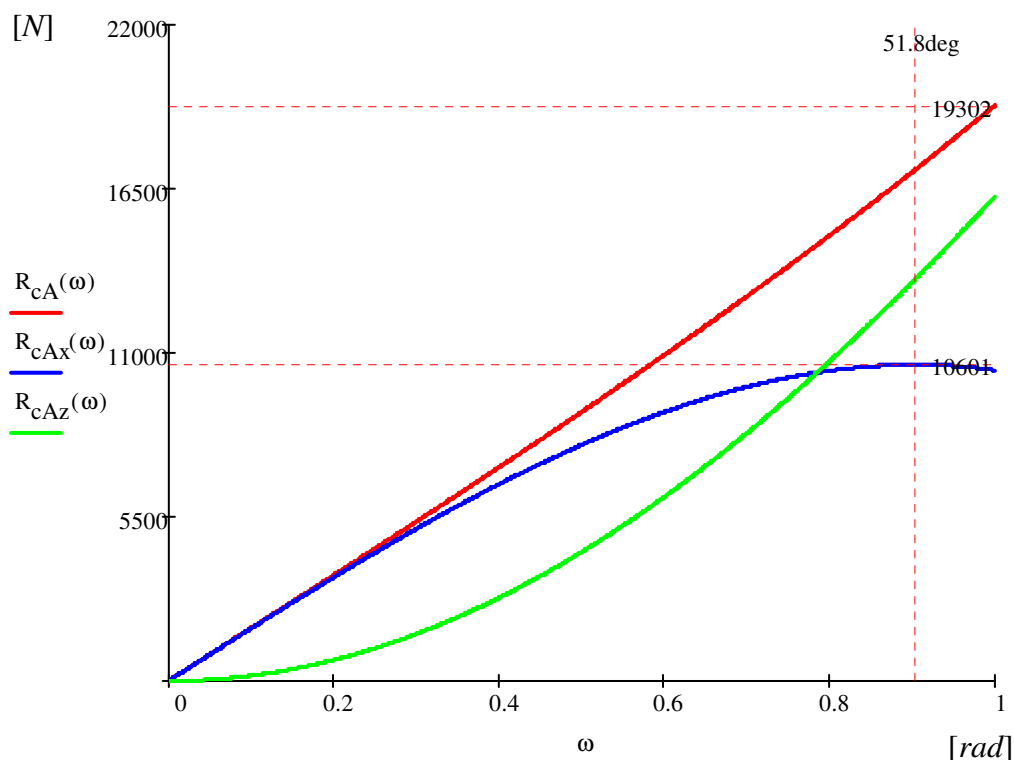


Obrázek 43 – Kulový systém uložení sklápěcí plošiny [7]

- d) kulový čep,
- e) držák kulového čepu,
- f) zajišťovací kolík.

3.4.1. Průběh zatěžování kulové systému uložení

Na grafu 14 je zobrazen průběh zatěžování kulového systému. Graf je vytvořen pro maximální hmotnost zkoušeného nákladu pro zkušební úhly 0° až 60°. Největší možné zatížení dvojice kulového systému má hodnoty 35304N, což je součet tíhy zkoušeného nákladu a tíhy naklápěcí plošiny.



Graf 14 – Průběh zatěžování kulové systému

3.5. Zvedací zařízení naklápěcí plošiny

Zvedací zařízení se skládá z několika hlavních částí jako je elektrohydraulické čerpadlo, hydraulický válec, uložení hydraulického válce, nádrž s hydraulickou kapalinou, akumulátor hydraulického tlaku, vysokotlaké hadice a ovládací zařízení. Toto zařízení bude dodáno firmou SEALL v.o.s.

3.5.1. Výpočet maximálního zdvihu hydraulického válce

Při výpočtu maximálního zdvihu hydraulického válce vycházím z požadavku maximálního úhlu naklonění plošiny. Pro tuto plošinu je požadován maximální úhel naklonění 55° .

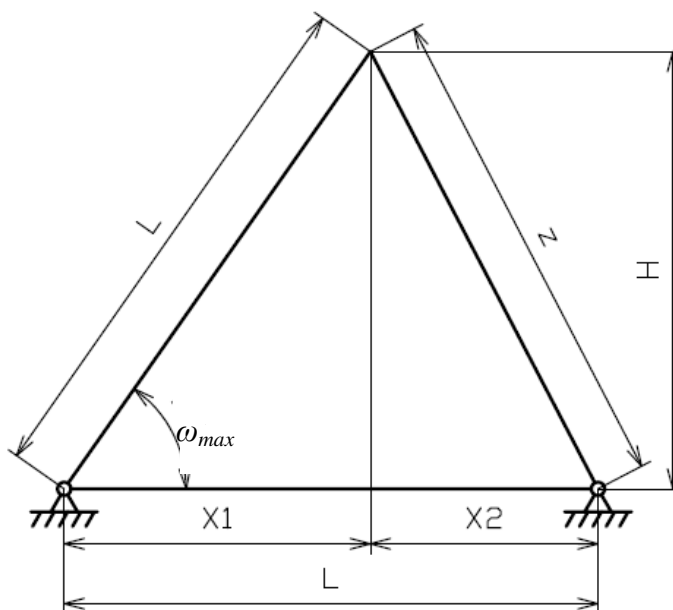
Pro maximální úhel naklonění ω_{max} vypočítáme zdvih z z následujícího vztahu:

$$z = \sqrt{(L - L \cdot \cos(\omega_{max}))^2 + (L \cdot \sin(\omega_{max}))^2} \quad [mm] \quad (27)$$

kde L ...vzdálenost uložení válce od uložení plošiny [mm],

ω_{max} ...maximální úhel naklonění [$^\circ$, rad],

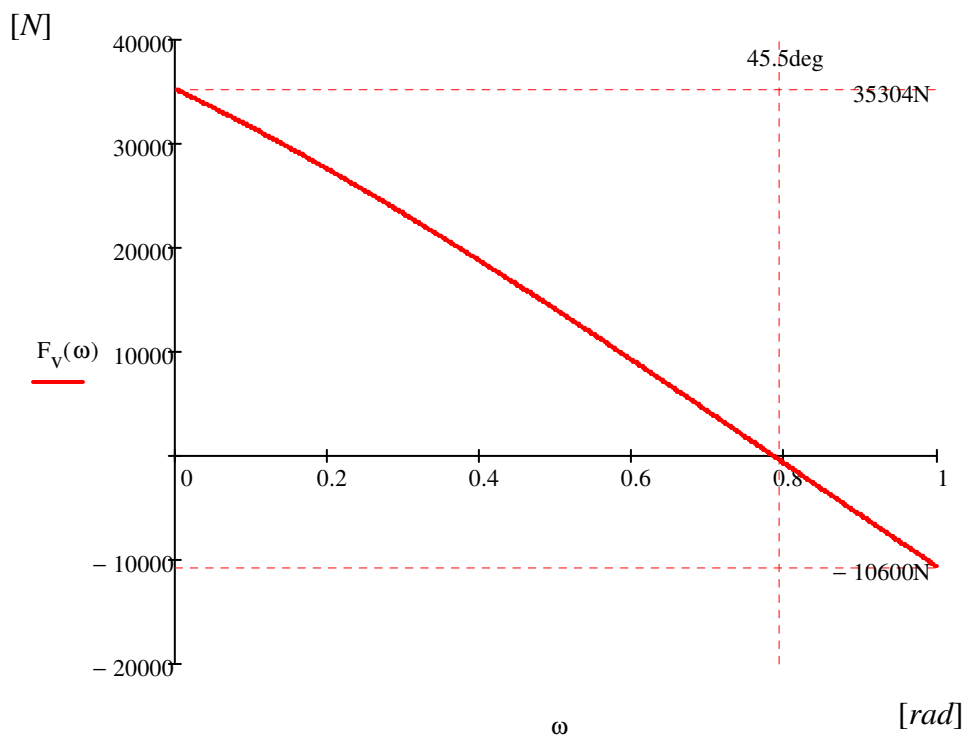
$L = 1250\text{mm}$ a výsledná hodnota zdvihu je 1154mm . Pro tuto naklápěcí plošinu tedy zvolím hydraulický válec o maximálním zdvihu 1200mm .



Obrázek 44 – Schéma pro výpočet zdvihu hydraulického válce

3.5.2. Volba hydraulického válce

Pro vhodnou volbu hydraulického válce vycházím z průběhu zatěžování uložení. Síly působící na uložení jsou síly, kterými musí hydraulický válec působit na plošinu, aby se naklápěla. Průběh této síly válce F_v vynaložené pro naklopení břemene o největší přípustné hmotnosti a výšce těžiště břemene v úrovni 1500mm nad ložnou plochou je znázorněno na grafu 15. Z grafu můžeme vyčíst maximální zatížení, které činí 35304 N . Toto maximální zatížení je při začátku naklápění. Při dalším zvětšování zkušebního úhlu potřebná naklápěcí síla klesá. V okamžiku, kdy dosáhneme zkušebního úhlu o velikosti $45,5^\circ$, zvedací síla je rovna nule. V tomto místě je výslednice tíhové síly zkoušeného břemene a tíhy plošiny přesně nad naklápěcími body. Při dalším zvětšování zkušebního úhlu by se plošina samovolně naklápěla a dále by nebylo možno regulovat zkušební úhel. Aby k této situaci nedošlo musí hydraulický válec začít vyvíjet sílu v opačném směru až do hodnoty 10600N . Z tohoto důvodu je potřeba použít dvojčinný hydraulický válec.



Graf 15 – Zatěžování hydraulického válce

Dalším požadavkem na hydraulický válec je co nejmenší zastavěný prostor. Maximální délka válce by měla být větší než 500mm .

Z maximální zvedací síly F_v a tlaku hydraulické kapaliny $p = 25\text{MPa}$ vypočtu podle následujícího vzorce minimální vnitřní průměr teleskopu (pístu) D_{\min} :

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_v \cdot k}{\pi \cdot p}} \quad [\text{mm}] \quad (28)$$

kde k ...koeficient bezpečnosti, $k = 1,2$ [-],

F_v ...zvedací síla [N],

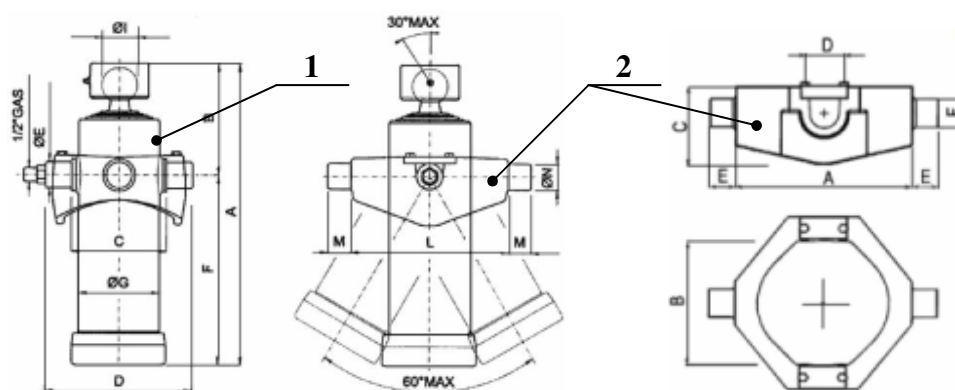
p ...maximální tlak hydraulické kapaliny [MPa].

Minimální vnitřní průměr pístu hydraulického válce musí být $46,5\text{mm}$. Volím tedy nejmenší vnitřní průměr pístu o velikosti 60mm . Tloušťka stěny teleskopu je $7,5\text{mm}$. Nejmenší vnější průměr nejmenšího teleskopu je 75mm .

Vzhledem ke všem požadavkům volím dvojčinný teleskopický hydraulický válec s označením *TL 4 145x120x105x90x75/1200 NAK 621A112*. Základní parametry tohoto válce jsou uvedeny v následující tabulce. Uložení těla válce je pomocí dvou čepů do normalizovaného ložiska. Zakončení pístnice je provedeno okem s ložiskovým pouzdrem.

Počet teleskopů	4	Průměr teleskopu č.1	120mm
Celkový zdvih L_c	1200mm	Průměr teleskopu č.2	105mm
Maximální zatížení	50000N	Průměr teleskopu č.3	90mm
Délka válce A	392mm	Průměr teleskopu č.4	75mm
Průměr vnějšího válce G	145mm		

Tabulka 16 – Základní parametry hydraulického válce



Obrázek 45 – Teleskopický hydraulický válec (1) a ložisko typu M (2) pro upevnění válce k základnímu rámu a k naklápěcí plošině [12]

3.5.3. Uložení hydraulického válce

Uložení hydraulického válce k základnímu rámu a k naklápěcí plošině je provedeno pomocí ložiska typu M velikosti 4, které umožňuje naklápění válce do všech čtyř směrů. Maximální zatížení tohoto ložiska může činit až 15 tun.

3.5.4. Návrh hydraulického agregátu

Stacionární hydraulický agregát slouží jako zdroj tlaku a dodává tlakový olej do hydraulického válce. Tento agregát obsahuje elektromotor pro pohon zubového čerpadla, nádrž s hydraulickou kapalinou, rozvodový blok a chladič hydraulické kapaliny. Parametry stacionárního hydraulického agregátu jsou následující:

- elektromotor o příkonu 5,5kW, napětí 380V, otáčky 1450 min⁻¹,
- maximální vyvinutý tlak $p = 25\text{MPa}$,
- maximální průtok hydraulické kapaliny $Q = 20\text{ l/min}$,
- objem nádrže $V_n = 40\text{ l}$.



Obrázek 46 – Stacionární hydraulický agregát [15]

3.5.5. Návrh hydraulických hadic

Hydraulické hadice zajišťují dopravu hydraulické kapaliny z hydraulického agregátu do hydraulického válce a zpět. Pro tento účel byly vybrány středotlaké hydraulické hadice 301SN-12. Hlavním konstrukčním prvkem této hadice jsou dva vysokopevnostní ocelové oplety. Uvnitř této konstrukce je nitrilová pryž a vnější plášť je tvořen syntetickou pryží. Teplotní rozsah je od -40°C až do $+100^{\circ}\text{C}$. Další parametry hadic jsou uvedeny v následující tabulce.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	D_1	19,1	mm
Vnější průměr	D_2	29,3	mm
Maximální pracovní tlak	P	21,5	MPa
Minimální poruchový tlak	p_p	86	MPa
Minimální poloměr ohybu	r_{min}	240	mm

Tabulka 17 – Parametry hydraulické hadice



Obrázek 47 – Středotlaká hydraulická hadice 301SN-12 [15]

3.5.6. Návrh hydraulické kapaliny

Pracovní náplň v hydraulickém okruhu bude syntetický hydraulický olej MOBIL SHC 525. Tento olej se vyznačuje vysokou ochranou proti opotřebení, dlouhou životností a působí antikorozně. Parametry tohoto oleje jsou uvedeny v následující tabulce.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Viskozita při 40°C	v_{40}	46	mm^2/s
Viskozita při 100°C	v_{100}	8,5	mm^2/s
Viskozitní index	i	154	-
Hustota při 15°C	ρ_{15}	851	kg/m^3
Bod tuhnutí	T_t	-54	°C
Bod vzplanutí	T_{vz}	238	°C

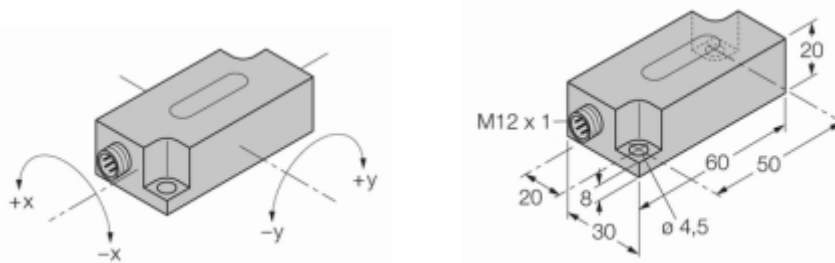
Tabulka 18 – Parametry hydraulického oleje MOBIL SHC 525

3.6. Měřicí technika

Měření je důležitým prvkem pro správné zkoušení nákladů na plošině a zjišťování sil působících na náklad.

3.6.1. Měření úhlu naklonění plošiny

Jedním z nejdůležitějších měřících zařízení je zařízení na měření úhlu naklonění plošiny. Pro měření této veličiny bude použit snímač náklonu Turck B2N60H-Q20L60.



Obrázek 48 – Snímač náklonu plošiny [13]

Je to mikromechanický kapacitní snímač zrychlení s dvěma pevnými elektrodami a jednou zrychlením pohyblivou elektrodou. Změna vzduchové mezery mezi pohyblivou a pevnými elektrodami pak způsobuje změnu kapacity kondenzátoru. Měření může být prováděno ve dvou osách (x a y). Rozsah měření je -60° až $+60^\circ$. Přesnost tohoto zařízení je $0,04^\circ$. Připojení snímače se provádí přes šroubovací přímý 4 nebo 5ti vývodový EURO konektor $M12 \times 1mm$.

3.6.2. Měření polohy nákladu

Měření polohy nákladu je pouze jako bezpečnostní měření. Slouží k určení polohy nákladu na ložné ploše. Pokud by došlo při zkoušení k pohybu zkoušeného břemene, snímací zařízení zjistí změnu polohy. Tuto změnu vyhodnotí výpočetní technika a zajistí snížení úhlu naklonění, respektive vrácení plošiny do základní polohy.

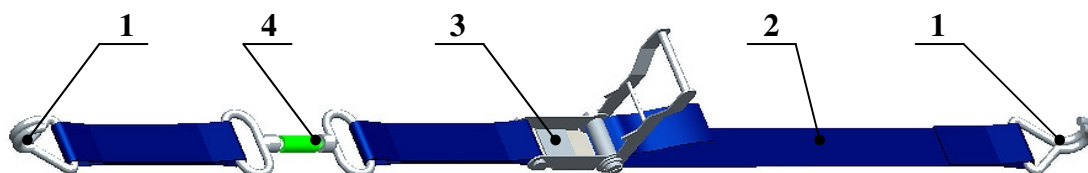
Měření polohy bude realizováno laserovým snímačem vzdálenosti optoNCDT ILR 1030. Tento přístroj pracuje na principu měření doby letu pulsu světla, kdy se vyšle krátký paprsek světla a následně se čeká na jeho odraz a příchod na optický přijímač. Měřicí rozsah je $0,2$ až $8m$ s rozlišením $1mm$.



Obrázek 49 – Laserový snímač polohy optoNCDT ILR 1030 [13]

3.6.3. Měření předeplácí síly vázacího prostředku

Vázací prostředek bude v oblasti napínacího zařízení rozdělen a bude zde vložen siloměr, viz schéma vázacího prostředku na obrázku 50. Siloměr bude pomocí ok s vnitřním závitem připevněn k pásu vázacího prostředku. Vázací pás musí být odborně sešit, aby nedošlo k jeho přetržení.

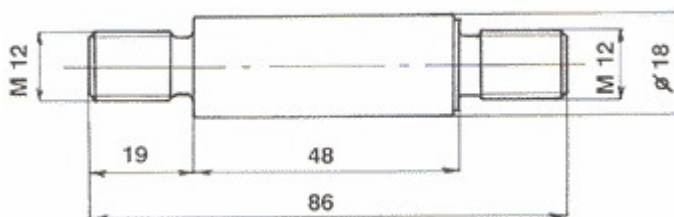


Obrázek 50 – Vázacího prostředku se siloměrem

1 – hák, 2 – stavitelný pás, 3 – napínací zařízení, 4 – siloměr

Pro měření této veličiny použijí tenzometrický siloměr S-40 firmy LUKAS. Rozměry siloměru viz obrázek 51. Jmenovité zatížení může dosáhnout hodnoty 15000N.

Princip tenzometru spočívá vtom, že odpor elektrického vodiče je úměrný přímo jeho délce a nepřímo jeho průřezu. Tenzometr je realizován jako vodič na tenkém filmu s nímž je pevně spojen. Vodič je vytvořen leptáním tenké kovové folie a pro dosažení co největší efektivní délky je meandrovitě poskládán. Při protažení materiálu, na který je tenzometr přilepen, dochází i k protažení vodiče tenzometru. Tím vodič zvětší svoji délku a zmenší průřez, čímž se ve výsledku zvýší jeho odpor.



Obrázek 51 – Tenzometrický siloměr S-40 [14]

4. Praktické využití trenažéru při výuce

Trenažér upevnění nákladu je vhodný jak pro výuku studentů, tak i pro školení řidičů. Také by se dal využít pro výuku studentů autoškol. S problémem přepravení nákladu, ať na ložné ploše nákladního automobilu nebo na přípojném vozidle za osobním automobilem, se setkávají téměř všichni řidiči. Ale jen málo kdo má představu o vhodném uložení a upevnění přepravovaného břemene.

V současné době je nejčastěji výuka a školení koncipováno formou poslechu přednášejícího. Tento typ výuky však není příliš vhodný. Samotné poslouchání a pozorování zajistí pouze zachycení dvaceti až třiceti procent informací. Oproti tomu formulování myšlenek a samostatná činnost zajistí zapamatování osmdesáti až devadesáti procent vykládané látky. Jednou z nejlepších výukových metod je tzv. heuristická výuka (heuréka – našel jsem, objevil jsem). Podstata tkví v tom, že studenti samostatně objevují nepoznané skutečnosti. Jedná se v podstatě o analogii vědeckého bádání. Výuka na bázi vědeckého bádání je však pro technické obory velice náročná na technické vybavení škol nebo školících středisek. Také je náročná na čas vyhrazený k výuce.

Přes negativa spojená s nároky na technické vybavení a čas je žádoucí, aby ve výuce bylo více praktických cvičení, samostatného bádání a na konci tohoto bádání stálo „heuréka – objevil jsem to“. K této metodě výuky také přispívá výše navrhnutý trenažér upevnění nákladů. Vnese tak do výuky nebo školení názornost, aktivity jakou je pozorování a samostatná činnost. To bude mít za následek vysokou efektivitu učení a daná problematika tak bude lépe osvojena a pochopena.

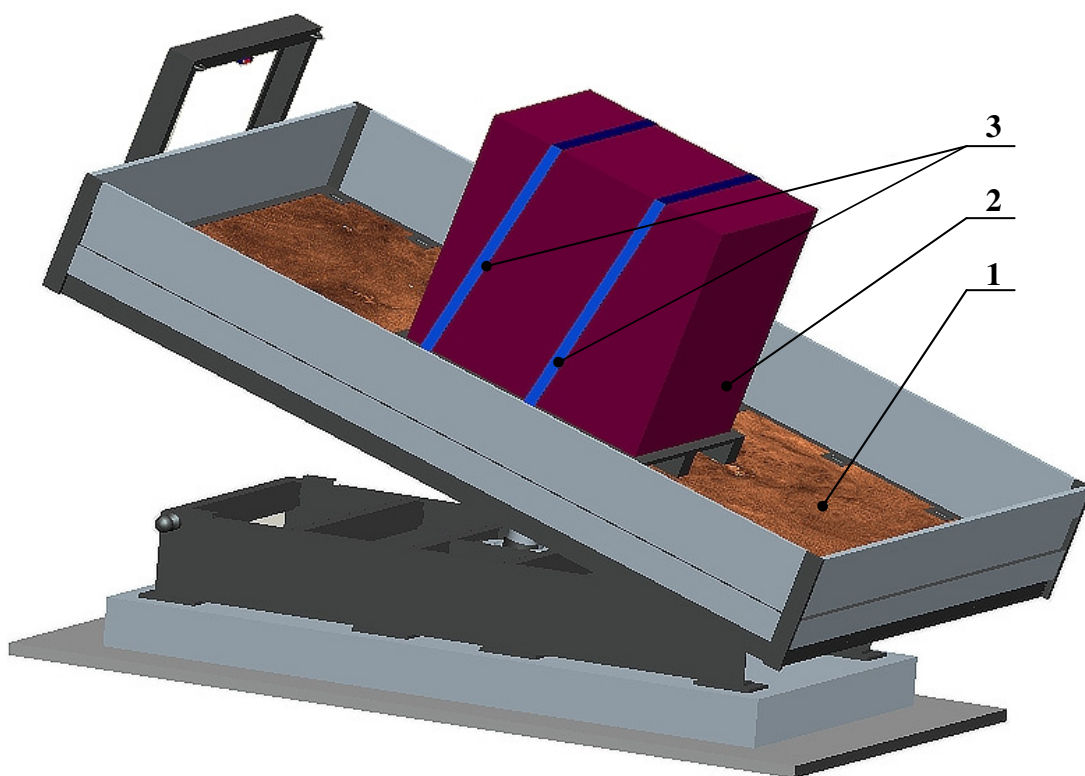
Takovéto učební pomůcky je nutné do výuky správně zakomponovat. Je důležité, aby student, který se setká s takovouto pomůckou měl už dostatečné, alespoň teoretické, znalosti o dané problematice. Vhodné je problém teoreticky objasnit a následně postupně přejít k výkladu, předvádění a zkoumání na dané pomůcce, respektive v tomto případě na trenažéru.

Trenažér upevnění nákladu umožňuje prozkoumat oblast vhodného uložení a upevnění přepravovaného břemene. Simuluje síly působící při přepravě na

přepřavovaný předmět. Dále může sloužit ke zkoumání faktorů ovlivňující velikosti zajišťovacích sil.

4.1. Zkouška zajištění nákladu

Pomocí výpočetního programu uvedeném v příloze 1 vypočte potřebný počet přivazovacích prostředků na zajištění nákladu. Po tomto výpočtu je možné se, simulací setrvačných sil naklopením plošiny trenažéru, přesvědčit o dostatečném zajištění zkoušeného nákladu. Požadovanou simulaci setrvačných sil, tedy výpočet zkušebního úhlu naklopení plošiny, vypočteme podle přílohy 2.



Obrázek 52 – Zkouška upevnění nákladu

1- naklápěcí plošina, 2 – zkoušený náklad, 3 – zajišťovací prostředky

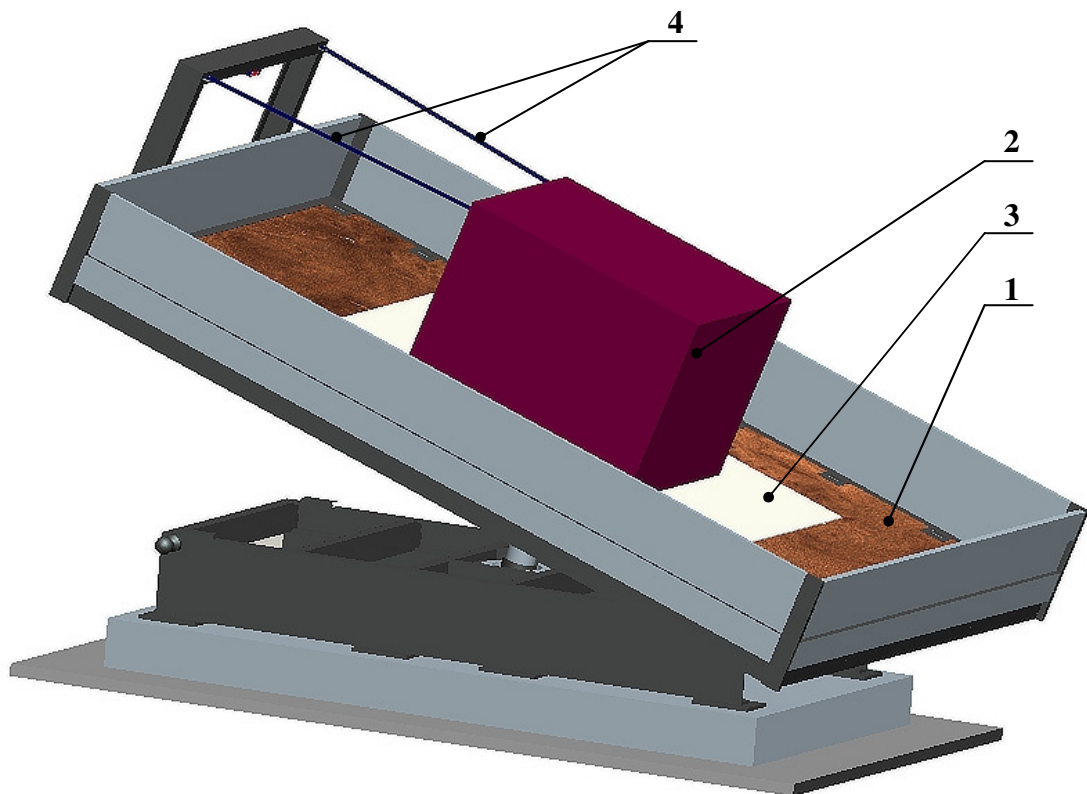
Vázacími prostředky opatřenými siloměry můžeme sledovat síly působící v těchto prvcích. Dále zkoušet zda je tento vázací prostředek vhodný pro zajištění daného nákladu a jak je využita jeho nosnost nebo předepínací síla.

4.2. Zkouška vlastností třecích ploch

Konstrukce naklápěcí plošiny umožňuje umístování různých druhů povrchů ložných ploch. Toto umožňuje zkoumání a zjišťování součinitelů tření mezi různými povrchy. Zkoumání tohoto faktoru vychází z úhlu naklopení plošiny. Jakmile dojde k pohybu zkoumaného předmětu nebo ke zvýšení síly ve vázacím prostředku opatřením siloměrem, výpočetní technika zaznamená úhel naklopení a pomocí vzorce (29) dojde k vypočtení součinitele tření. Vázací prostředek musí být vhodně umístěn. Při zkoušení součinitele tření musíme zajistit vhodná opatření, která budou zajišťovat, že nedojde k nekontrolovatelnému sesunutí zkoušeného předmětu.

$$\mu = \frac{\sin(\gamma)}{\cos(\gamma)} \quad [-] \quad (29)$$

kde γ ...úhel naklopení kdy dochází k pohybu [$^{\circ}$, rad].

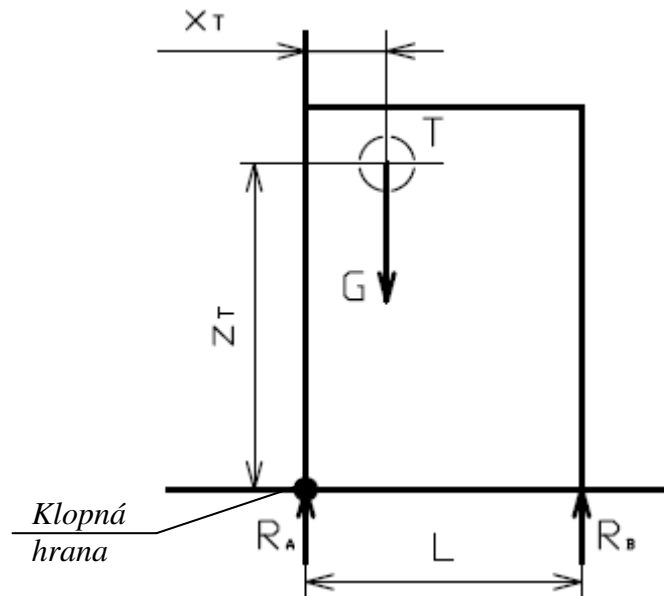


Obrázek 53 – Zkouška vlastností třecích ploch

1 – naklápěcí plošina, 2 – zkoušený náklad, 3 – podložka s jinými povrchovými vlastnostmi než má ložná plocha trenažéru, 4 – jistící prostředky.

4.3. Určení polohy těžiště nákladu

Další využití trenažéru je při určování polohy těžiště nákladu. Nejdříve určíme polohu těžiště v podélném x_T nebo obdobně příčném y_T směru pomocí výpočtu reakcí v bodech styku nákladu s podložkou. Výpočet reakcí provedeme vážením nebo pomocí siloměrných podložek.



Obrázek 54 – Schéma pro výpočet reakčních sil

$$x_T = \frac{R_B \cdot L}{G} \quad [m] \quad (30)$$

kde R_B ...reakční síla v bodě B [N],

L ...délka nákladu [m],

G ...tíha nákladu [N].

Poté umístíme zkoušený předmět na trenažér a pomalu naklápíme. Pro tuto zkoušku musíme zajistit, aby zkoušený předmět nesjel pro nedostatečnou třecí sílu. Toto může provést například dřevěným opěrným rámem připevněným k ložné ploše. Dále musíme zajistit, aby nedošlo k převrácení zkoušeného předmětu. To provedeme přivázáním k bezpečnostnímu rámu trenažéru. Přivázání musí umožnit minimální naklopení zkoušeného předmětu. Vázací prostředek tedy nesmí být předepnut. Požadavek je, aby byl mírně prověšen. Teď už jen sledujeme okamžik, kdy začne docházet k naklápění předmětu na plošinu trenažéru. Okamžik začátku naklápění zkoušeného předmětu zaznamená senzor pohybu a výpočetní technika zaznamená

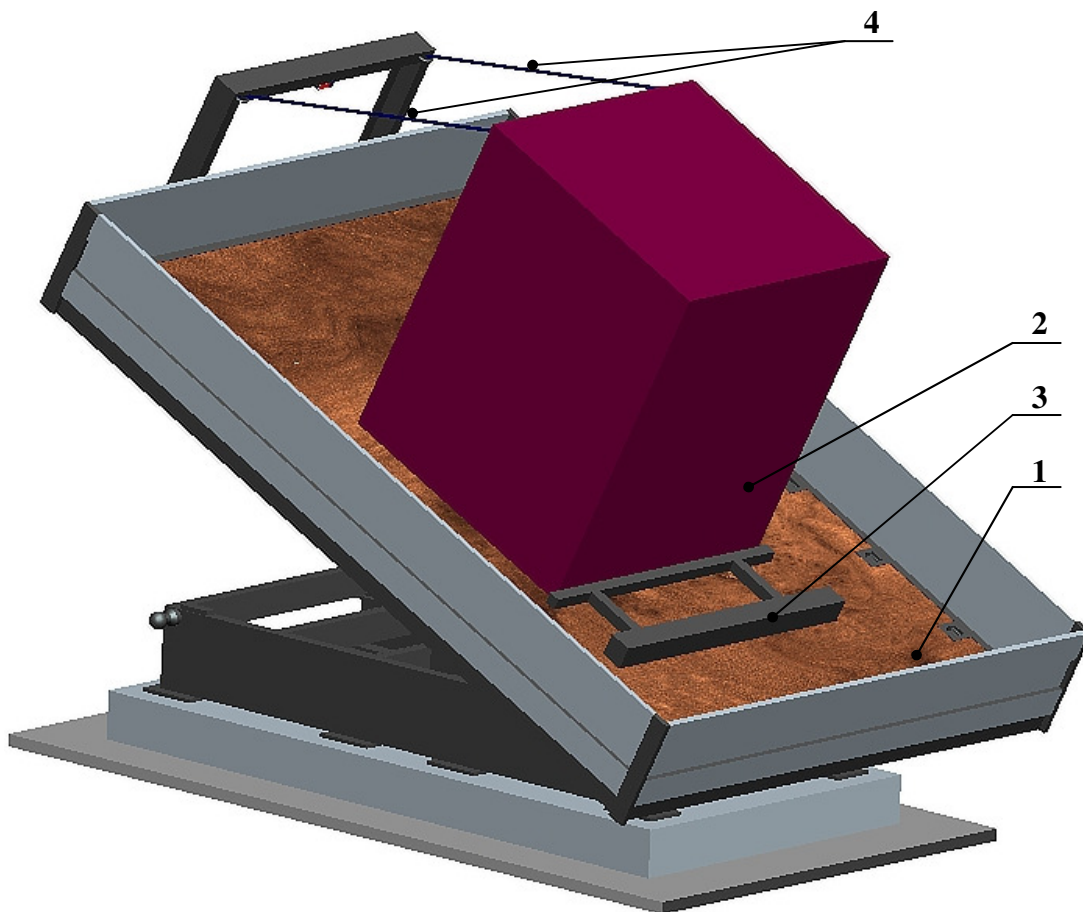
pomocí snímače naklonění aktuální úhel naklonění plošiny. Pokud známe polohu těžiště v ose x a změřili jsme správně hledaný úhel, tak výšku těžiště vypočítáme ze vztahu (31).

$$z_T = \frac{x_T \cdot \cos(\gamma)}{\sin(\gamma)} \quad [m] \quad (31)$$

kde x_T ...poloha těžiště v ose x [m],

γ ...úhel naklonění při němž dochází ke klopení zkoušeného předmětu [$^\circ$, rad].

Poloha těžiště nákladu je důležitým faktorem pro určení stability nákladu. Zda je nákladu stabilní či nikoli určíme podle vztahu (9) uvedeném v kapitole 2.1.6. Stabilita nákladu.



Obrázek 55 – Zkouška polohy těžiště nákladu

1 – naklápěcí plošina, 2 – zkoušený náklad, 3 – opěrný rám, 4 – jistící prostředky.

5. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést návrh trenažéru upevnění nákladu. Málo nebo nesprávně upevněný náklad se může během přepravy posunout či převrátit a poškodit se, poničit jiné zboží nebo poškodit samotné vozidlo. V krajním případě může vypadnout z ložného prostoru a zapříčinit dopravní nehodu. Správné upevnění nákladu je tedy důležitým faktorem pro bezpečnost silničního provozu.

Pro návrh trenažéru byla vybrána metoda zkoušení upevnění nákladu na naklápací plošině. Tato metoda zkoušení upevnění nákladu je snadno realizovatelná. Setrvačné síly vznikající za jízdy dopravního prostředku jsou simulovány naklopením naklápací plošiny trenažéru o předem stanovený zkušební úhel. Velikosti zkušebních úhlů, pro maximální setrvačné síly v podélném a příčném směru a nejčastější materiál ložné plochy a nákladu (otěruvzdorná překližka a dřevěná paleta nebo bedna se součinitelem tření $\mu = 0,3$), je pro podélné naklápění $45,31^\circ$ a příčné $27,74^\circ$.

V kapitole 3 je proveden návrh trenažéru upevnění nákladu. Při návrhu jsem vycházel z požadavků maximální hmotnosti, velikosti zkoušeného nákladu a různé velikosti součinitele tření. Pro tyto požadavky jsem navrhl trenažér s ložnou plochou o rozměrech $3500 \times 2500 \text{ mm}$ s maximálním zkušebním úhlem naklopení $53,13^\circ$ pro zkoušení podélných setrvačných sil a úhlem naklopení $30,00^\circ$ pro setrvačné síly působící v příčném směru. Pro výpočty zkušebních úhlu a pevnostní kontrolu navrhované konstrukce trenažéru jsem použil výpočetní programy MATHCAD a MITCALC.

Navržený trenažér je dostatečně univerzální. Neumožňuje jen zkoušení upevnění nákladu a velikosti sil ve vázacích prostředcích. Můžeme na něm také zkoušet a měřit součinitele tření pro různé materiály. Nebo měřit polohu těžiště nákladu a tím zjišťovat stabilitu zkoušeného nákladu. Navržený trenažér tak umožňuje komplexní zkoušení nákladu, zjišťování faktorů ovlivňující velikosti zajišťovacích sil a stabilitu nákladu.

Takovýto trenažér by měl najít uplatnění v dopravních firmách zabývajících se přepravou nákladů. Ve školách, kde se vyučují dopravní obory, v zařízeních pro

školení řidičů nebo při výuce nových řidičů v autoškolách. Studenti či zaměstnanci by si tak mohli vyzkoušet jak vhodně zajistit náklad.

Ne všechny firmy nebo zařízení si mohou dovolit pořídit takovéto zkušební zařízení a to ať z finančních aspektů nebo z požadavku umístění a zabírající prostor. Mě-li by však mít přinejmenším simulační program, který vypočte potřebné zajištění nákladu. Takový to simulační program je uveden v příloze 1.

Zkoušením na trenažéru nebo v simulačním programu by tak studenti a řidiči lépe pochopili problematiku zajišťování nákladu. To by pak mělo za následek snížení škod na dopravních prostředcích nebo na přepravovaném nákladu vzniklým nedostatečným zajištěním. V konečné fázi by se tak snížil počet dopravních nehod vzniklých nesprávným upevněním nákladu a zvýšila by se bezpečnost provozu na pozemních komunikacích.

Použitá literatura

- [1] KREJCAR, Jaroslav a Aleš KAPLÁNEK. *Přepravní balení zboží, uložení a zajištění nákladu v dopravních prostředcích a kontejnerech*. Vyd. 1. Pardubice: Institut Jana Pernera ve spolupráci se Zkušební laboratoří EXCOLO, 2009, 274 s. ISBN 978-808-6530-567.
- [2] PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. *Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě*. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-720-4257-2.
- [3] DOSTÁL, Jiří . *Názorová výuka elektrických obvodů* [online]. Olomouc : Jiří Dostál, 2010. 4 s. Referát. Univerzita Palackého Olomouc. Dostupné z WWW: <http://conf.unob.cz/STO9/sbornik/clanky/Jiri_Dostal.pdf>.
- [4] GERSTNER, Zdeněk. *Uložení a upevnění nákladu*. Praha: Sdružení automobilových dopravců ČESMAD Bohemia, 2008, 18 s. ISBN 978-809-0424-944.
- [5] ČSN EN 12640. *Fixace nákladu na silničních vozidlech: Vázací body na vozidlech pro přepravu zboží*. 2002.
- [6] ČSN EN 12195. *Prostředky pro zajišťování břemen na silničních vozidlech: Bezpečnost*. 2011.
- [7] Alsap s.r.o. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: www.alsap.cz
- [8] KOGEL. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: <http://www.koegel-trailer.com/cz/>
- [9] MONTECO: Vázací prostředky. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: <http://www.monteco.cz/>
- [10] Stavo-Shop. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: <http://www.stavo-shop.cz/>
- [11] EXCOLO: Katalog 2012. In: [online]. [cit. 2012-03-06]. Dostupné z: <http://www.excolo.cz/uvod>
- [12] TRANS - TECHNIK spol. s.r.o.: Dodavatel dílů na nástavby nákladních vozidel. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: www.trans-technik.cz

- [13] Automatizace HW. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/sklonomer-s-analog-vystupem-jiz-v-plne-prumyslovem-provedeni>
- [14] LUKAS TENZO. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: <http://www.lukas-tenzo.cz/?i=223/tenzometricky-silomer-s-40>
- [15] SEALL v.o.s.: Hydraulické, pneumatické a těsnící prvky. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: <http://www.seall.cz/>
- [16] Pro ENGINEER
- [17] Mathcad
- [18] MIT Calc

Seznam obrázků

<i>Obrázek 1 – Síly působící na náklad [4]</i>	11
<i>Obrázek 2 – Tíhová síla [4]</i>	12
<i>Obrázek 3 – Hodnoty faktoru zrychlení [4]</i>	13
<i>Obrázek 4 – Tření [4]</i>	14
<i>Obrázek 5 – Zjednodušeně znázorněné drsnosti povrchů</i>	15
<i>Obrázek 6 – Vibrační síly [4]</i>	16
<i>Obrázek 7 – Symbol těžiště [1]</i>	17
<i>Obrázek 8 – Poloha těžiště nákladu v podélném směru</i>	18
<i>Obrázek 9 – Zboží ložené na sebe [4]</i>	19
<i>Obrázek 10 – Kompaktní způsob uložení nákladu [1]</i>	20
<i>Obrázek 11 – Tuhý způsob uložení [1]</i>	21
<i>Obrázek 12 – Přivázání nákladu [4]</i>	22
<i>Obrázek 13 – Znázornění přítláčné a předepínací síly [1]</i>	23
<i>Obrázek 14 – Fixační úhel α_F [1]</i>	24
<i>Obrázek 15 – Zajištění nákladu opřením pomocí opěrných rámu [4]</i>	24
<i>Obrázek 16 – Šikmé uvázání nákladu [1]</i>	25
<i>Obrázek 17 – Druhy diagonálního uvázání [1]</i>	26
<i>Obrázek 18 – Zajištění nákladu pomocí čelní smyčky [4]</i>	27
<i>Obrázek 19 – Zajištění nákladu pomocí boční smyčky [1]</i>	28
<i>Obrázek 20 – Pevné vázací body [7]</i>	30
<i>Obrázek 21 – Variabilní kotevní systém Vario fix používající firma Kögel [8]</i>	30
<i>Obrázek 22 – Druhy přivazovacích popruhů [10]</i>	31
<i>Obrázek 23 – Identifikační štítek popruhu [10]</i>	31
<i>Obrázek 24 – Druhy napínacích zařízení [10]</i>	32
<i>Obrázek 25 – Přivazovací řetězy [10]</i>	32
<i>Obrázek 26 – Zajištění řetězy [11]</i>	32
<i>Obrázek 27 – Fixace dřevěným rámem [11]</i>	33
<i>Obrázek 28 – Zajišťovací klíny [11]</i>	33
<i>Obrázek 29 – Protiskluzové podložky [11]</i>	33
<i>Obrázek 30 – Rozpěrné tyče (obrázek a), zábrany (obrázek b) [11]</i>	34

<i>Obrázek 31 – Vzduchové výplně [11]</i>	34
<i>Obrázek 32 – Ochranné rohy [11]</i>	35
<i>Obrázek 33 – Síly působící na náklad</i>	36
<i>Obrázek 34 – Náklad zajištěný přítláčnou silu F_N</i>	36
<i>Obrázek 35 – Síly působící na zajištěný náklad</i>	38
<i>Obrázek 36 – Koncepční návrh trenážéru</i>	41
<i>Obrázek 37 – Konstrukce základního rámu</i>	44
<i>Obrázek 38 – Nosný rám naklápěcí plošiny</i>	48
<i>Obrázek 39 – Naklápěcí plošina</i>	48
<i>Obrázek 40 – Schéma zatížení</i>	50
<i>Obrázek 41 – Jednostranně vetknutý nosník</i>	52
<i>Obrázek 42 – Jednostranně vetknutý nosník</i>	54
<i>Obrázek 43 – Kulový systém uložení sklápěcí plošiny [7]</i>	56
<i>Obrázek 44 – Schéma pro výpočet zdvihu hydraulického válce</i>	58
<i>Obrázek 45 – Teleskopický hydraulický válec (1) a ložisko typu M (2) pro upevnění válce k základnímu rámu a k naklápěcí plošině [12]</i>	60
<i>Obrázek 46 – Stacionární hydraulický agregát [15]</i>	61
<i>Obrázek 47 – Středotlaká hydraulická hadice 301SN-12 [15]</i>	61
<i>Obrázek 48 – Snímač náklonu plošiny [13]</i>	62
<i>Obrázek 49 – Laserový snímač polohy optoNCDT ILR 1030 [13]</i>	63
<i>Obrázek 50 – Schéma vázacího prostředku se siloměrem</i>	64
<i>Obrázek 51 – Tenzometrický siloměr S-40 [14]</i>	64
<i>Obrázek 52 – Zkouška upevnění nákladu</i>	66
<i>Obrázek 53 – Zkouška vlastností třecích ploch</i>	67
<i>Obrázek 54 – Schéma pro výpočet reakčních sil</i>	68
<i>Obrázek 55 – Zkouška polohy těžiště nákladu</i>	69

Seznam tabulek

<i>Tabulka 1 – Faktory zrychlení [6]</i>	13
<i>Tabulka 2 – hodnoty součinitele tření [1].....</i>	16
<i>Tabulka 3 – Hodnoty koeficientu k [5]</i>	29
<i>Tabulka 4 – Zatížení vázacího bodu [5]</i>	30
<i>Tabulka 5 – Počet zajišťovacích zařízení.....</i>	40
<i>Tabulka 6 – Úhly naklopení plošiny.....</i>	42
<i>Tabulka 7 – Hodnoty potřebné pro výpočet</i>	45
<i>Tabulka 8 – Vypočtené hodnoty</i>	46
<i>Tabulka 9 – Vypočtené hodnoty</i>	46
<i>Tabulka 10 – Hodnoty potřebné pro výpočet</i>	50
<i>Tabulka 11 – Výsledné hodnoty</i>	50
<i>Tabulka 12 – Vypočtené hodnoty</i>	52
<i>Tabulka 13 – Vypočtené hodnoty</i>	53
<i>Tabulka 14 – Hodnoty potřebné pro výpočet</i>	54
<i>Tabulka 15 – Vypočtené hodnoty</i>	54
<i>Tabulka 16 – Základní parametry hydraulického válce</i>	60
<i>Tabulka 17 – Parametry hydraulické hadice</i>	61
<i>Tabulka 18 – Parametry hydraulického oleje MOBIL SHC 525</i>	62

Seznam grafů

<i>Graf 1 – Nehody způsobené technickou závadou na vozidle</i>	10
<i>Graf 2 – Průběh závislost přítláčné síly na součiniteli tření</i>	37
<i>Graf 3 – Závislost předepínací síly na fixačním úhlu</i>	39
<i>Graf 4 – Závislost zkušebního úhlu na součiniteli tření.....</i>	43
<i>Graf 5 – Závislost napětí na úhlu naklopení plošiny</i>	47
<i>Graf 6 – Průběh napětí</i>	51
<i>Graf 7 – Průběh průhybů</i>	51
<i>Graf 8 – Průběh ohybového napětí</i>	52
<i>Graf 9 – Průhyb nosníku</i>	52
<i>Graf 10 – Průběh ohybového napětí</i>	53
<i>Graf 11 – Průhyb nosníku</i>	53
<i>Graf 12 – Průběh ohybového napětí</i>	55
<i>Graf 13 – Průhyb nosníků</i>	55
<i>Graf 14 – Průběh zatěžování kulové systému</i>	57
<i>Graf 15 – Zatěžování hydraulického válce</i>	59

Seznam příloh

Příloha 1 – Výpočet zajištění nákladu přivázáním.....	79
Příloha 2 – Výpočet zkušebního úhlu γ naklopení plošiny	83
Příloha 3 – Kontrola uložení hydraulického válce.....	87
Příloha 4 – Prvky základního rámu a plošiny trenažéru	95

Příloha 1 – Výpočet zajištění nákladu přivázáním

Zadání

- určí potřebný počet zajišťovacích prostředků pro zajištění náklad o hmotnosti m , výšce H , šířce S , délce L . Náklad je přepravován pouze silniční nákladní dopravou.

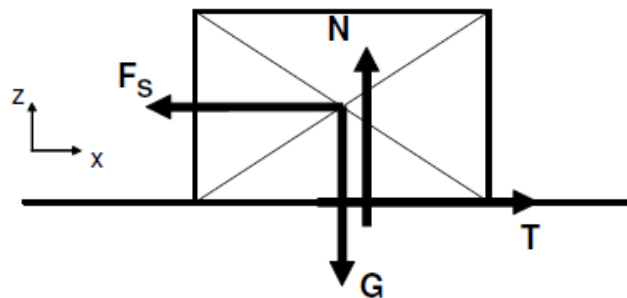
Dáno:

- hmotnost nákladu $m := 3000\text{kg}$
- výška nákladu $H := 1200\text{mm}$
- šířka nákladu $S := 1800\text{mm}$
- délka nákladu $L := 3000\text{mm}$
- vzdálenost dvou proti sobě lehlých vázacích ok $B := 2400\text{mm}$
- maximální předepínací síla jednoho vázacího prostředku $S_{TF} := 5000\text{N}$
- součinitel tření mezi nákladem a ložnou plochou $\mu := 0.3$
- součinitel bezpečnosti $k_B := 1.25$
- faktor zrychlení v podélném směru $f_z := 0.8$
- faktor zrychlení ve svislém směru $f_{zz} := 1$
- gravitační zrychlení $g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Řešení

ORIGIN = 1

1. Výpočet zajištění nákladu odvozením



Obr. 1

- výpočet gravitační síly $G := m \cdot g$ $G = 29419.95\text{ N}$
- výpočet třecí síly $T = \mu \cdot N = \mu \cdot m \cdot g$ $T := \mu \cdot m \cdot g$ $T = 8825.985\text{ N}$
- výpočet setrvačné síly $F_s := f_z \cdot m \cdot g$ $F_s = 23535.96\text{ N}$

Rovnováha sil v ose x: $T - F_s = 0$

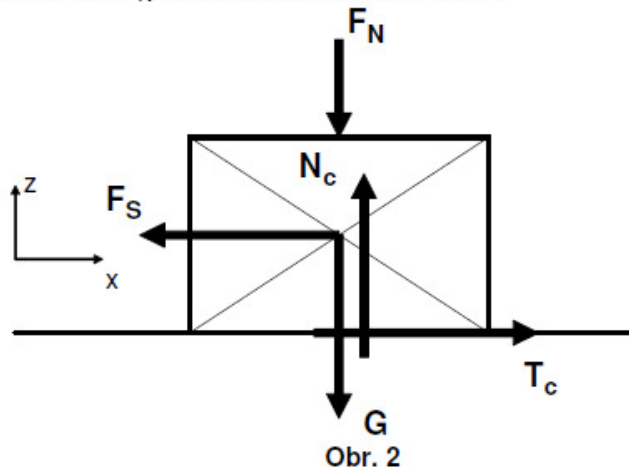
Rovnováha sil v ose y: $N - G = 0$

- Rozbor:
- $F_s < T$ respektive $f_z < \mu$ náklad je bezpečně zajištěn
 - $F_s = T$ respektive $f_z = \mu$ limitní případ, pro bezpečnou přepravu je potřeba náklad zajistit
 - $F_s > T$ respektive $f_z > \mu$ náklad je potřeba zajistit

$$T = 8825.985 \text{ N} \quad f_z = 0.8$$

$$F_S = 23535.96 \text{ N} \quad \mu = 0.3$$

Z výše uvedených výpočtů je patrné, že třecí síla T je menší než setrvačné síly F_S
 \Rightarrow zavedu přítláčnou sílu F_N , které zajistí zvýšení třecí síly.



Rovnováha sil v ose x: $T_c - F_S = 0$ $T_c = \mu \cdot N_c = \mu (G + F_N)$

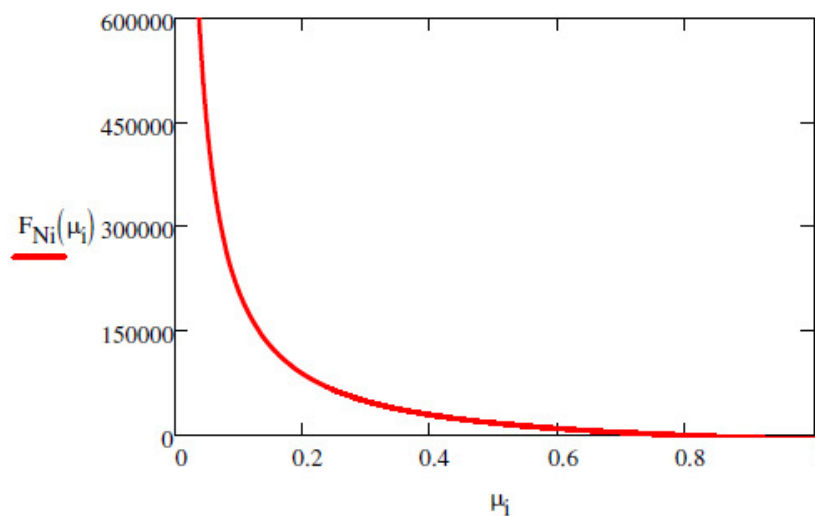
Rovnováha sil v ose y: $N_c - F_N - G = 0$

$$\begin{aligned} \underline{G} &:= m \cdot g & G &= 29419.95 \text{ N} & T_c &:= F_S & T_c &= 23535.96 \text{ N} \\ \underline{F_S} &:= f_z \cdot m \cdot g & F_S &= 23535.96 \text{ N} & N_c &:= \frac{T_c}{\mu} & N_c &= 78453.2 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_N = N_c - G = \frac{f_z \cdot m \cdot g}{\mu} - m \cdot g \quad F_N := \left(\frac{f_z}{\mu} - 1 \right) \cdot m \cdot g \quad F_N = 49033.25 \text{ N}$$

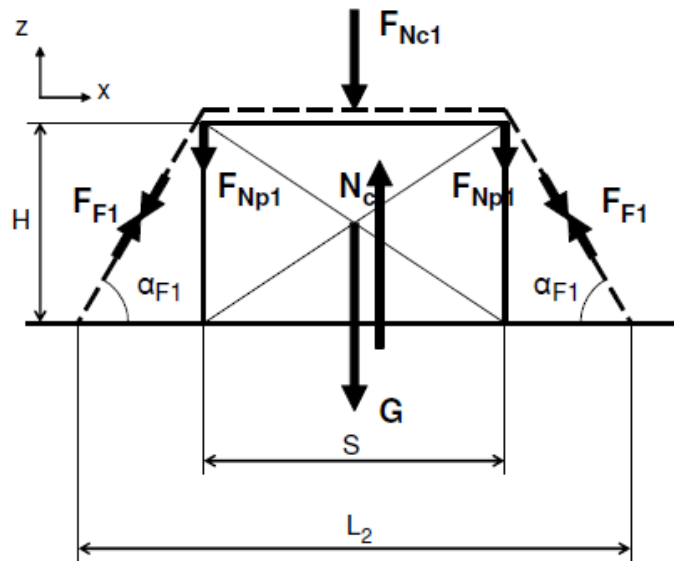
Náklad je potřeba zajistit přítláčnou silou $F_N = 49033.25 \text{ N}$

- závislost přítláčné síly na součiniteli tření $F_{Ni}(\mu_i) := \left(\frac{f_z}{\mu_i} - 1 \right) m \cdot g$



Graf 1

- určení fixačního úhlu α_F



Obr. 3

$$\alpha_F := \operatorname{atan}\left(\frac{H}{\frac{B-S}{2}}\right) \quad \alpha_F = 75.964 \text{ deg}$$

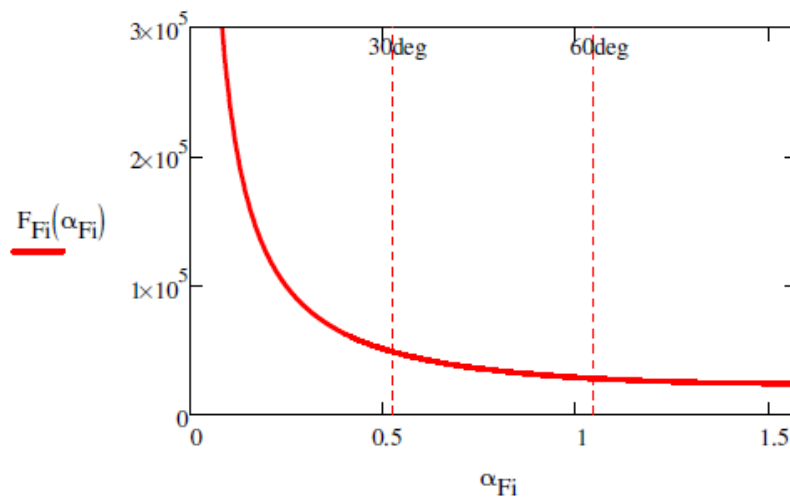
- celková předepínací síla F_F

$$F_{Np} := \frac{F_N}{2} \quad F_{Np} = 24516.625 \text{ N}$$

$$F_F := \frac{F_{Np}}{\sin(\alpha_F)} \quad F_F = 25271.159 \text{ N}$$

- závislost předepínací síly na fixačním úhlu

$$F_{Fi}(\alpha_{Fi}) := \frac{F_{Np}}{\sin(\alpha_{Fi})}$$



Graf 2

- určení počtu zajišťovacích prostředků n

$$n := \frac{F_F}{S_{TF}} \cdot k_B \quad n = 6.318 \quad \text{ceil}(n) = 7 \quad n_{\text{skut}} := \text{ceil}(n)$$

Počet zajišťovacích prostředků na zajištění nákladu je $n_{\text{skut}} = 7$

Odvozený vzorec pro výpočet počtu zajišťovacích zařízení:

$$n := \frac{\frac{f_z \cdot m \cdot g}{\mu} - m \cdot g}{2 \cdot \sin(\alpha_F)} \cdot k_B \quad \left| \begin{array}{l} \text{explicit} \\ \text{simplify} \end{array} \right. \rightarrow -\frac{g \cdot k_B \cdot m \cdot (\mu - f_z)}{2 \cdot S_{TF} \cdot \mu \cdot \sin(\alpha_F)}$$

2. Výpočet zajištění nákladu dle normy

- vzorec dán normou ČSN EN 12 195-1

$$f_{ZZ} = 1.0$$

$$n_n := \frac{(f_z - \mu \cdot f_{ZZ}) \cdot m \cdot g}{2 \cdot \mu \cdot \sin(\alpha_F) \cdot S_{TF}} \cdot k_B \quad n_n = 6.318 \quad \text{ceil}(n_n) = 7 \quad n_{\text{nskut}} := \text{ceil}(n_n)$$

Počet zajišťovacích prostředků na zajištění nákladu je $n_{\text{nskut}} = 7$

3. Výpočet zajištění nákladu dle literatury

- vzorec dán literaturou Přepravní balení zboží, uložení a zajištění nákladu

$$F_{FL} := \frac{f_z - \mu}{\mu \cdot \sin(\alpha_F)} \cdot \frac{m \cdot g}{1.5} \quad F_{FL} = 33694.878 \text{ N}$$

$$n_L := \frac{F_{FL}}{S_{TF}} \quad n_L = 6.739 \quad \text{ceil}(n_L) = 7 \quad n_{\text{Lskut}} := \text{ceil}(n_L)$$

Počet zajišťovacích prostředků na zajištění nákladu je $n_{\text{Lskut}} = 7$

4. Závěr

Výsledné hodnoty počtu zajišťovacích prostředků jsou pro tento konkrétní příklad stejné. Výsledky zajištění odvození a podle normy jsou úplně totožné. Výsledek dle literatury je odlišný, ale odlišný na stranu větší bezpečnosti, což není na závadu.

Příloha 2 – Výpočet zkušebního úhlu γ naklopení plošiny

Poznámka: odvození zkušebního úhlu je provedeno pro podélné náklápění. Odvození pro příčné náklápění je obdobné. Rozdíl je pouze jiné hodnotě faktoru zrychlení.

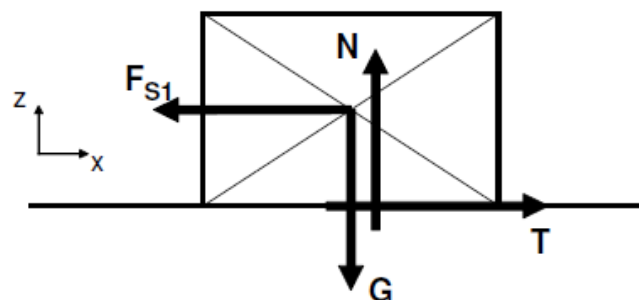
Dáno:

- délka nákladu $L_{\text{ww}} := 3000\text{mm}$
- výška nákladu $H_{\text{ww}} := 1200\text{mm}$
- šířka nákladu $S_{\text{ww}} := 1800\text{mm}$
- hmotnost nákladu $m_n := 3000\text{kg}$
- součinitel tření $\mu_k := 0.3$
- gravitační zrychlení $g_{\text{ww}} := 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- koeficient bezpečnosti $k_B := 1.25$
- faktor zrychlení v podélném směru $f_{z1} := 0.800000001$
- faktor zrychlení v příčném směru $f_{z2} := 0.500000001$

Řešení

ORIGIN= 1

1. Nezajištěný náklad



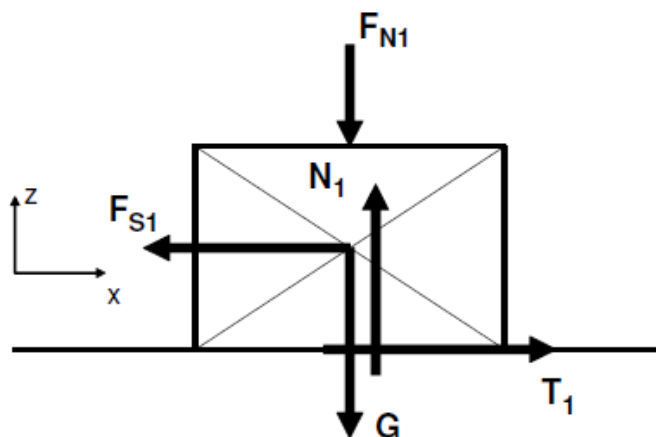
Obr. 1

$$T = \mu \cdot N = \mu \cdot m_n \cdot g \quad T(\mu) := \mu \cdot m_n \cdot g \quad T(\mu_k) = 8826 \text{ N}$$

$$F_{S1} := f_{z1} \cdot m_n \cdot g \quad F_{S1} = 23537 \text{ N}$$

Z výše uvedených výpočtů je patrné, že třecí síla T je menší než setrvačná síla F_{S1}
 \Rightarrow zavedu přitlačnou sílu F_{N1} , které zajistí zvýšení třecí síly.

2. Zajištěný náklad



Obr. 2

$$\sum F_x = 0 \quad T_1 - F_{S1} = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad N_1 - F_{N1} - G = 0 \quad T_1 = \mu \cdot N_1 = \mu \cdot (G + F_{N1})$$

$$G = m_n \cdot g$$

$$F_{S1} = f_{z1} \cdot m_n \cdot g$$

$$T_1 = F_{S1}$$

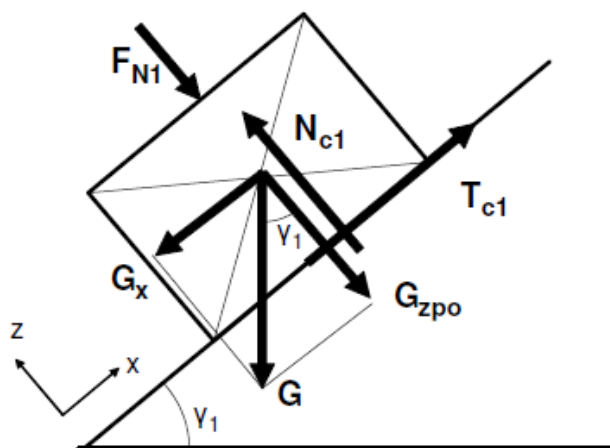
$$N_1(\mu) = \frac{T_1}{\mu}$$

$$F_{N1}(\mu) = N_1(\mu) - G$$

Náklad je potřeba zajistit přitlačnou silou F_{N1} .

3. Náklad na sklopné plošině

Předpoklad: náklad musí být zajištěn přitlačnou silou F_{N1} .



Obr. 3

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

$$T_{c1} - G_x = 0$$

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

$$N_{c1} - F_{N1} - G_{zpo} = 0$$

$$G_x = m_n \cdot g \cdot \sin(\gamma_1) \quad N_{c1} = F_{N1} + m_n \cdot g \cdot \cos(\gamma_1)$$

$$G_{zpo} = m_n \cdot g \cdot \cos(\gamma_1) \quad \mu (F_{N1} + m_n \cdot g \cdot \cos(\gamma_1)) - m_n \cdot g \cdot \sin(\gamma_1) = 0$$

$$\gamma_1 := \left[\mu \left(\frac{f_{z1} \cdot m_n \cdot g}{\mu} - m_n \cdot g \dots \right) \dots = 0 \right] \left| \begin{array}{l} \text{explicit} \\ \text{solve, } \gamma_1 \rightarrow \end{array} \right. \left(\begin{array}{l} -2 \cdot \text{atan} \left(\frac{\sqrt{2 \cdot \mu \cdot f_{z1} - f_{z1}^2 + 1 - 1}}{f_{z1} - 2 \cdot \mu} \right) \\ 2 \cdot \text{atan} \left(\frac{\sqrt{2 \cdot \mu \cdot f_{z1} - f_{z1}^2 + 1 + 1}}{f_{z1} - 2 \cdot \mu} \right) \end{array} \right)$$

Zkušební úhel v podélném směru je $\gamma_1(\mu) := -2 \cdot \text{atan} \left(\frac{\sqrt{2 \cdot \mu \cdot f_{z1} - f_{z1}^2 + 1 - 1}}{f_{z1} - 2 \cdot \mu} \right)$

$$\gamma_1(\mu_k) = 45.314 \text{ deg}$$

Zkušební úhel v příčném směru je $\gamma_2(\mu) := -2 \cdot \text{atan} \left(\frac{\sqrt{2 \cdot \mu \cdot f_{z2} - f_{z2}^2 + 1 - 1}}{f_{z2} - 2 \cdot \mu} \right)$

$$\gamma_2(\mu_k) = 27.743 \text{ deg}$$

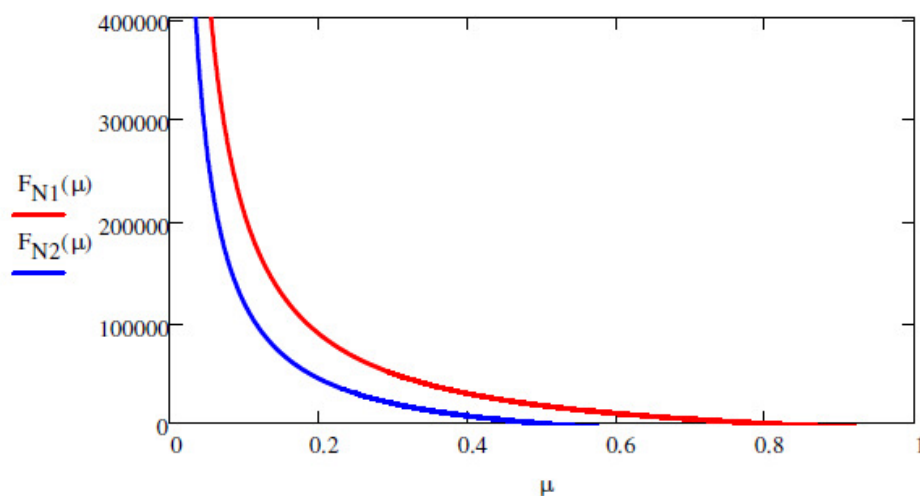
Pozn.: druhé řešení úhlu je matematicky v pořádku, ale z hlediska náklápění plošiny uvažujeme úhly pouze z intervalu $0 - \pi/2$.

4. Grafy

- závislost přítláčné síly na součiniteli tření

$$F_{N1}(\mu) := \frac{f_{z1} \cdot m_n \cdot g}{\mu} - m_n \cdot g$$

$$F_{N2}(\mu) := \frac{f_{z2} \cdot m_n \cdot g}{\mu} - m_n \cdot g$$

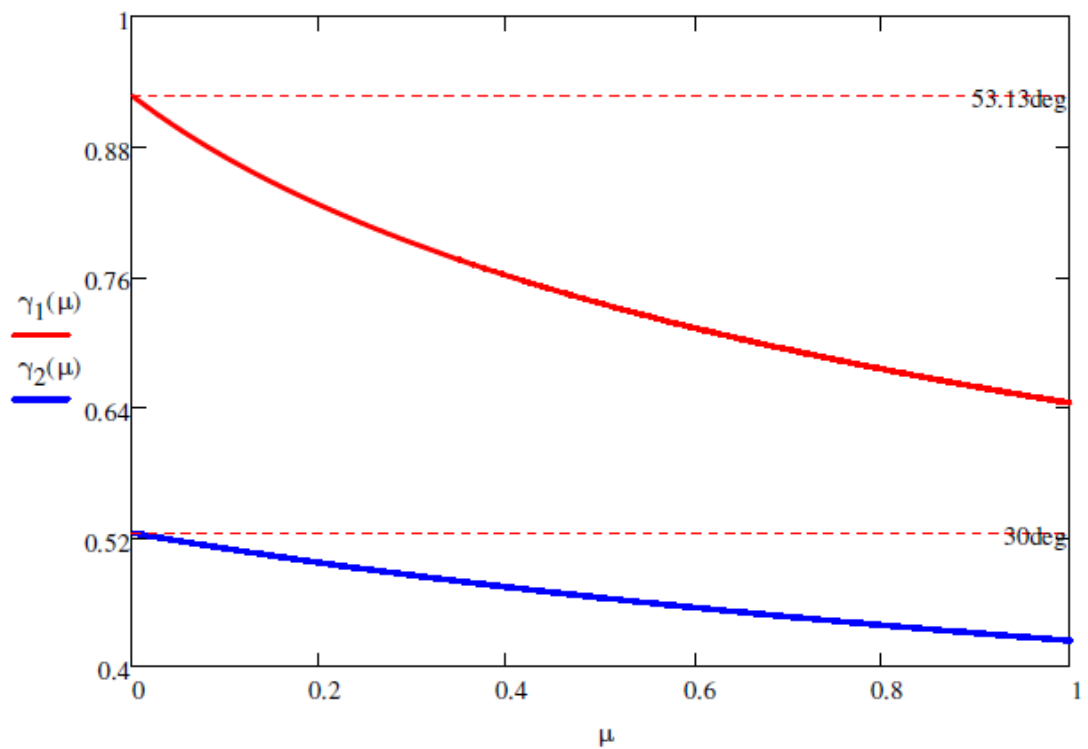


Graf 1

- závislost zkušební úhlu naklopení plošiny na součiniteli tření

$$\gamma_1(\mu) := \left(-2 \cdot \operatorname{atan} \left(\frac{\sqrt{2 \cdot \mu \cdot f_{z1} - f_{z1}^2 + 1 - 1}}{f_{z1} - 2 \cdot \mu} \right) \right)$$

$$\gamma_2(\mu) := \left(-2 \cdot \operatorname{atan} \left(\frac{\sqrt{2 \cdot \mu \cdot f_{z2} - f_{z2}^2 + 1 - 1}}{f_{z2} - 2 \cdot \mu} \right) \right)$$



Graf 2

5. Maximální zkušební úhel

- podélné naklápění $\gamma_1(0) = 53.13 \cdot \text{deg}$
- příčné naklápění $\gamma_2(0) = 30 \cdot \text{deg}$

Příloha 3 – Kontrola uložení hydraulického válce

- podélné naklápění plošiny

Dáno:

- úhel naklopení $\omega_k := 37\text{deg}$
- hmotnost nákladu $m_n := 3000\text{kg}$
- hmotnost plošiny $m_p := 600\text{kg}$
- gravitační zrychlení $g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- vzdálenost otočného bodu a uložení pístu $L_{\omega\omega} := 1250\text{mm}$
- délka nosníku na základním rámu $L_{ny} := 1200\text{mm}$
- délka nosníku na plošině $L_{py} := 1200\text{mm}$
- poloha těžiště nákladu $z_T := 1\text{mm}$
- průřezový modul pro ohyb $W_{ox} := 21.193\text{cm}^3$
- průřezový modul pro ohyb $W_{oz} := 30.908\text{cm}^3$
- kvadratický moment $I_x := 63.580\text{cm}^4$
- kvadratický moment $I_z := 185.449\text{cm}^4$
- modul pružnosti $E := 210000\text{MPa}$
- dovolené napětí $\sigma_{Dov} := 222\text{MPa}$

Výpočet

ORIGIN \equiv 1

1. Výpočet sil od zatížení nákladem

- rozložení tíhové síly nákladu G_n na složky G_{nP} a G_{nL}

$$G_n := m_n \cdot g$$

$$\alpha_1 := \text{atan}\left(\frac{z_T}{L}\right)$$

$$L_1 := \frac{L}{\cos(\alpha_1)}$$

$$\omega_1(\omega) := \alpha_1 + \omega$$

$$x_1(\omega) := L_1 \cdot \cos(\omega_1(\omega))$$

$$H(\omega) := L_1 \cdot \sin(\omega_1(\omega))$$

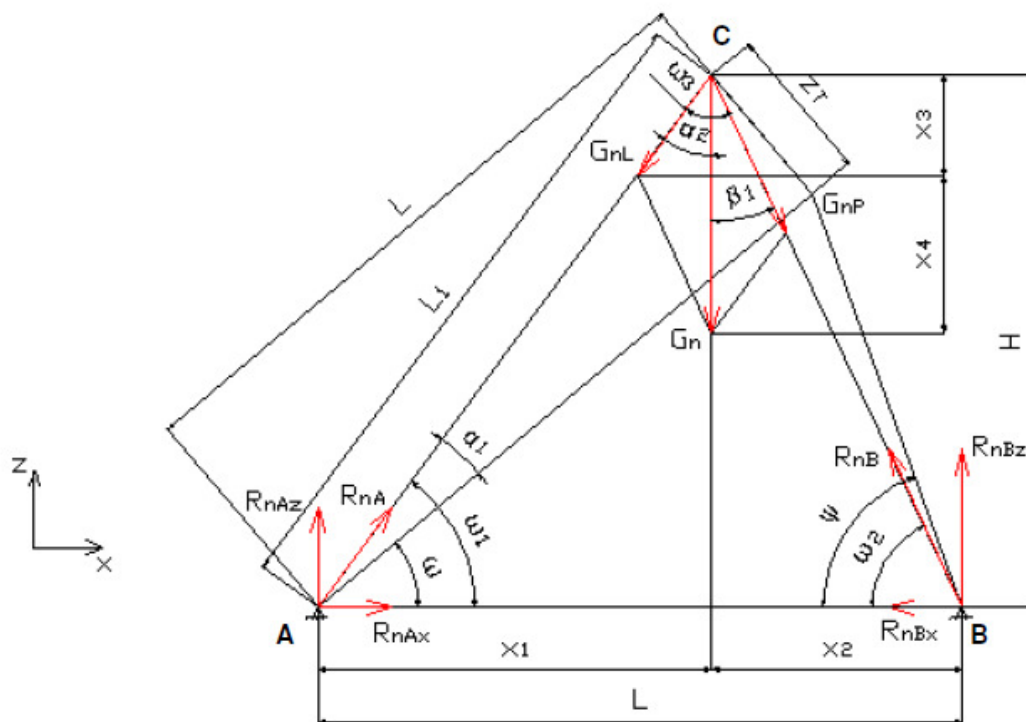
$$x_2(\omega) := L - x_1(\omega)$$

$$\omega_2(\omega) := \text{atan}\left(\frac{H(\omega)}{x_2(\omega)}\right)$$

$$\alpha_2(\omega) := \arcsin\left(\frac{x_1(\omega)}{L_1}\right)$$

$$\omega_3(\omega) := \pi - \omega_1(\omega) - \omega_2(\omega)$$

$$\beta_1(\omega) := \omega_3(\omega) - \alpha_2(\omega)$$



Obr. 1

$$G_n = x_3 + x_4$$

$$x_3 = G_{nL} \cdot \cos(\alpha_2)$$

$$x_4 = G_{nP} \cdot \cos(\beta_1)$$

$$\frac{G_{nP}}{\sin(\alpha_2)} = \frac{G_{nL}}{\sin(\beta_1)}$$

$$G_{nP} = G_{nL} \cdot \frac{\sin(\alpha_2)}{\sin(\beta_1)}$$

$$G_n = G_{nL} \cdot \cos(\alpha_2) + G_{nP} \cdot \cos(\beta_1)$$

$$\left(\begin{array}{l} \frac{G_{nP1}}{\sin(\alpha_2)} = \frac{G_{nL1}}{\sin(\beta_1)} \\ G_n = G_{nL1} \cdot \cos(\alpha_2) + G_{nP1} \cdot \cos(\beta_1) \end{array} \right) \left| \begin{array}{l} \text{solve, } G_{nL1} \cdot G_{nP1} \\ \text{simplify} \\ \text{explicit} \end{array} \right. \rightarrow \left(\begin{array}{cc} \frac{G_n \cdot \sin(\beta_1)}{\sin(\alpha_2 + \beta_1)} & \frac{G_n \cdot \sin(\alpha_2)}{\sin(\alpha_2 + \beta_1)} \end{array} \right)$$

- konečné vztahy pro výpočet složek tíhové síly G_{nL} a G_{nP}

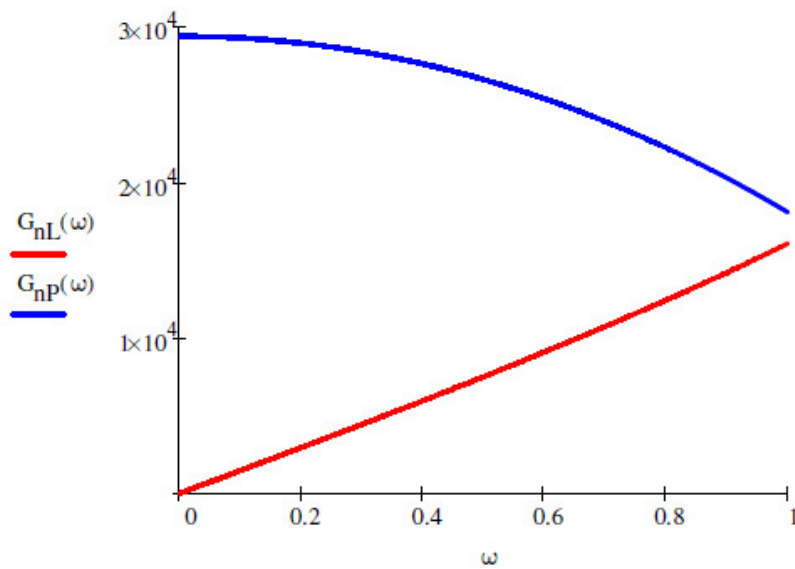
$$G_{nL}(\omega) := \frac{G_n \cdot \sin(\beta_1(\omega))}{\sin(\alpha_2(\omega) + \beta_1(\omega))}$$

$$G_{nL}(\omega_k) = 9857 \text{ N}$$

$$G_{nP}(\omega) := \frac{G_n \cdot \sin(\alpha_2(\omega))}{\sin(\alpha_2(\omega) + \beta_1(\omega))}$$

$$G_{nP}(\omega_k) = 24765 \text{ N}$$

- průběh G_{nL} a G_{nP} v závislosti na naklonění plošiny



Graf 1

- rozložení sil G_{nL} a G_{nP} do směru x a z; výpočet reakcí R_{nAx} , R_{nAz} a R_{nBx} , R_{nBz}

$$R_{nAx}(\omega) := G_{nL}(\omega) \cdot \cos(\omega_1(\omega)) \quad R_{nAx}(\omega_k) = 7867 \text{ N}$$

$$R_{nAz}(\omega) := G_{nL}(\omega) \cdot \sin(\omega_1(\omega)) \quad R_{nAz}(\omega_k) = 5938 \text{ N}$$

$$R_{nBx}(\omega) := G_{nP}(\omega) \cdot \cos(\omega_2(\omega)) \quad R_{nBx}(\omega_k) = 7867 \text{ N}$$

$$R_{nBz}(\omega) := G_{nP}(\omega) \cdot \sin(\omega_2(\omega)) \quad R_{nBz}(\omega_k) = 23482 \text{ N}$$

- celkové zatěžující síly respektive reakce R_{nA} a R_{nB} působící v uložení A a B

$$R_{nA}(\omega) := \sqrt{(R_{nAx}(\omega))^2 + (R_{nAz}(\omega))^2} \quad R_{nA}(\omega_k) = 9857 \text{ N}$$

$$R_{nB}(\omega) := \sqrt{(R_{nBx}(\omega))^2 + (R_{nBz}(\omega))^2} \quad R_{nB}(\omega_k) = 24765 \text{ N}$$

2. Výpočet sil od zatížení tíhou plošiny

- rozložení tíhové síly plošiny G_p na složky G_{pP} a G_{pL}

$$G_p := m_p \cdot g \quad H_p(\omega) := L \cdot \sin(\omega)$$

$$\psi(\omega) := \frac{\pi - \omega}{2} \quad \alpha(\omega) := \arccos\left(\frac{H_p(\omega)}{L}\right)$$

$$\beta(\omega) := \psi(\omega) - \alpha(\omega)$$

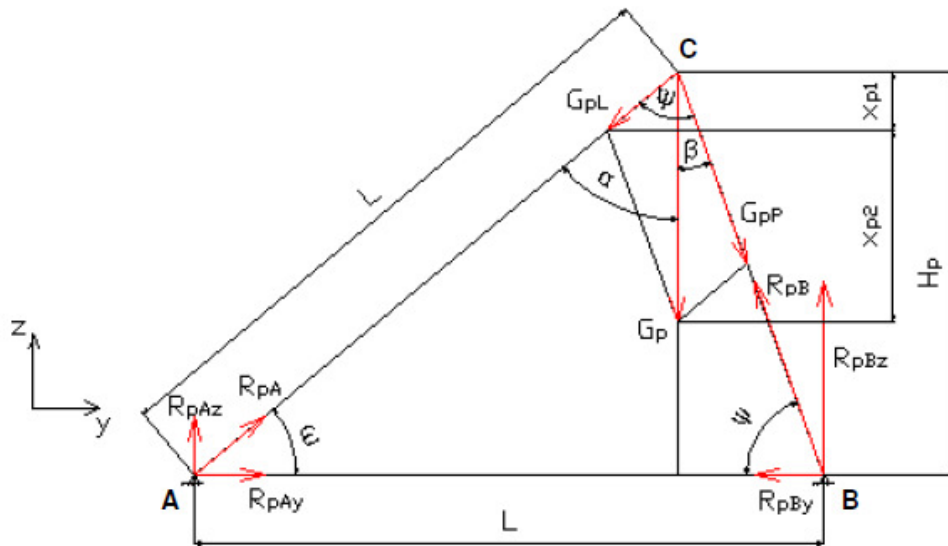
$$G_p = x_{p1} + x_{p2} \quad x_{p1} = G_{pL} \cdot \cos(\alpha)$$

$$x_{p2} = G_{pP} \cdot \cos(\beta)$$

$$\frac{G_{pP}}{\sin(\alpha)} = \frac{G_{pL}}{\sin(\beta)}$$

$$G_{pP} = G_{pL} \frac{\sin(\alpha)}{\sin(\beta)}$$

$$\left(\begin{array}{l} \frac{G_{pP1}}{\sin(\alpha)} = \frac{G_{pL1}}{\sin(\beta)} \\ G_p = G_{pL1} \cdot \cos(\alpha) + G_{pP1} \cdot \cos(\beta) \end{array} \right) \left| \begin{array}{l} \text{solve } G_{pL1} \cdot G_{pP1} \\ \text{simplify} \\ \text{explicit} \end{array} \right. \rightarrow \left(\begin{array}{cc} \frac{G_p \cdot \sin(\beta)}{\sin(\beta + \alpha)} & \frac{G_p \cdot \sin(\alpha)}{\sin(\beta + \alpha)} \end{array} \right)$$



Obr. 2

- konečné vztahy pro výpočet složek tíhové síly G_{pL} a G_{pP}

$$G_{pL}(\omega) := \frac{G_p \cdot \sin(\beta(\omega))}{\sin(\alpha(\omega) + \beta(\omega))}$$

$$G_{pL}(\omega_k) = 1969 \text{ N}$$

$$G_{pP}(\omega) := \frac{G_p \cdot \sin(\alpha(\omega))}{\sin(\alpha(\omega) + \beta(\omega))}$$

$$G_{pP}(\omega_k) = 4955 \text{ N}$$

- rozložení sil G_{pL} a G_{pP} do směru x a z; výpočet reakcí R_{pAx} , R_{pAz} a R_{pBx} , R_{pBz}

$$R_{pAx}(\omega) := G_{pL}(\omega) \cdot \cos(\omega)$$

$$R_{pAx}(\omega_k) = 1572 \text{ N}$$

$$R_{pAz}(\omega) := G_{pL}(\omega) \cdot \sin(\omega)$$

$$R_{pAz}(\omega_k) = 1185 \text{ N}$$

$$R_{pBx}(\omega) := G_{pP}(\omega) \cdot \cos(\psi(\omega))$$

$$R_{pBx}(\omega_k) = 1572 \text{ N}$$

$$R_{pBz}(\omega) := G_{pP}(\omega) \cdot \sin(\psi(\omega))$$

$$R_{pBz}(\omega_k) = 4699 \text{ N}$$

- celkové zatěžující síly respektive reakce R_{pA} a R_{pB} působící v uložení A a B

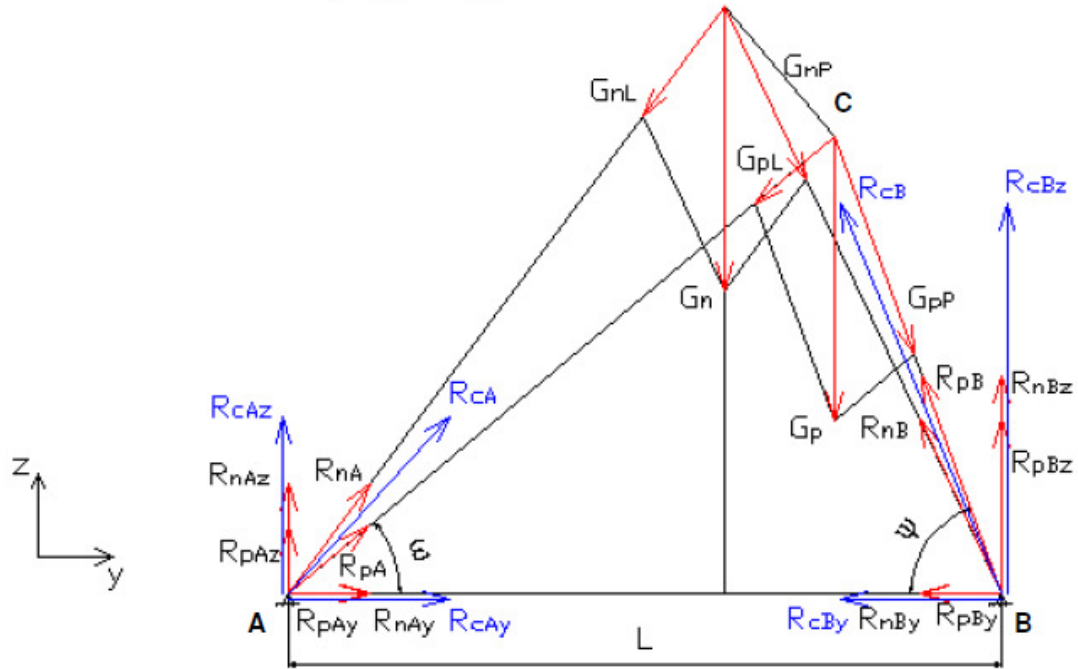
$$R_{pA}(\omega) := \sqrt{(R_{pAx}(\omega))^2 + (R_{pAz}(\omega))^2}$$

$$R_{pA}(\omega_k) = 1969 \text{ N}$$

$$R_{pB}(\omega) := \sqrt{(R_{pBx}(\omega))^2 + (R_{pBz}(\omega))^2}$$

$$R_{pB}(\omega_k) = 4955 \text{ N}$$

3. Celkové reakční síly R_{cA} a R_{cB} v uložení A a B



Obr. 3

- celkové zatížení v jednotlivých směrech

$$R_{cAx}(\omega) := R_{nAx}(\omega) + R_{pAx}(\omega)$$

$$R_{cAx}(\omega_k) = 9440 \text{ N}$$

$$R_{cAz}(\omega) := R_{nAz}(\omega) + R_{pAz}(\omega)$$

$$R_{cAz}(\omega_k) = 7123 \text{ N}$$

$$R_{cBx}(\omega) := R_{nBx}(\omega) + R_{pBx}(\omega)$$

$$R_{cBx}(\omega_k) = 9440 \text{ N}$$

$$R_{cBz}(\omega) := R_{nBz}(\omega) + R_{pBz}(\omega)$$

$$R_{cBz}(\omega_k) = 28181 \text{ N}$$

- maximální hodnoty reakcí

$$\omega_{m1} := \text{root} \left[\frac{d}{d\omega} (R_{cBx}(\omega)), \omega, 0.001, \frac{\pi}{2} \right] \quad \omega_{m1} = 0.904 \quad \omega_{m1} = 51.789 \text{ deg}$$

$$R_{cAx,max} := R_{cAx}(\omega_{m1}) = 10601 \text{ N}$$

$$R_{cBx,max} := R_{cBx}(\omega_{m1}) = 10601 \text{ N}$$

$$R_{cAz,max} := R_{cAz}(50 \text{ deg}) = 12629 \text{ N}$$

$$R_{cBz,max} := R_{cBz}(0.0001 \text{ deg}) = 35304 \text{ N}$$

- celkové zatížení v uložení

$$R_{cA}(\omega) := \sqrt{(R_{cAx}(\omega))^2 + (R_{cAz}(\omega))^2}$$

$$R_{cA}(\omega_k) = 11826 \text{ N}$$

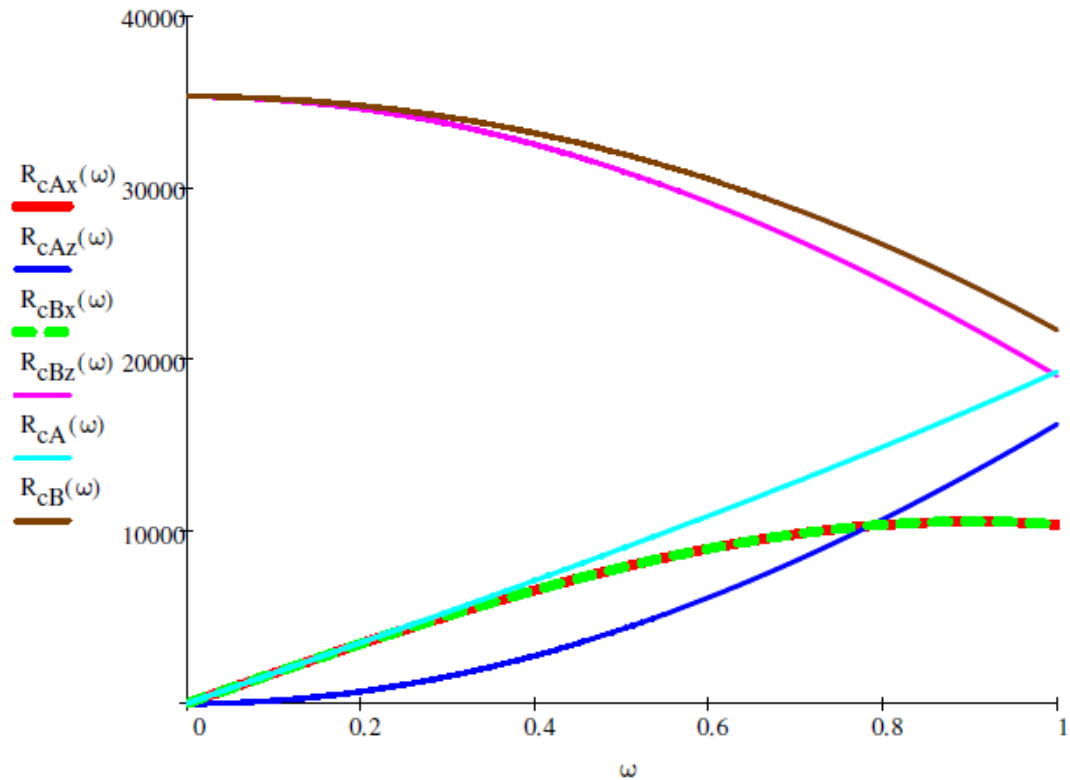
$$R_{cB}(\omega) := \sqrt{(R_{cBx}(\omega))^2 + (R_{cBz}(\omega))^2}$$

$$R_{cB}(\omega_k) = 29720 \text{ N}$$

$$R_{cA,max} := R_{cA}(1) = 19302 \text{ N}$$

$$R_{cB,max} := R_{cB}(0.00001) = 35304 \text{ N}$$

- průběh reakcí v uložení v závislosti na naklonění plošiny



Graf 2

4. Kontrola uložení v základním rámu, bod B

- nosník vetknutý na obou koncích

4.1. Ohybové momenty

$$M_{Ox}(\omega) := \frac{R_{cBx}(\omega) \cdot L_{ny}}{8}$$

$$M_{Ox}(\omega_k) = 1415.9 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{s}^2} \text{ Nm}$$

$$M_{Oz}(\omega) := \frac{R_{cBz}(\omega) \cdot L_{ny}}{8}$$

$$M_{Oz}(\omega_k) = 4227.1 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{s}^2} \text{ Nm}$$

- maximální ohybové momenty

$$M_{Ox,max} := \frac{R_{cBx,max} \cdot L_{ny}}{8}$$

$$M_{Ox,max} = 1590.2 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{s}^2} \text{ Nm}$$

$$M_{Oz,max} := \frac{R_{cBz,max} \cdot L_{ny}}{8}$$

$$M_{Oz,max} = 5295.6 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{s}^2} \text{ Nm}$$

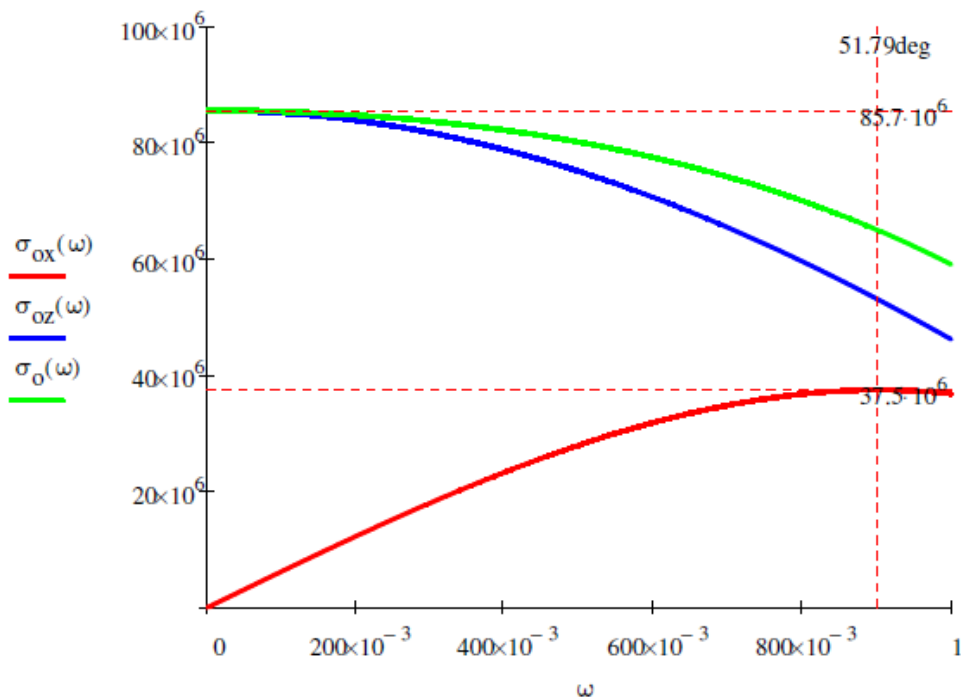
4.2. Napětí

$$\sigma_{ox}(\omega) := \frac{M_{ox}(\omega)}{2 \cdot W_{ox}} \quad \sigma_{ox}(\omega_k) = 33.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oz}(\omega) := \frac{M_{oz}(\omega)}{2 \cdot W_{oz}} \quad \sigma_{oz}(\omega_k) = 68.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o(\omega) := \sqrt{(\sigma_{ox}(\omega))^2 + (\sigma_{oz}(\omega))^2} \quad \sigma_o(\omega_k) = 76.1 \text{ MPa}$$

- průběh napětí



Graf 3

- maximální hodnoty napětí

$$\omega_{m2} := \text{root}\left[\frac{d}{d\omega}(\sigma_{ox}(\omega)), \omega, 0.001, 1.1\right] \quad \omega_{m2} = 0.904 \quad \omega_{m2} = 51.789 \text{ deg}$$

$$\sigma_{ox,max} := \sigma_{ox}(\omega_{m2}) = 37.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oz,max} := \sigma_{oz}(0.0001 \text{ deg}) = 85.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,max} := \sigma_o(0.0001 \text{ deg}) = 85.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} := \max(\sigma_{ox,max}, \sigma_{oz,max}, \sigma_{o,max}) \quad \sigma_{max} = 85.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} < \sigma_{Dov}$$

4.3. Maximální průhyby

- maximální průhyb při zatěžující síle $R_{cBx.max}$

$$w_x(y) := \frac{-R_{cBx.max}}{24 E \cdot I_x} \left(L_{ny} \cdot y^2 - 2 \cdot y^3 + \frac{y^4}{L_{ny}} \right)$$

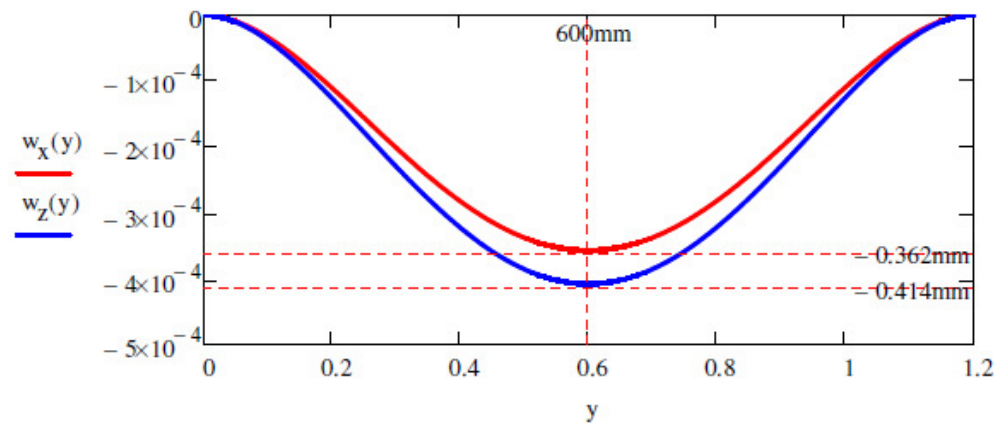
$$w_{x.max} := w_x(0.6m) = -0.357 \text{ mm}$$

- maximální průhyb při zatěžující síle $R_{cBz.max}$

$$w_z(y) := \frac{-R_{cBz.max}}{24 E \cdot I_z} \left(L_{ny} \cdot y^2 - 2 \cdot y^3 + \frac{y^4}{L_{ny}} \right)$$

$$w_{z.max} := w_z(0.6m) = -0.408 \text{ mm}$$

- graf průhybů



Graf 4

5. Kontrola uložení na sklopné plošině, bod C

Na sklopné plošině je pro uložení hydraulického válce vytvořena stejná konstrukce jako v základním rámu. Zároveň působí na obě konstrukce stejné zatěžující síly. Proto dále nemusím toto uložení kontrolovat a mohu říci, že obě konstrukce jsou v daném okamžiku stejně namáhány.

6. Závěr

Z výše uvedených výpočtů je patrné, že navrhovaná konstrukce uložení zkonstruovaná z obdélníkového profilu TR OBD 120x60x3 je vhodná. Maximální napětí při maximálním zatížení nedosahuje ani na hodnotu 90 MPa. Rovněž průhyby jsou v řádů desetin milimetru, což je přijatelné.

Příloha 4 – Prvky základního rámu a plošiny trenážeru

Základní rám

Prvek	Délka jednoho kusu [m]	Počet [ks]	Hmotnost jednotky [kg/m, kg/ks]	Hmotnost celkem [kg]
U220	2,62	2	29,4	70,216
U120	2,62	2	13,4	154,056
TR ODB 120x60x3	1,2	6	8,2	59,04
TR OBD 120x60x3	0,37	2	8,2	6,068
PLO 250x180x15		8	5,3	42,4
Kulový čep uložení		4	3,7	14,8
Navařovací ložisko		2	0,8	1,6
Dosedací deska		4	0,18	0,72
Celková hmotnost základního rámu				348,9

Tabulka 1 – Prvky základního rámu

Naklápací plošiny

Prvek	Délka jednoho kusu [m]	Počet [ks]	Hmotnost jednotky [kg/m, kg/ks]	Hmotnost celkem [kg]
U120	3,645	2	13,4	97,886
U120	1,2	1	13,4	16,08
U120	0,8	2	13,4	21,44
TR ODB 120x60x3	1,2	8	8,2	78,72
TR ODB 120x60x3	0,7	16	8,2	91,84
TR OBD 120x60x3	0,37	2	8,2	6,068
TR 4HR 40x20x2	2,5	2	2,4	12,2
Profil obvodový 120x20	3,5	2	4,3	30,1
Překližka 2500x1250x18		8,75	12,2	106,75
Držák kulového čepu		4	3,32	13,28
Bočnice	3,35	2	4,25	28,475
Přední čelo	2,5	1	4,25	10,625
Zadní čelo	2,5	1	4,25	10,625
Sloupek přední		2	2,8	5,6
Sloupek zadní		2	2,8	5,6
Bočnicový uzávěr Euroclip		6	1,25	7,5
Pant 654N čep/závěs		9	0,55	4,95
Kotvící oko		16	0,5	8
Navařovací ložisko		2	0,8	1,6
Celková hmotnost základního rámu				556,2
Hmotnost plošiny použitá při výpočtech				600

Tabulka 2 – Prvky základního rámu