



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**DÍLENSKÝ MANIPULAČNÍ VOZÍK**

WORKSHOP HANDLING TRUCK

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Aleš Odstrčil

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2018



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Aleš Odstrčil**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Dílenský manipulační vozík

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kritická rešerše dílenských manipulačních vozíků s nosností do 500 kg.  
Konceptní návrh zařízení vhodného pro ukládání zboží do hmotnosti 300 kg do regálů či na korby vozidel bez zadního čela. Základní technické parametry:  
– pohon zdvihu přímočarým hydromotorem s ruční pumpou,  
– maximální výška zdvihu 1300 mm.

#### Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.  
Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.  
Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.  
Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.  
Celková sestava zařízení.

#### Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 11. 2016]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

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

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá studií dílenských manipulačních vozíků. Na začátku je provedena rešerše obdobných zvedacích zařízení. Dále je vytvořena koncepce zvedacího zařízení, která je doplněna výpočty hlavních komponent. Na závěr je vytvořen výkres sestavení zvedacího zařízení.

## KLÍČOVÁ SLOVA

dílenský manipulační vozík, zvedací vozík, zvedací zařízení, přímočarý hydromotor

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the study of working manipulation trolleys. At the beginning, similar devices are searched. Furthermore, a concept of the lifting device is created, which is supplemented by the calculation of the main components. Finally, a drawing of the assembly of the lifting device is created.

## KEYWORDS

workshop forklift, lift truck, lifting device, linear hydraulic jack

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ODSTRČIL, A. Dílenský manipulační vozík. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 78 s. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Aleš Odstrčil

## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady, a odborné vedení při vypracování této bakalářské práce.



# OBSAH

Úvod .....	10
1 Rozdělení zvedáků.....	11
1.1 Hřebenový zvedák .....	11
1.2 Šroubový zvedák.....	11
1.3 Hydraulický zvedák .....	12
2 Rešerše obdobných zařízení .....	13
2.1 Obdobná zařízení .....	13
2.2 Zhodnocení .....	17
3 Koncepce navrženého zařízení .....	18
3.1 Návrhy koncepce zvedacího zařízení.....	18
3.2 Výsledná koncepce zvedacího zařízení .....	20
4 Výpočty a návrhy hlavních komponent.....	23
4.1 Hydromotor.....	23
4.2 Paletové vidle.....	37
4.3 Nosník 1 a 2 .....	44
4.4 Přední nosníky .....	54
4.5 Zadní nosníky .....	57
4.6 Příčnick 4 .....	60
4.7 Příčnick 5 .....	64
5 Výpočty a návrhy vedlejších komponent .....	69
5.1 Ruční hydraulická pumpa .....	69
5.2 Řetěz .....	69
5.3 Kladky.....	70
Závěr.....	72
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	76
Seznam příloh.....	78

## ÚVOD

Zařízení dopravní a manipulační techniky jsou důležitou součástí všech odvětví průmyslové výroby. Při výběru zvedacího zařízení se uvažují různá kritéria. Nejdůležitější kritéria jsou velikost zařízení, jeho nosnost, maximální a minimální výška zdvihu, druh zvedáku, druh nákladové plochy nebo například tvar konstrukce zařízení.

Cílem této bakalářské práce je vytvoření kritické rešerše obdobných zařízení, vytvoření zdůvodněné koncepce navrženého řešení, funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent, pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent a vytvoření výkresu celkové sestavy zařízení.

Na začátku je provedena kritická rešerše obdobných zařízení. Je zde porovnáno několik koncepcí zvedacích zařízení, které se liší velikostí, tvarem konstrukce, druhem zvedáku nebo například druhem nákladové plochy.

Dále je vytvořena koncepce zvedacího zařízení, která je doplněna funkčním a pevnostním výpočtem jednotlivých součástí. Jsou vybrány jednotlivé profily nosníků a jejich materiál. Je provedena kontrola hydromotoru na vzpěr a jsou vybrány vhodné komponenty.

Na závěr je vytvořen výkres sestavení celého dílenského manipulačního vozíku.



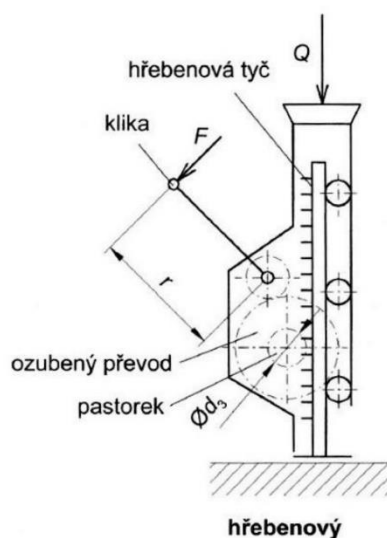
*Obr. 1 Dílenský manipulační vozík [14]*

## 1 ROZDĚLENÍ ZVEDÁKŮ

Zvedáky jsou jednoduché prostředky pro manipulaci s materiálem, určené pro zvedání a spouštění břemen. Obvykle jsou konstruovány pro ruční, popř. motorový pohon. Vyznačují se malým poměrem hmotnosti ku nosnosti zvedáku. Kromě hřebenového, šroubového a hydraulického zvedáku se používá u zvedacích vozíků i lanového navijáku. [1] (str. 12)

### 1.1 HŘEBENOVÝ ZVEDÁK

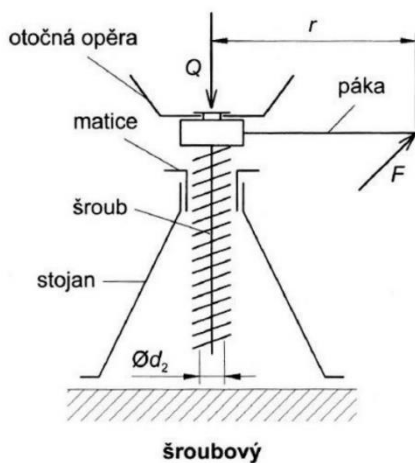
„Tvoří jej ozubená tyč (hřeben), která je uložena ve skříni a je poháněna pákou přes několikanásobný ozubený převod. Polohu břemena zajišťuje západka s rohatkou.“ [1] (str. 13)



Obr. 2 Hřebenový zvedák [1] (str. 12)

### 1.2 ŠROUBOVÝ ZVEDÁK

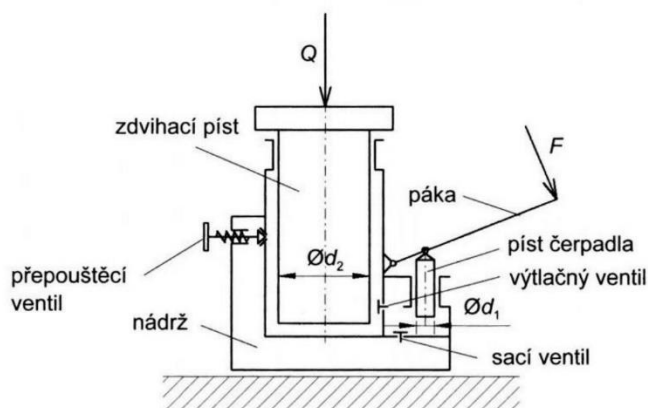
„Využívá posuvu šroubu v matici, která je pevně spojena se stojanem zvedáku. Závit šroubu je obvykle lichoběžníkový a musí být samosvorný, aby byla zajištěna poloha břemena.“ [1] (str. 13)



Obr. 3 Šroubový zvedák [1] (str. 12)

### 1.3 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK

„Konstrukce je založena na platnosti Pascalova zákona. Břemeno zvedá píst, který se pohybuje v pracovním válci, do kterého se přivádí kapalina (olej) z pístového čerpadla. Spouštění břemena se provádí pomocí přepouštěcího ventilu. Většího zdvihu lze dosáhnout použitím teleskopického pracovního pístu.“ [1] (str. 14)



Obr. 4 Hydraulický zvedák [1] (str. 12)

## 2 REŠERŠE OBDOBNÝCH ZAŘÍZENÍ

V rešeršní části jsou porovnávána obdobná zařízení a je zvolena nejvhodnější koncepce dílenského manipulačního vozíku.

### 2.1 OBDOBNÁ ZAŘÍZENÍ

Mezi obdobná zařízení patří zvedací zařízení, která jsou podobná svým účelem použití, velikostí, druhem zvedáku, druhem nákladové plochy nebo například tvarem konstrukce.

#### 2.1.1 LEHKÝ RUČNÍ VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK [8]



- Nosnost: 350 kg
- Hmotnost: 75 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 4,667
- Maximální výška zdvihu: 1 370 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: EMPORO, s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 5 Lehký ruční vysokozdvížený vozík [8]

#### 2.1.2 LEHKÝ VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK PSO415N [9]



- Nosnost: 400 kg
- Hmotnost: 91 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 4,396
- Maximální výška zdvihu: 1 500 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: Konstruktis-delta s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 6 Lehký vysokozdvížený vozík PSO415n [9]

#### 2.1.3 MANIPULAČNÍ PLOŠINOVÝ VOZÍK [10]



- Nosnost: 400 kg
- Hmotnost: 86 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 4,651
- Maximální výška zdvihu: 1 500 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: unitechnic.cz s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 7 Manipulační plošinový vozík [10]

**2.1.4 PLOŠINOVÝ ZVEDACÍ VOZÍK [11]**

- Nosnost: 400 kg
- Hmotnost: 71 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 5,634
- Maximální výška zdvihu: 1 200 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: MANUTAN s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 8 Plošinový zvedací vozík [11]

**2.1.5 LEHKÝ VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK PSO412N [12]**

- Nosnost: 400 kg
- Hmotnost: 81 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 4,938
- Maximální výška zdvihu: 1 200 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: Konstruktis-delta s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 9 Lehký vysokozdvížený vozík PSO412n [12]

**2.1.6 LEHKÝ VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK PSO485N [13]**

- Nosnost: 400 kg
- Hmotnost: 75 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 5,333
- Maximální výška zdvihu: 850 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: Konstruktis-delta s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 10 Lehký vysokozdvížený vozík PSO485n [13]

**2.1.7 VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK SDJ0516x [14]**

- Nosnost: 500 kg
- Hmotnost: 200 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 2,5
- Maximální výška zdvihu: 1 600 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: Konstruktis-delta s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 11 Vysokozdvížený vozík SDJ0516x [14]

**2.1.8 RUČNÍ VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK [15]**

- Nosnost: 500 kg
- Hmotnost: 146 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 3,425
- Maximální výška zdvihu: 1 560 mm
- Pohon: lanový
- Prodejce: MANUTAN s.r.o.
- Země výroby: Francie

Obr. 12 Ruční vysokozdvížený vozík [15]

**2.1.9 RUČNÍ VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK S KRÁTKÝMI VIDLEMI [16]**

- Nosnost: 120 kg
- Hmotnost: 31 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 3,871
- Maximální výška zdvihu: 1 050 mm
- Pohon: lanový
- Prodejce: MANUTAN s.r.o.
- Země výroby: Francie

Obr. 13 Ruční vysokozdvížený vozík s krátkými vidlemi [16]

**2.1.10 RUČNÍ VYSOKOZDVIŽNÝ PALETOVÝ VOZÍK [17]**

- Nosnost: 1000 kg
- Hmotnost: 188 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 5,319
- Maximální výška zdvihu: 1 600 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: EMPORO, s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 14 Ruční vysokozdvížený paletový vozík [17]

**2.1.11 NŮŽKOVÝ PALETOVÝ VOZÍK [18]**

- Nosnost: 1000 kg
- Hmotnost: 9,524 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 4,396
- Maximální výška zdvihu: 800 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: EMPORO, s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 15 Nůžkový paletový vozík [18]

**2.1.12 MOBILNÍ HYDRAULICKÝ ZVEDACÍ STŮL [19]**

- Nosnost: 350 kg
- Hmotnost: 135 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 3,593
- Maximální výška zdvihu: 1 620 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: MANUTAN s.r.o.
- Země výroby: Francie

Obr. 16 Mobilní hydraulický zvedací stůl [19]

**2.1.13 MOBILNÍ HYDRAULICKÝ ZVEDACÍ STŮL BISHAMON [20]**

- Nosnost: 500 kg
- Hmotnost: 112 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 4,464
- Maximální výška zdvihu: 998 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: MANUTAN s.r.o.
- Země výroby: Francie

Obr. 17 Mobilní hydraulický zvedací stůl Bishamon [20]

**2.1.14 LEHKÝ ZVEDACÍ PLOŠINOVÝ VOZÍK [21]**

- Nosnost: 500 kg
- Hmotnost: 75 kg
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: 6,667
- Maximální výška zdvihu: 900 mm
- Pohon: hydraulický
- Prodejce: EMPORO, s.r.o.
- Země výroby: Čína

Obr. 18 Lehký zvedací plošinový vozík [21]

**2.1.15 VŘETENOVÝ NŮŽKOVÝ ZVEDACÍ STŮL [22]**

- Nosnost: 350 kg
- Hmotnost: neznámá
- Poměr nosnosti ku hmotnosti: neznámý
- Maximální výška zdvihu: 1 050 mm
- Pohon: šroubový
- Prodejce: SecureFixDirect Ltd
- Země výroby: neznámá

Obr. 19 Vřetenový nůžkový zvedací stůl [22]



## 2.2 ZHODNOCENÍ

Z předcházejícího přehledu vyplývá, že existuje velká řada zvedacích vozíků. Tyto vozíky lze rozdělit pomocí několika kritérií.

Jedním z kritérií je účel použití. Rozlišují se profesionální, poloprofesionální a „hobby“ zvedací vozíky. Úměrně s kvalitou vozíku roste i jeho cena. Pro účely bakalářské práce je uvažován poloprofesionální zvedací vozík.

Dalším kritériem je druh zvedáku. Existují tři základní druhy zvedáků. Jsou to hydraulický, šroubový a hřebenový. Kromě zvedáků se používá u zvedacích vozíků i lanový naviják. Nejvyšší účinnost z nich má hydraulický zvedák. Jeho nevýhodou však může být riziko úniku hydraulické kapaliny. U lanového zvedáku je nutná častější údržba včetně výměny nosného lana. Nevýhodou hřebenového zvedáku je nutnost přizpůsobení člověka k výšce ovládací kliky. Šroubový zvedák má nejmenší účinnost a také vyžaduje přizpůsobení člověka k výšce ovládací kliky. Nejvýhodnější je tedy použití hydraulického zvedáku. [1] (str. 13-14)

Dále můžeme zvedací vozíky rozdělit pomocí druhu nákladové plochy. Mohou být použity buď paletové vidle, nebo plošina. Nevýhodou plošiny je nutnost manuálního položení břemene na plošinu, a tudíž i manuálního vyložení břemene z plošiny. Paletové vidle jsou výhodnější u břemen, které jsou již připravené na paletě. Pokud se na paletové vidle naloží paleta, jedná se o podobnou koncepci jako u plošiny. Z tohoto důvodu jsou voleny paletové vidle.

Zvedací vozíky lze také rozdělit pomocí charakteristiky konstrukce. Existuje mnoho koncepcí konstrukcí zvedacích vozíků. Mezi nejčastější patří rámové a nůžkové. Pro dosažení požadovaného maximálního zdvihu a zároveň minimálního zdvihu, aby bylo možné zajet s vidlemi pod paletu, je výhodnější volit rámovou konstrukci.

### 3 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ZAŘÍZENÍ

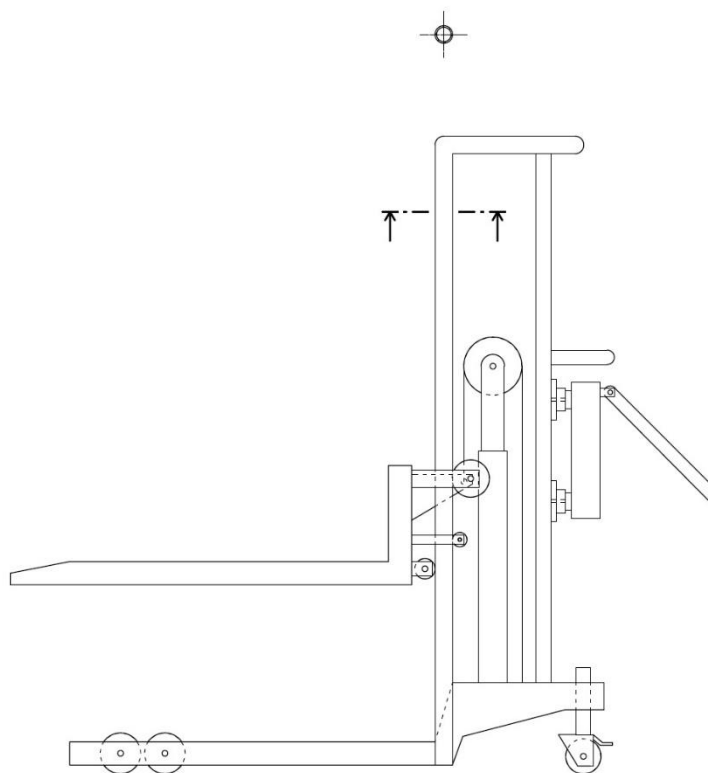
Z rešerše obdobných zařízení vyplývá, že pro účely bakalářské práce je nejvýhodnější použití hydraulického zvedáku a paletových vidlí. Dále je vybíráno ze tří návrhů koncepce, které se liší tvarem konstrukce.

#### 3.1 NÁVRHY KONCEPCE ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ

Je vybíráno z konstrukcí z trubkových profilů, z profilů ve tvaru C a z profilů ve tvaru U.

##### 3.1.1 KONSTRUKCE Z TRUBKOVÝCH PROFILŮ

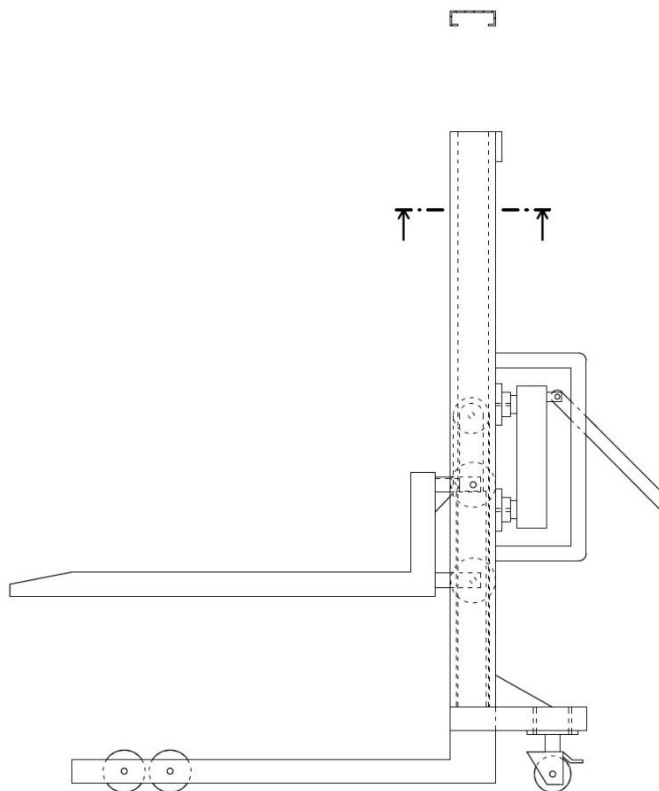
Jedná se o poměrně složitou konstrukci. Pojezdové kladky paletových vidlí nejsou nijak chráněny a je zde potenciální nebezpečí. Je nutné použití pojistné pojezdové kladky z důvodu ochrany před zvednutím paletových vidlí.



Obr. 20 Konstrukce z trubkových profilů

### 3.1.2 KONSTRUKCE Z PROFILŮ TVARU C

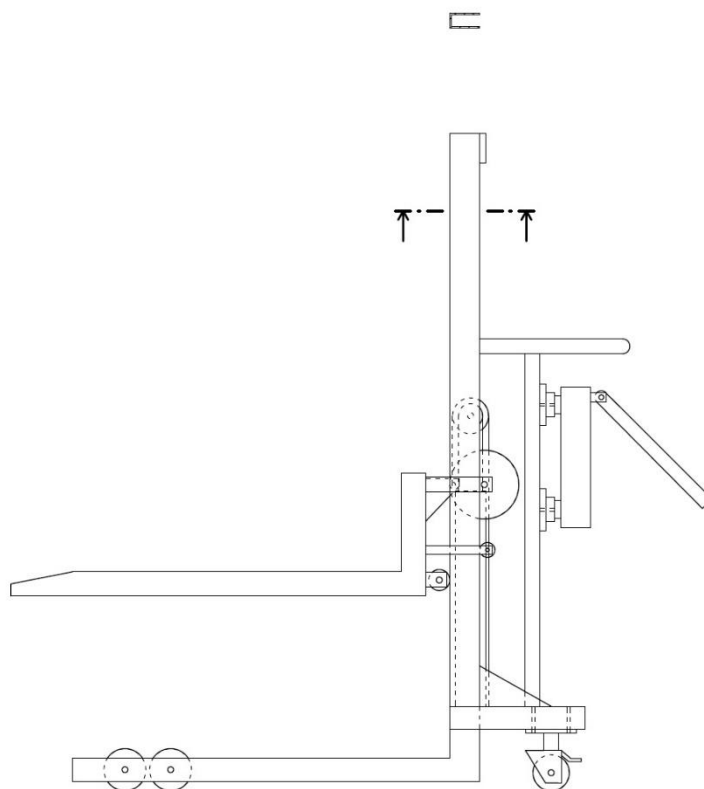
Tato konstrukce je poměrně jednoduchá. Pojezdové kladky paletových vidlí jsou umístěny uvnitř vertikálních nosníků s profilem tvaru C. Jedná se tedy o poměrně bezpečné a jednoduché řešení.



*Obr. 21 Konstrukce z profilů tvaru C*

### 3.1.3 KONSTRUKCE Z PROFILŮ TVARU U

Konstrukce z profilů tvaru U je jednodušší než konstrukce z trubkových profilů, ale pojezdové kladky paletových vidlí nejsou tak bezpečně uloženy, jako tomu je v případě konstrukce z profilů tvaru C.



Obr. 22 Konstrukce z profilů tvaru U

### 3.2 VÝSLEDNÁ KONCEPCE ZVEDACÍHO ZAŘÍČENÍ

Z výše uvedených důvodů je zvolena koncepce zvedacího zařízení s konstrukcí z profilů ve tvaru C, s hydraulickým zvedákem a s paletovými vidlemi.

Dle následujících výpočtů jsou zvoleny jednotlivé profily nosníků a jejich materiál, přímočarý hydromotor s ruční pumpou, řetěz, pojezdové kladky a řetězka.

#### Základní parametry

Nosnost: 350 kg

Hmotnost: 169,71 kg

Poměr nosnosti ku hmotnosti: 2,062

Celková šířka: 685,12 mm

Celková délka: 1 860,38 mm

Maximální výška zdvihu: 1 379,17 mm

Minimální výška zdvihu: 90,5 mm

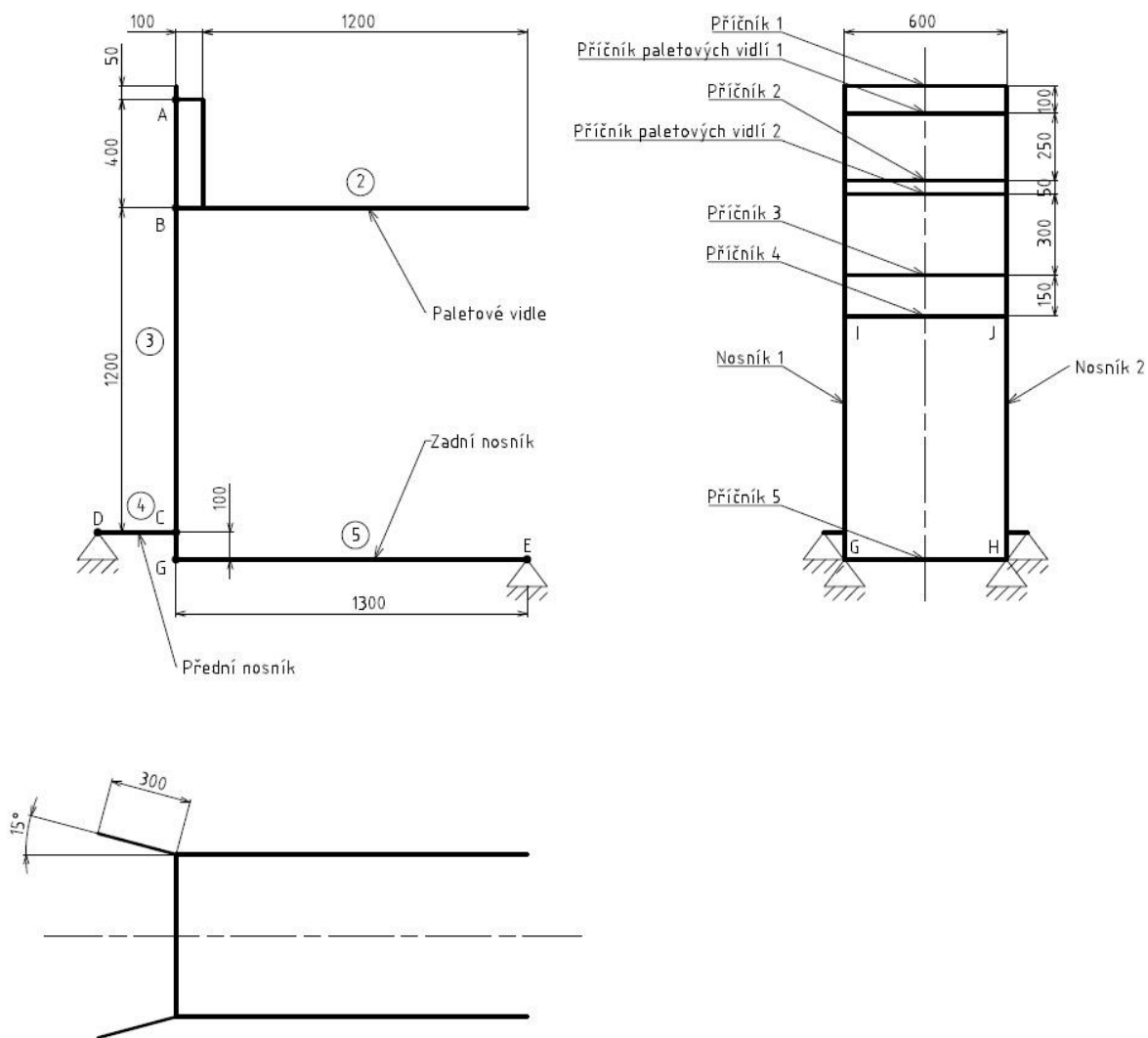


*Obr. 23 Konceptce navrženého zařízení při minimálním zdvihu*



*Obr. 24 Konceptce navrženého zařízení při maximálním zdvihu*

Schéma navrženého zařízení



Obr. 25 Schéma navrženého zařízení

## 4 VÝPOČTY A NÁVRHY HLAVNÍCH KOMPONENT

Nejprve je navržen hydromotor, poté jsou navrženy paletové vidle, následuje statická úloha, ze které jsou vypočteny reakční síly pro nosník 1 a 2 a pro přední a zadní nosníky. Z těchto výpočtů jsou navrženy nosníky 1 a 2 a přední a zadní nosníky. Nakonec jsou navrženy příčnický 4 a 5 (viz obr. 25).

### 4.1 HYDROMOTOR

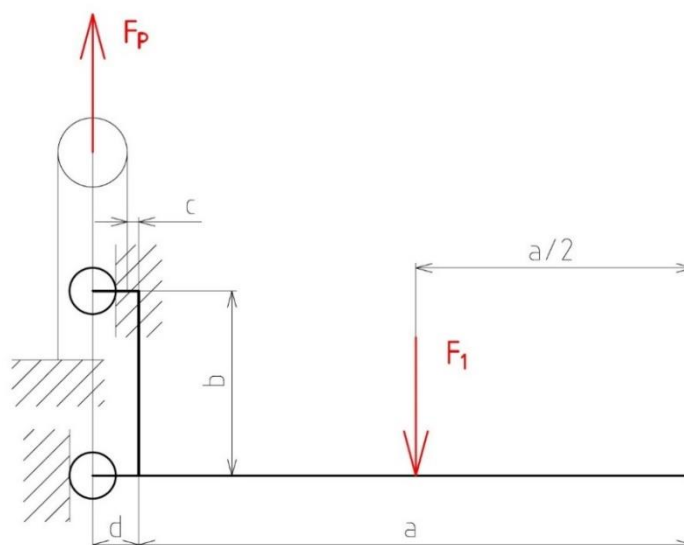
Při výpočtu hydromotoru se vychází ze dvou situací. V první situaci působí těžiště břemena v polovině délky paletových vidlí, což představuje rovnoměrné zatížení paletových vidlí a v druhé situaci působí těžiště břemena v jedné třetině vzdálenosti paletových vidlí od jejich volného konce, což představuje nerovnoměrné zatížení paletových vidlí.

#### 4.1.1 VÝPOČET SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍSTNICI

Úloha je řešena jako rovinná ve dvou případech zatížení, kde síla  $F_1$  je součinem hmotnosti zatížených vidlí  $m = 400 \text{ kg}$  a gravitačního zrychlení  $g = 9,81 \text{ m/s}$ . Zrychlení paletových vidlí způsobené manuálním posuvem se zanedbává z důvodu malých rychlostí. Při výpočtu síly  $F_2$  jsou použity tři základní rovnice ( $\sum F_x=0$ ,  $\sum F_y=0$ ,  $\sum M_A=0$ ) a dvě doplňkové rovnice ( $F_{Ay} = f * F_{Ax}$ ,  $F_{By} = f * F_{Bx}$ ), které vznikly zjednodušením momentů valivého tření a čepových momentů. Koeficient tření  $f$  byl zvolen pro dané materiály 0,05.

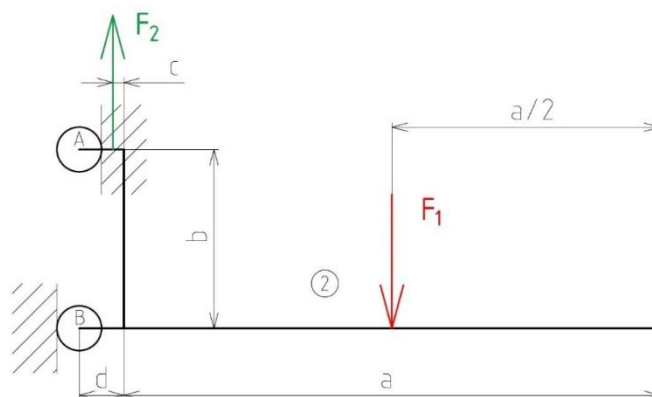
#### ROVNOMĚRNÉ ZATÍŽENÍ

##### Reálná úloha



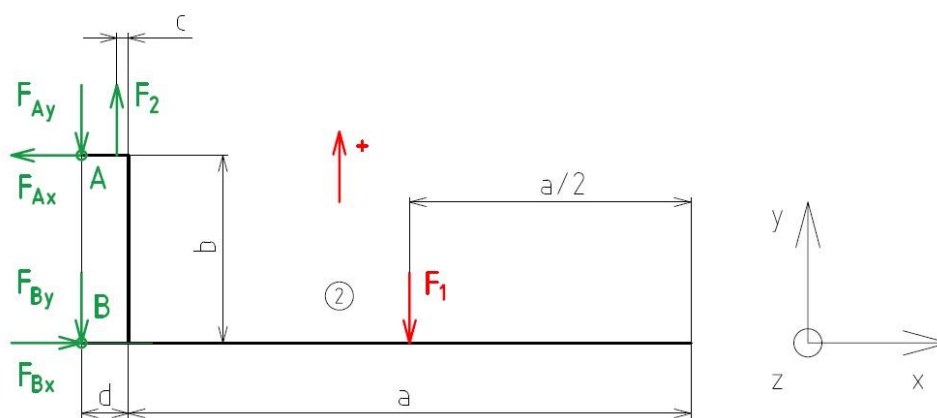
Obr. 26 Reálná úloha

### Zjednodušená úloha



Obr. 27 Zjednodušená úloha

### Uvolnění



Obr. 28 Uvolnění

- $F_1 = 3\,924\text{ N}$
- $a = 1,2\text{ m}$
- $b = 0,4\text{ m}$
- $c = 0,05\text{ m}$
- $d = 0,2\text{ m}$
- $f = 0,05$
- $F_{Ay} = f \cdot F_{Ax}$
- $F_{By} = f \cdot F_{Bx}$



**Základní rovnice**

$$\sum F_x = 0: \quad -F_{Ax} + F_{Bx} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0: \quad -F_{Ay} - F_{By} + F_2 - F_1 = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_A = 0: \quad F_2 \cdot (d - c) + F_{Bx} \cdot b - F_1 \cdot \left(\frac{a}{2} + d\right) = 0 \quad (3)$$

**Výpočet síly působící na řetěz**

Uvažujeme zjednodušení valivých a čepových odporů  $F_{Ay} = f \cdot F_{Ax}$  a  $F_{By} = f \cdot F_{Bx}$ . Ze základních rovnic je vypočtena síla na řetěz  $F_2$ .

$$F_2 = F_1 + 2 \cdot f \cdot F_{Bx}$$

$$F_2 = \frac{-F_{Bx} \cdot b + F_1 \cdot \left(\frac{a}{2} + d\right)}{d - c} \quad / \cdot (d - c)$$


---

$$F_2 - 2 \cdot f \cdot F_{Bx} = F_1$$

$$F_2 \cdot (d - c) + F_{Bx} \cdot b = F_1 \cdot \left(\frac{a}{2} + d\right) \quad / \cdot \frac{-1}{d - c}$$


---

$$F_2 - 2 \cdot f \cdot F_{Bx} = F_1$$

$$-F_2 - \frac{F_{Bx} \cdot b}{d - c} = \frac{-F_1 \cdot \left(\frac{a}{2} + d\right)}{d - c}$$

$$-2 \cdot f \cdot F_{Bx} - F_{Bx} \cdot \frac{b}{d - c} = F_1 - F_1 \cdot \frac{\frac{a}{2} + d}{d - c}$$

$$F_{Bx} \cdot \left(-2 \cdot f - \frac{b}{d - c}\right) = F_1 \cdot \left(1 - \frac{\frac{a}{2} + d}{d - c}\right)$$

$$F_{Bx} = \frac{F_1 \cdot \left(1 - \frac{\frac{a}{2} + d}{d - c}\right)}{-2 \cdot f - \frac{b}{d - c}} \quad (4)$$

$$F_{Bx} = \frac{3\,924 \cdot \left(1 - \frac{1,2}{0,2 - 0,05} + 0,2\right)}{-2 \cdot 0,05 - \frac{0,4}{0,2 - 0,05}} [N]$$

$$F_{Bx} = 6\,146\, N$$

$$F_2 = F_1 + 2 \cdot f \cdot F_{Bx} \quad (5)$$

$$F_2 = (3\,924 + 2 \cdot 0,05 \cdot 6\,146) [N]$$

$$F_2 = 4\,539\, N$$

### Výpočet síly působící na spodní kladky

Výpočet složky síly ve směru x

Z rovnice 4 vyšla síla  $F_{Bx}$ .

$$F_{Bx} = 6\,146\, N$$

Výpočet složky síly ve směru y

$$F_{By} = f \cdot F_{Bx} \quad (6)$$

$$F_{By} = 0,05 \cdot 6\,146 [N]$$

$$F_{By} = 307\, N$$

Výpočet celkové síly působící na spodní kladky

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} \quad (7)$$

$$F_B = \sqrt{6\,146^2 + 307^2} [N]$$

$$F_B = 6\,154\, N$$

Síla působící na jednu spodní kladku za předpokladu, že těžiště nákladu je uprostřed mezi vidlemi

$$\frac{F_B}{2} = 3\,077\text{ N} \quad (8)$$

### Výpočet síly působící na horní kladky

Výpočet složky síly ve směru x je proveden úpravou rovnice 1.

$$F_{Ax} = F_{Bx}$$

$$F_{Ax} = 6\,146\text{ N}$$

Výpočet složky síly ve směru y

$$F_{Ay} = f \cdot F_{Ax} \quad (9)$$

$$F_{Ay} = 0,05 \cdot 6\,146\text{ [N]}$$

$$F_{Ay} = 307\text{ N}$$

Výpočet celkové síly působící na horní kladky

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \quad (10)$$

$$F_A = \sqrt{6\,146^2 + 307^2}\text{ [N]}$$

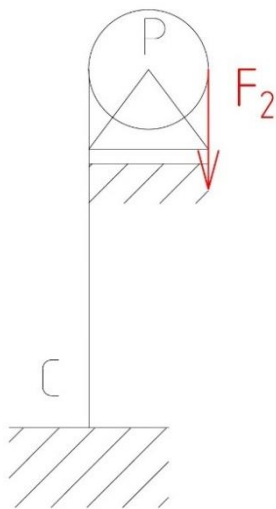
$$F_A = 6\,154\text{ N}$$

Síla působící na jednu horní kladku za předpokladu, že těžiště nákladu je uprostřed mezi vidlemi

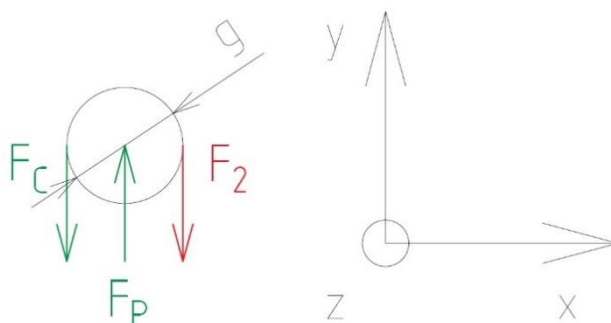
$$\frac{F_A}{2} = 3\,077\text{ N} \quad (11)$$

**Výpočet síly působící na pístnici**

Neuvažuje se tření v řetězce a člancích řetězu z důvodu jeho malých hodnot.



Obr. 29 Reálná úloha



Obr. 30 Uvolnění

$$F_C = F_2 \quad (12)$$

$$F_P = F_C + F_2 \quad (13)$$

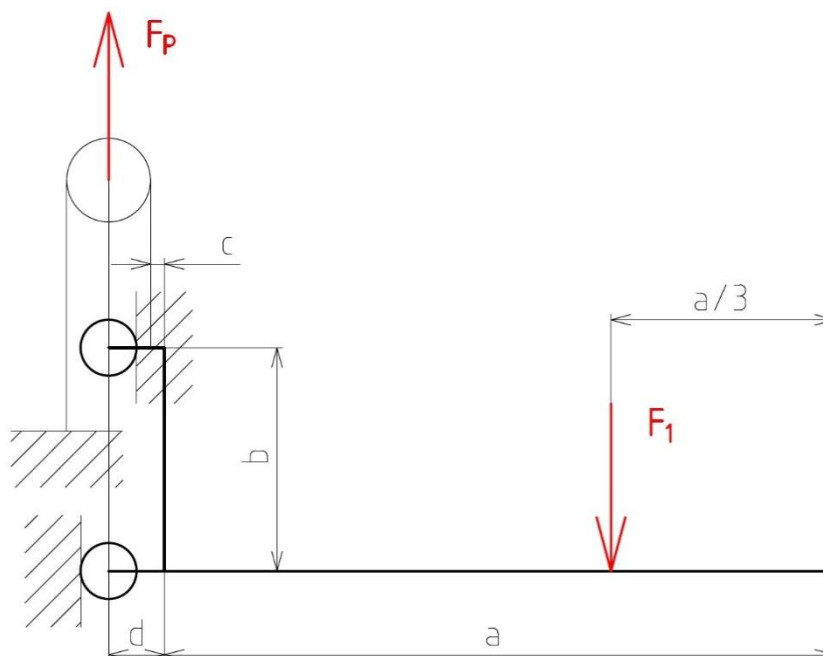
$$F_P = F_2 + F_2 \quad (14)$$

$$F_P = (4\,539 + 4\,539) [N]$$

$$F_P = 9\,078 \text{ N}$$

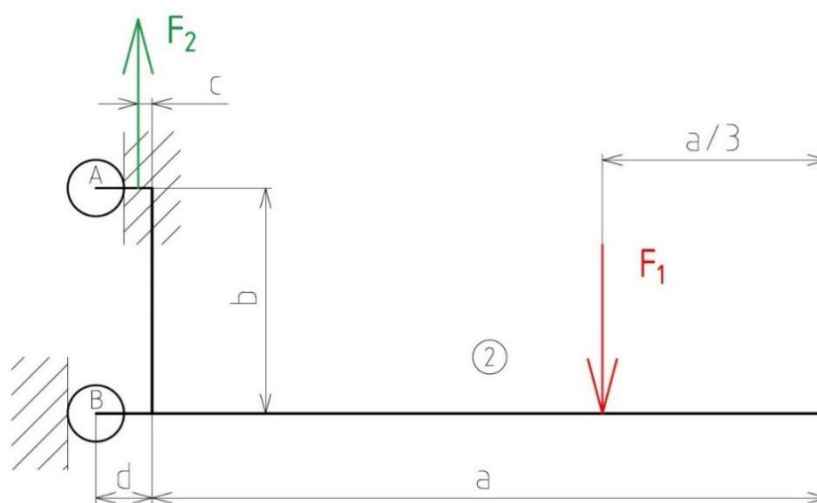
## NEROVNOMĚRNÉ ZATÍŽENÍ

## Reálná úloha



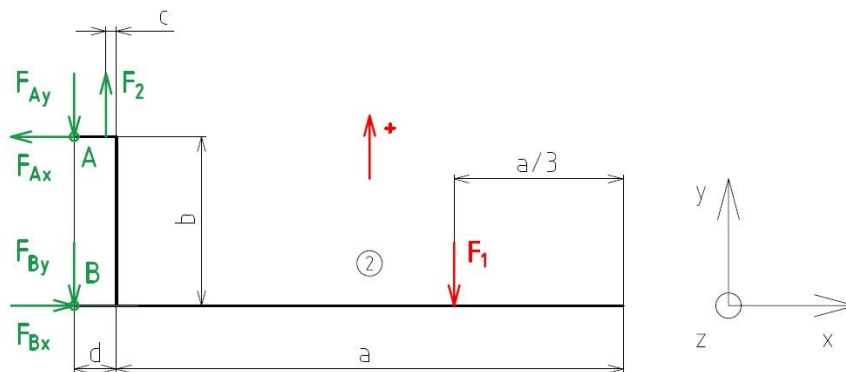
Obr. 31 Reálná úloha

## Zjednodušená úloha



Obr. 32 Zjednodušená úloha

## Uvolnění



Obr. 33 Uvolnění

$$F_1 = 3\,924 \text{ N}$$

$$a = 1,2 \text{ m}$$

$$b = 0,4 \text{ m}$$

$$c = 0,05 \text{ m}$$

$$d = 0,2 \text{ m}$$

$$f = 0,05$$

$$F_{Ay} = f \cdot F_{Ax}$$

$$F_{By} = f \cdot F_{Bx}$$

## Základní rovnice

$$\sum F_x = 0: \quad -F_{Ax} + F_{Bx} = 0 \quad (15)$$

$$\sum F_y = 0: \quad -F_{Ay} - F_{By} + F_2 - F_1 = 0 \quad (16)$$

$$\sum M_A = 0: \quad F_2 \cdot (d - c) + F_{Bx} \cdot b - F_1 \cdot \left(\frac{2 \cdot a}{3} + d\right) = 0 \quad (17)$$

## Výpočet síly působící na řetěz

Uvažujeme zjednodušení valivých a čepových odporů  $F_{Ay} = f \cdot F_{Ax}$  a  $F_{By} = f \cdot F_{Bx}$ . Ze základních rovnic je vypočtena síla na řetěz  $F_2$ .

$$F_2 = F_1 + 2 \cdot f \cdot F_{Bx}$$

$$F_2 = \frac{-F_{Bx} \cdot b + F_1 \cdot \left(\frac{2 \cdot a}{3} + d\right)}{d - c} \quad / \cdot (d - c)$$

$$F_2 - 2 \cdot f \cdot F_{Bx} = F_1$$

$$F_2 \cdot (d - c) + F_{Bx} \cdot b = F_1 \cdot \left( \frac{2 \cdot a}{3} + d \right) \quad / \cdot \frac{-1}{d - c}$$


---

$$F_2 - 2 \cdot f \cdot F_{Bx} = F_1$$

$$-F_2 - \frac{F_{Bx} \cdot b}{d - c} = \frac{-F_1 \cdot \left( \frac{2 \cdot a}{3} + d \right)}{d - c}$$


---

$$-2 \cdot f \cdot F_{Bx} - F_{Bx} \cdot \frac{b}{d - c} = F_1 - F_1 \cdot \frac{\frac{2 \cdot a}{3} + d}{d - c}$$

$$F_{Bx} \cdot \left( -2 \cdot f - \frac{b}{d - c} \right) = F_1 \cdot \left( 1 - \frac{\frac{2 \cdot a}{3} + d}{d - c} \right)$$

$$F_{Bx} = \frac{F_1 \cdot \left( 1 - \frac{\frac{2 \cdot a}{3} + d}{d - c} \right)}{-2 \cdot f - \frac{b}{d - c}} \quad (18)$$

$$F_{Bx} = \frac{3\,924 \cdot \left( 1 - \frac{\frac{2 \cdot 1,2}{3} + 0,2}{0,2 - 0,05} \right)}{-2 \cdot 0,05 - \frac{0,4}{0,2 - 0,05}} \text{ [N]}$$

$$F_{Bx} = 8\,037 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 + 2 \cdot f \cdot F_{Bx} \quad (19)$$

$$F_2 = (3\,924 + 2 \cdot 0,05 \cdot 8\,037) \text{ [N]}$$

$$F_2 = 4\,728 \text{ N}$$

### Výpočet síly působící na spodní kladky

Výpočet složky síly ve směru x

Z rovnice 18 vyšla síla  $F_{Bx}$ .

$$F_{Bx} = 8\,037\text{ N}$$

Výpočet složky síly ve směru y

$$F_{By} = f \cdot F_{Bx} \tag{20}$$

$$F_{By} = 0,05 \cdot 8\,037\text{ [N]}$$

$$F_{By} = 402\text{ N}$$

Výpočet celkové síly působící na spodní kladky

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} \tag{21}$$

$$F_B = \sqrt{8\,037^2 + 402^2}\text{ [N]}$$

$$F_B = 8\,047\text{ N}$$

Síla působící na jednu spodní kladku za předpokladu, že těžiště nákladu je uprostřed mezi vidlemi

$$\frac{F_B}{2} = 4\,024\text{ N} \tag{22}$$

### Výpočet síly působící na horní kladky

Výpočet složky síly ve směru x je proveden úpravou rovnice 15.

$$F_{Ax} = F_{Bx}$$

$$F_{Ax} = 8\,037\text{ N}$$



Výpočet složky síly ve směru y

$$F_{Ay} = f \cdot F_{Ax} \quad (23)$$

$$F_{Ay} = 0,05 \cdot 8\,037 \text{ [N]}$$

$$F_{Ay} = 402 \text{ N}$$

Výpočet celkové síly působící na horní kladky

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \quad (24)$$

$$F_A = \sqrt{8\,037^2 + 402^2} \text{ [N]}$$

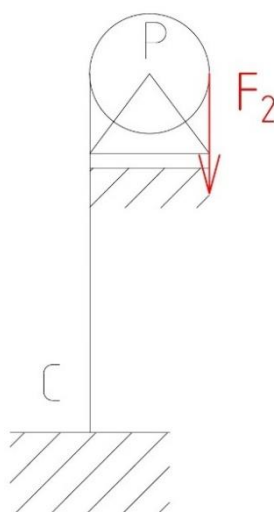
$$F_A = 8\,047 \text{ N}$$

Síla působící na jednu horní kladku za předpokladu, že těžiště nákladu je uprostřed mezi vidlemi

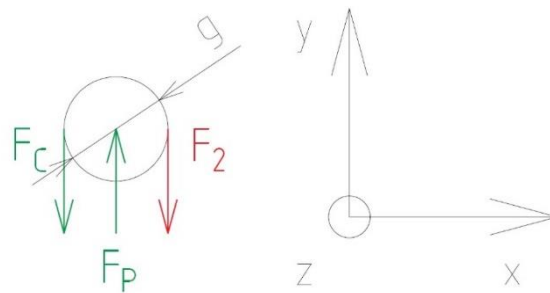
$$\frac{F_A}{2} = 4\,024 \text{ N} \quad (25)$$

### Výpočet síly působící na pístnici

Neuvažuje se tření v řetězce a člancích řetězu z důvodu jeho malých hodnot.



Obr. 34 Reálná úloha



Obr. 35 Uvolnění

$$F_C = F_2 \quad (26)$$

$$F_P = F_C + F_2 \quad (27)$$

$$F_P = F_2 + F_2 \quad (28)$$

$$F_P = (4\,728 + 4\,728) [N]$$

$$F_P = 9\,456 \text{ N}$$

#### 4.1.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU PÍSTNICE

Je zvolen přímý jednočinný hydromotor s provozním tlakem 200 barů a objemem válce 1,25 litru. Při výpočtu uvažujeme, že minimální vnitřní průměr hydraulického válce je roven minimálnímu průměru pístnice  $d_{\min}$ .

„U jednočinných hydromotorů je pracovní zdvih pístnice realizován přivedením tlakové kapaliny pod píst. Vratný pohyb je vykonán působením vnějšího zařízení nebo pružiny.“ [2] (str. 74)

#### Výpočet minimálního vnitřního průměru hydraulického válce

$$P = \frac{F_{pmax}}{S} \quad (29)$$

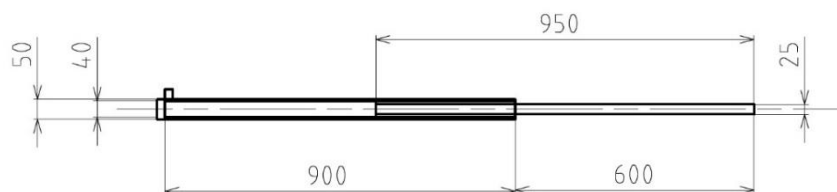
$$P = \frac{4 \cdot F_{pmax}}{\pi \cdot d_{min}^2} \quad (30)$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pmax}}{\pi \cdot P}} \quad (31)$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9\,456}{\pi \cdot 200 \cdot 10^5}} [m]$$

$$d_{min} = 0,02454 \text{ m}$$

Pro provozní tlak  $P = 200$  barů je minimální vnitřní průměr hydraulického válce  $d_{min} = 25$  mm. Síla  $F_{pmax}$  představuje maximální sílu na pístnici. S ohledem na namáhání na vzpěr je zvolen hydromotor 25-40-1500.



Obr. 36 Přímocárý hydromotor 25-40-1500

#### 4.1.3 KONTROLA HYDROMOTORU NA VZPĚR

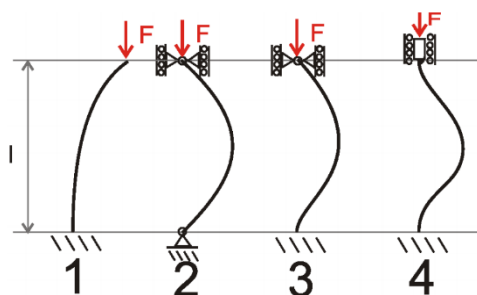
##### ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda = \frac{2 \cdot l}{\sqrt{\frac{4 \cdot J_y}{\pi \cdot d^2}}} \quad (32)$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 600}{\sqrt{\frac{4 \cdot 19\,175}{\pi \cdot 25^2}}}$$

$$\lambda = 192$$

##### PRVNÍ EULERŮV PŘÍPAD



Obr. 37 Eulerovy případy [23]

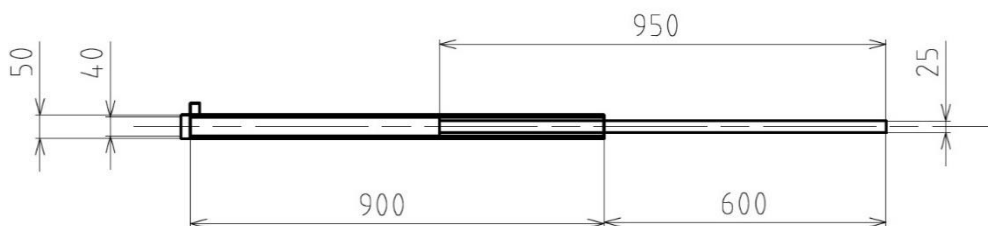
Jedná se o první Eulerův případ vzpěru.



Obr. 38 První Eulerův případ [23]

#### VZTAH PRO KRITICKOU SÍLU $F_{KRIT}$ V PRVNÍM PŘÍPADĚ VZPĚRU

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{4 \cdot l^2} \quad (33)$$



Obr. 39 Přímočarý hydromotor 25-40-1500

#### Délka prutu $l$

$$l = 600 \text{ mm}$$

#### Youngův modul pružnosti pro ocel

$$E = 210 \text{ GPa}$$

#### Kvadratický moment průřezu

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$J_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (34)$$

$$J_y = \frac{\pi \cdot 25^4}{64} [mm^4]$$

$$J_y = 19\,175 \text{ mm}^4$$

### Výpočet kritické síly

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{4 \cdot l^2}$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 19\,175}{4 \cdot 600^2} [kN]$$

$$F_{krit} = 27,599 \text{ kN}$$

### Bezpečnostní koeficient

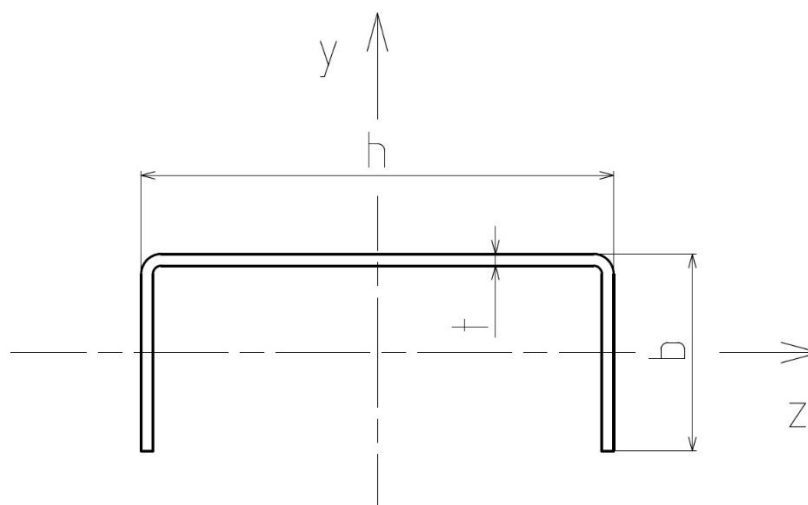
$$k = \frac{F_{krit}}{F_{Pmax}} \quad (35)$$

$$k = \frac{27,599}{9,638}$$

$$k = 2,8$$

## 4.2 PALETOVÉ VIDLE

Pro paletové vidle jsou zvoleny nosníky s profilem otevřeným průřezem U rovnoramenným, EN 10162, U 120x50x3, S235JR. [24]



Obr. 40 Profil otevřený průřez U rovnoramenný, EN 10162, U 120x50x3, S235JR [24]

$$h = 120 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$t = 3 \text{ mm}$$

$$G_1 = 4,87 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$$

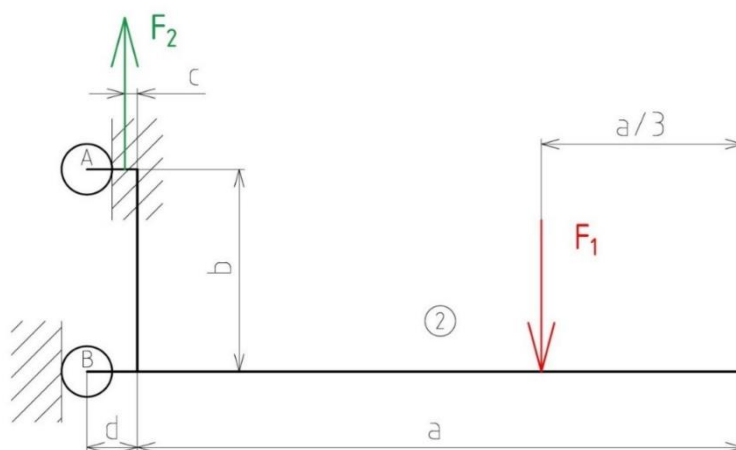
$$S_1 = 642 \text{ mm}^2$$

$$W_{y1} = 23\,288,1 \text{ mm}^3,$$

kde  $G_1$  představuje tíhu nosníku na metr délky,  $S_1$  představuje plochu průřezu nosníku a  $W_{y1}$  představuje modul pružnosti v ohybu k ose  $y$

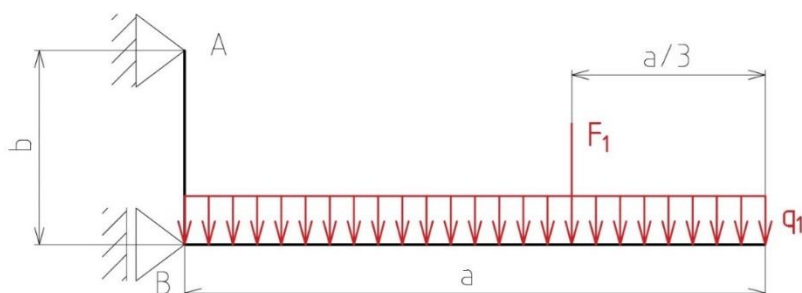
Úloha je řešena pro nerovnoměrné zatížení z důvodu vyššího namáhání paletových vidlí. Je provedeno zjednodušení v podobě zanedbání vzdáleností  $c$  a  $d$ , uvedení do rovnosti sil  $F_2$  a  $F_{Ay}$  a zanedbání hmotnosti svislé části paletových vidlí.

### Reálná úloha



Obr. 41 Reálná úloha

### Zjednodušená úloha



Obr. 42 Zjednodušená úloha

$a = 1,2 \text{ m}$   
 $b = 0,4 \text{ m}$   
 $m_1 = 350 \text{ kg}$ ,  
 kde  $m_1$  je hmotnost břemena

#### 4.2.1 VÝPOČET SÍLY VYVOLANÉ BŘEMENEM

Je uvažováno 150 % teoretické hodnoty zatížení při rovnoměrném zatížení na jednu polovinu paletových vidlí. Koeficient  $k$  představuje 150 % teoretické hodnoty zatížení.

$$F_1 = k \cdot \frac{m_1}{2} \cdot g \quad (36)$$

$$F_1 = 1,5 \cdot \frac{350}{2} \cdot 9,81 \text{ [N]}$$

$F_1 = 2\,575 \text{ N}$ ,  
 kde  $F_1$  je síla vyvolaná břemenem

#### 4.2.2 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ PALETOVÝCH VIDLÍ

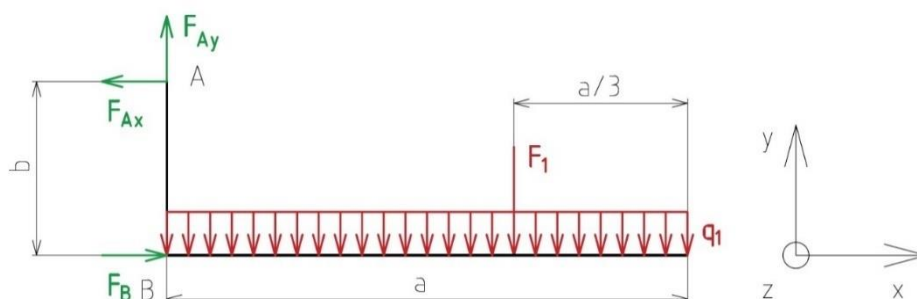
$$q_1 = G_1 \cdot g \quad (37)$$

$$q_1 = 4,87 \cdot 9,81 \text{ [N/m]}$$

$q_1 = 48 \text{ N/m}$ ,  
 kde  $q_1$  je liniové zatížení paletových vidlí

#### 4.2.3 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

##### Uvolnění



Obr. 43 Uvolnění paletových vidlí

$a = 1,2 \text{ m}$   
 $b = 0,4 \text{ m}$   
 $F_1 = 2\,575 \text{ N}$   
 $q_1 = 48 \text{ N/m}$

### Základní rovnice

$$\sum F_x = 0: \quad F_B - F_{Ax} = 0 \quad (38)$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{Ay} - F_1 - q_1 \cdot a = 0 \quad (39)$$

$$\sum M_A = 0: \quad F_B \cdot b - F_1 \cdot \frac{2 \cdot a}{3} - q_1 \cdot \frac{a^2}{2} = 0 \quad (40)$$

### Výpočet síly $F_{Ay}$

$$F_{Ay} = F_1 + q_1 \cdot a \quad (41)$$

$$F_{Ay} = (2\,575 + 48 \cdot 1,2) [N]$$

$$F_{Ay} = 2\,633 \text{ N}$$

### Výpočet síly $F_B$

$$F_B = \frac{F_1 \cdot \frac{2 \cdot a}{3} + q_1 \cdot \frac{a^2}{2}}{b} \quad (42)$$

$$F_B = \frac{2\,575 \cdot \frac{2 \cdot 1,2}{3} + 48 \cdot \frac{1,2^2}{2}}{0,4} [N]$$

$$F_B = 5\,236 \text{ N}$$

### Výpočet síly $F_{Ax}$

$$F_{Ax} = F_B \quad (43)$$

$$F_{Ax} = 5\,236 \text{ N}$$



**4.2.4 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ**

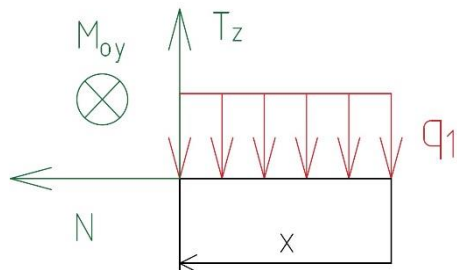
$$x \in \left(0; \frac{a}{3}\right)$$

$$N_{11} = 0 \tag{44}$$

$$T_{z11} = q_1 \cdot x \tag{45}$$

$$M_{oy11} = \frac{-q_1 \cdot x^2}{2} \tag{46}$$

$$M_{oy11max} = \frac{-q_1 \cdot \frac{a^2}{3}}{2} \tag{47}$$



Obr. 44 Zatížení pro  $x \in (0; a/3)$

$$M_{oy11max} = \frac{-48 \cdot \frac{1,2^2}{3}}{2} [Nm]$$

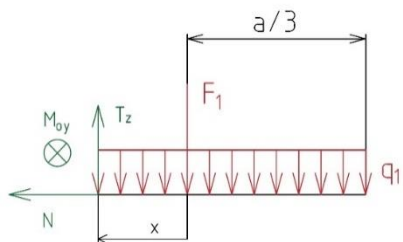
$$M_{oy11max} = -11,52 Nm$$

$$x \in \left(0; \frac{2 \cdot a}{3}\right)$$

$$N_{12} = 0 \tag{48}$$

$$T_{z12} = F_1 + q_1 \cdot \left(\frac{a}{3} + x\right) \tag{49}$$

$$M_{oy12} = -F_1 \cdot x - q_1 \cdot \frac{\left(\frac{a}{3} + x\right)^2}{2} \tag{40}$$



Obr. 45 Zatížení pro  $x \in (0; (2 \cdot a)/3)$

$$M_{oy12max} = -F_1 \cdot \frac{2 \cdot a}{3} - q_1 \cdot \frac{\left(\frac{a}{3} + \frac{2 \cdot a}{3}\right)^2}{2} \tag{41}$$

$$M_{oy12max} = -2\,575 \cdot \frac{2 \cdot 1,2}{3} - 48 \cdot \frac{\left(\frac{1,2}{3} + \frac{2 \cdot 1,2}{3}\right)^2}{2} [Nm]$$

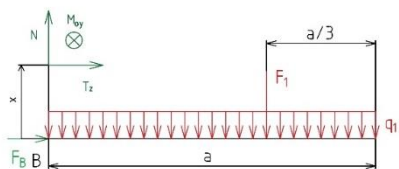
$$M_{oy12max} = -2\,095 Nm$$

$x \in (0; b)$

$$N_{13} = F_1 + q_1 \cdot a \tag{42}$$

$$T_{z13} = -F_B \tag{43}$$

$$M_{oy13} = -F_1 \cdot \frac{2 \cdot a}{3} - q_1 \cdot \frac{a^2}{2} + F_B \cdot x \tag{44}$$



$$M_{oy12max} = -F_1 \cdot \frac{2 \cdot a}{3} - q_1 \cdot \frac{\left(\frac{a}{3} + \frac{2 \cdot a}{3}\right)^2}{2} \tag{45}$$

Obr. 46 Zatížení pro  $x \in (0; b)$

$$M_{oy12max} = -2\,575 \cdot \frac{2 \cdot 1,2}{3} - 48 \cdot \frac{\left(\frac{1,2}{3} + \frac{2 \cdot 1,2}{3}\right)^2}{2} \text{ [Nm]}$$

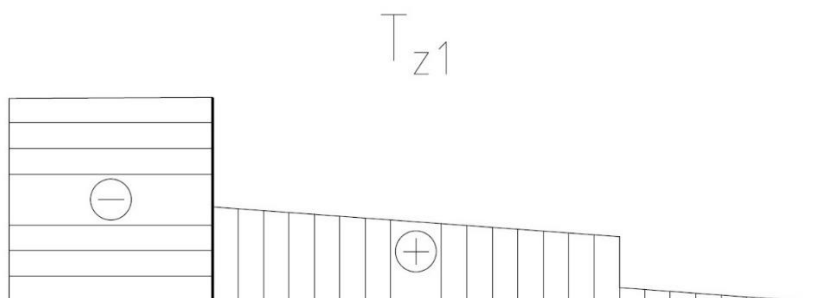
$$M_{oy12max} = -2\,095 \text{ Nm}$$

### Průběh normálové síly na paletových vidlích

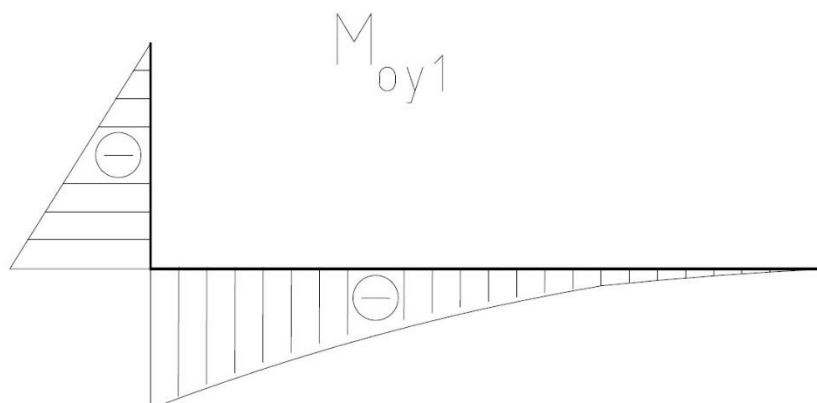


Obr. 47 Průběh normálové síly na paletových vidlích

### Průběh posouvající síly na paletových vidlích



Obr. 48 Průběh posouvající síly na paletových vidlích

**Průběh ohybového momentu na paletových vidlích**

Obr. 49 Průběh ohybového momentu na paletových vidlích

**4.2.5 KONTROLA PALETOVÝCH VIDLÍ K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI****Výpočet maximálního ohybového napětí**

$$\sigma_{O1max} = \frac{M_{oy1max}}{W_{y1}} \quad (46)$$

$$\sigma_{O1max} = \frac{-F_1 \cdot \frac{2 \cdot a}{3} - q_1 \cdot \frac{(\frac{a}{3} + \frac{2 \cdot a}{3})^2}{2}}{W_{y1}} \quad (47)$$

$$\sigma_{O1max} = \frac{-2\,575 \cdot \frac{2 \cdot 1,2}{3} - 48 \cdot \frac{(\frac{1,2}{3} + \frac{2 \cdot 1,2}{3})^2}{2}}{2,32881 \cdot 10^{-5}} \text{ [MPa]}$$

$$|\sigma_{O1max}| = 90 \text{ MPa}$$

**Výpočet maximálního tahového napětí**

$$\sigma_{N1max} = \frac{N_{1max}}{S_1} \quad (48)$$

$$\sigma_{N1max} = \frac{F_1 + q_1 \cdot a}{S_1} \quad (49)$$

$$\sigma_{N1max} = \frac{2\,575 + 48 \cdot 1,2}{0,642 \cdot 10^{-3}} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{N1max} = 4 \text{ MPa}$$

### Kontrola paletových vidlí k meznímu stavu pružnosti

$$\sigma_{O1max} + \sigma_{N1max} < Re \quad (50)$$

$$90 \text{ MPa} + 4 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

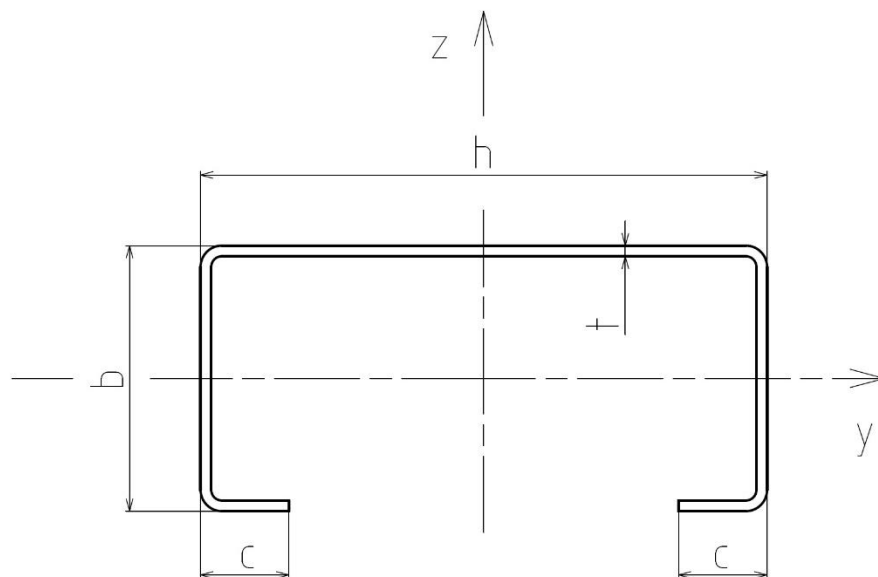
$$94 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

Zvolený profil U 120x50x3 vyhovuje.

### 4.3 NOSNÍK 1 A 2

Nosníky 1 a 2 jsou navrženy na základě výpočtu statické úlohy, která obsahuje tři tělesa. Nosník 1, přední nosník a zadní nosník.

Pro nosníky 1 a 2 jsou voleny profily ve tvaru C s rozměrem 160x75x25x3. Materiál je zvolen S235JR. Tyto profily se standardně nevyrobí, ale lze je nechat vyrobit.

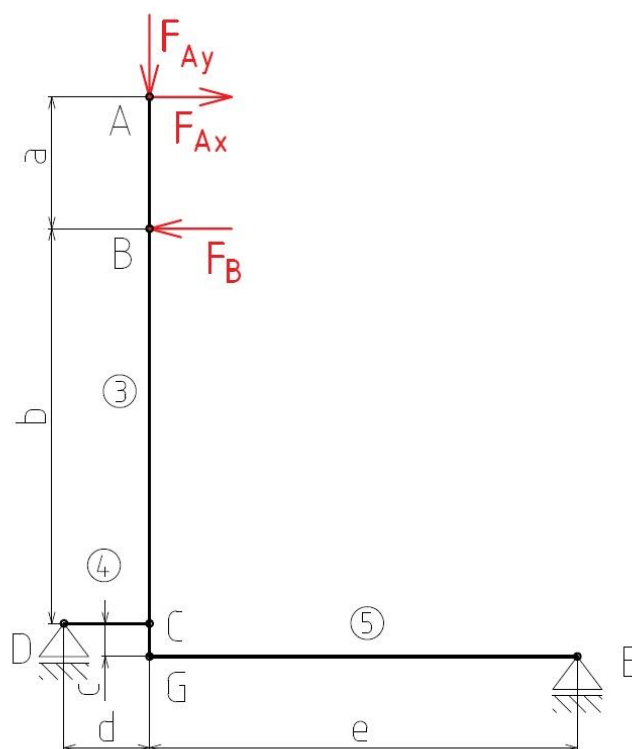


Obr. 50 Profil otevřený průřez C rovnoramenný, C 160x75x25x3, S235JR

$$\begin{aligned}
 h &= 160 \text{ mm} \\
 b &= 75 \text{ mm} \\
 c &= 25 \text{ mm} \\
 t &= 3 \text{ mm} \\
 S_2 &= 1\,044 \text{ mm}^2 \\
 W_{y2} &= 21\,389 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

#### 4.3.1 ŘEŠENÍ STATICKÉ ÚLOHY

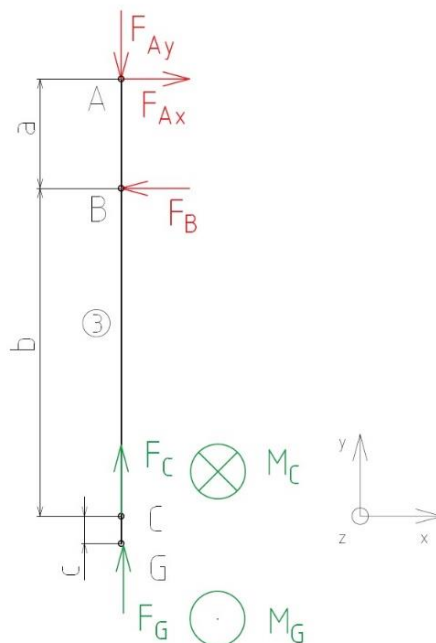
Úloha je řešena jako rovinná. Jedná se o soustavu tří těles, přičemž dvě tělesa jsou vetknuta do třetího tělesa. Soustava je tvořena nosníkem 1 a předním a zadním nosníkem (viz obr. 25). Těleso 3 představuje nosník 1, těleso 4 představuje přední nosník a těleso 5 představuje zadní nosník. Úloha je řešena pro nerovnoměrné zatížení paletových vidlí. Je provedeno zjednodušení v podobě zanedbání hmotnosti nosníku 1.



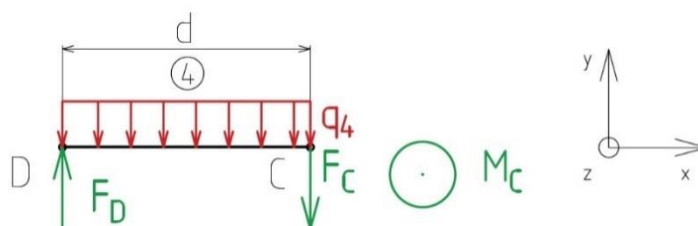
Obr. 51 Statická úloha

$$\begin{aligned}
 a &= 0,4 \text{ m} \\
 b &= 1,2 \text{ m} \\
 c &= 0,1 \text{ m} \\
 d &= 0,26 \text{ m} \\
 e &= 1,3 \text{ m} \\
 F_{Ay} &= 2\,633 \text{ N} \\
 F_{Ax} &= 5\,236 \text{ N} \\
 F_B &= 5\,236 \text{ N}
 \end{aligned}$$

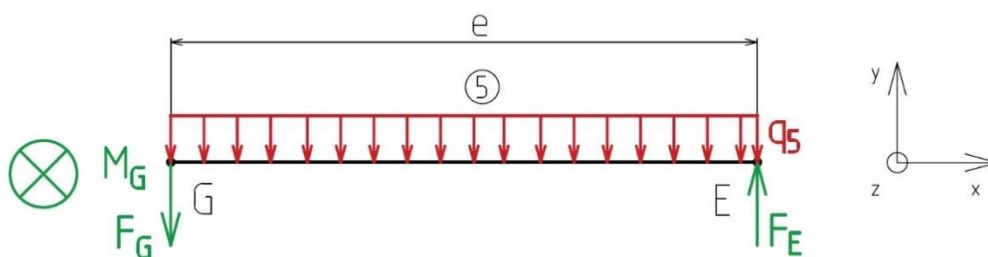
UVOLNĚNÍ TĚLES 3 AŽ 5



Obr. 52 Uvolnění tělesa 3



Obr. 53 Uvolnění tělesa 4



Obr. 54 Uvolnění tělesa 5

## VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH U TĚLES 3 AŽ 5

## Základní rovnice

## Těleso 3

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Ax} - F_B = 0 \quad (51)$$

$$\sum F_y = 0: \quad -F_{Ay} + F_C + F_G = 0 \quad (52)$$

$$\sum M_C = 0: \quad F_B \cdot b - F_{Ax} \cdot (a + b) - M_C + M_G = 0 \quad (53)$$

## Těleso 4

$$\sum F_y = 0: \quad F_D - F_C - q_4 \cdot d = 0 \quad (54)$$

$$\sum M_C = 0: \quad -F_D \cdot d + q_4 \cdot \frac{d^2}{2} + M_C = 0 \quad (56)$$

## Těleso 5

$$\sum F_y = 0: \quad F_E - F_G - q_5 \cdot e = 0 \quad (58)$$

$$\sum M_G = 0: \quad F_E \cdot e - q_5 \cdot \frac{e^2}{2} - M_G = 0 \quad (59)$$

## Výpočet neznámých veličin

Výpočet síly  $F_E$

$$F_C + F_G = F_{Ay}$$

$$-M_C + M_G = -F_B \cdot b + F_{Ax} \cdot (a + b)$$

$$F_D - q_4 \cdot d + F_E - q_5 \cdot e = F_{Ay} \quad / \cdot d$$

$$-F_D \cdot d + q_4 \cdot \frac{d^2}{2} + F_E \cdot e - q_5 \cdot \frac{e^2}{2} = -F_B \cdot b + F_{Ax} \cdot (a + b)$$

$$F_D \cdot d - q_4 \cdot d^2 + F_E \cdot d - q_5 \cdot e \cdot d = F_{Ay} \cdot d$$

$$-F_D \cdot d + q_4 \cdot \frac{d^2}{2} + F_E \cdot e - q_5 \cdot \frac{e^2}{2} = -F_B \cdot b + F_{Ax} \cdot (a + b)$$

$$F_E \cdot (d + e) + q_4 \cdot d^2 \cdot \left(\frac{1}{2} - 1\right) - q_5 \cdot e \cdot \left(d + \frac{e}{2}\right) = F_{Ay} \cdot d - F_B \cdot b + F_{Ax} \cdot (a + b)$$

$$F_E = \frac{F_{Ay} \cdot d - F_B \cdot b + F_{Ax} \cdot (a + b) - q_4 \cdot d^2 \cdot \left(\frac{1}{2} - 1\right) + q_5 \cdot e \cdot \left(d + \frac{e}{2}\right)}{d + e} \quad (60)$$

$$F_E = \frac{2\,633 \cdot 0,26 - 5\,236 \cdot 1,2 + 5\,236 \cdot (0,4 + 1,2) - 23 \cdot 0,26^2 \cdot \left(\frac{1}{2} - 1\right) + 51 \cdot 1,3 \cdot \left(0,26 + \frac{1,3}{2}\right)}{0,26 + 1,3}$$

[N]

$$F_E = 1\,821 \text{ N}$$

Výpočet síly  $F_G$

$$\begin{aligned} F_E - F_G &= q_5 \cdot e \\ F_G &= F_E - q_5 \cdot e \\ F_G &= 1\,821 - 51 \cdot 1,3 \text{ [N]} \\ F_G &= 1\,755 \text{ N} \end{aligned} \quad (61)$$

Výpočet síly  $F_C$

$$\begin{aligned} F_C + F_G &= F_{Ay} \\ F_C &= F_{Ay} - F_G \\ F_C &= 2\,633 - 1\,755 \text{ [N]} \\ F_C &= 878 \text{ N} \end{aligned} \quad (62)$$

Výpočet síly  $F_D$

$$\begin{aligned} F_D - F_C &= q_4 \cdot d \\ F_D &= F_C + q_4 \cdot d \\ F_D &= 878 + 23 \cdot 0,26 \text{ [N]} \\ F_D &= 884 \text{ N} \end{aligned} \quad (63)$$



Výpočet momentu  $M_G$

$$F_E \cdot e - M_G = q_5 \cdot \frac{e^2}{2}$$

$$M_G = F_E \cdot e - q_5 \cdot \frac{e^2}{2} \quad (64)$$

$$M_G = 1\,821 \cdot 1,3 - 51 \cdot \frac{1,3^2}{2} \text{ [Nm]}$$

$$M_G = 2\,324 \text{ Nm}$$

Výpočet momentu  $M_C$

$$F_D \cdot d - M_C = q_4 \cdot \frac{d^2}{2}$$

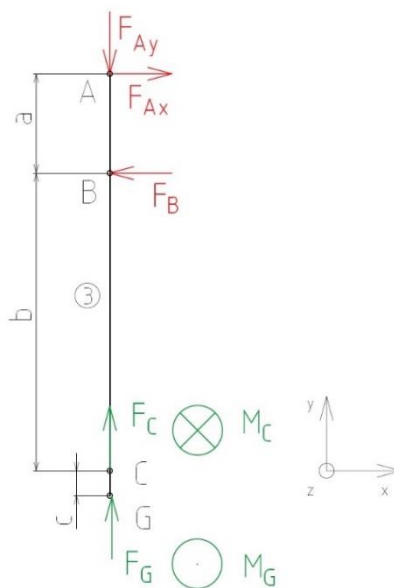
$$M_C = F_D \cdot d - q_4 \cdot \frac{d^2}{2} \quad (65)$$

$$M_C = 884 \cdot 0,26 - 23 \cdot \frac{0,26^2}{2} \text{ [Nm]}$$

$$M_C = 229 \text{ Nm}$$

#### 4.3.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

**Uvolnění**



Obr. 54 Uvolnění tělesa 3

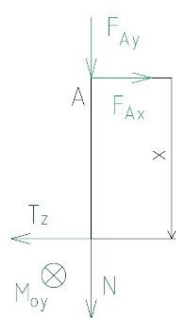
$a = 0,4 \text{ m}$   
 $b = 1,2 \text{ m}$   
 $c = 0,1 \text{ m}$   
 $F_{Ay} = 2\,633 \text{ N}$   
 $F_{Ax} = 5\,236 \text{ N}$   
 $F_B = 5\,236 \text{ N}$

### Výpočet reakčních sil ve vazbách

$F_C = 878 \text{ N}$  (viz rovnice 62)  
 $F_G = 1\,755 \text{ N}$  (viz rovnice 61)  
 $M_C = 229 \text{ Nm}$  (viz rovnice 65)  
 $M_G = 2\,324 \text{ Nm}$  (viz rovnice 64)

### 4.3.3 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$x \in (0; a)$



Obr. 55 Zatížení pro  $x \in (0; a)$

$$N_{21} = -F_{Ay} \quad (66)$$

$$T_{z21} = F_{Ax} \quad (67)$$

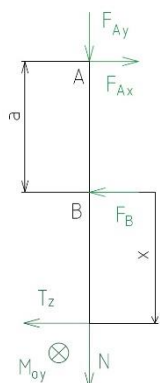
$$M_{oy21} = -F_{Ax} \cdot x \quad (68)$$

$$M_{oy21max} = -F_{Ax} \cdot a \quad (69)$$

$$M_{oy21max} = -5\,236 \cdot 0,4 \text{ [Nm]}$$

$$M_{oy21max} = -2\,094 \text{ Nm}$$

$x \in (0; b)$



Obr. 56 Zatížení pro  $x \in (0; b)$

$$N_{22} = -F_{Ay} \quad (70)$$

$$T_{z22} = F_{Ax} - F_B \quad (71)$$

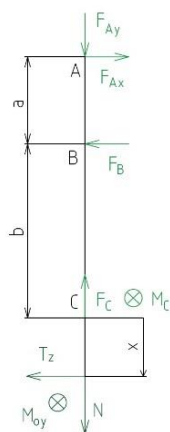
$$M_{oy22} = -F_{Ax} \cdot (a + x) + F_B \cdot x \quad (72)$$

$$M_{oy22max} = -F_{Ax} \cdot (a + b) + F_B \cdot b \quad (73)$$

$$M_{oy22max} = -5\,236 \cdot (0,4 + 1,2) + 5\,236 \cdot 1,2 \text{ [Nm]}$$

$$M_{oy22max} = -2\,094 \text{ Nm}$$

$x \in (0; c)$



$$N_{23} = -F_{Ay} + F_C \quad (74)$$

$$T_{z23} = F_{Ax} - F_B \quad (75)$$

$$M_{oy23} = -F_{Ax} \cdot (a + b + x) + F_B \cdot (b + x) - M_C \quad (76)$$

$$M_{oy23max} = -F_{Ax} \cdot (a + b) + F_B \cdot b - M_C \quad (77)$$

$$M_{oy23max} = -5\,236 \cdot (0,4 + 1,2) + 5\,236 \cdot 1,2 - 229 \text{ [Nm]}$$

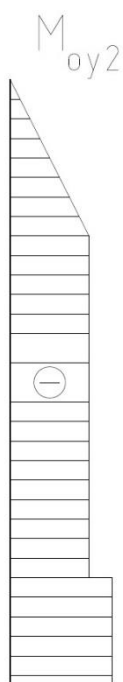
$$M_{oy23max} = -2\,323 \text{ Nm}$$

Obr. 57 Zatížení pro  $x \in (0; c)$

### Průběh normálové síly na nosníku 1 a 2



Obr. 58 Průběh normálové síly na nosníku 1 a 2

**Průběh posouvající síly na nosníku 1 a 2***Obr. 58 Průběh posouvající síly na nosníku 1 a 2***Průběh ohybového momentu na nosníku 1 a 2***Obr. 59 Průběh ohybového momentu na nosníku 1 a 2*

#### 4.3.4 KONTROLA NOSNÍKU 1 A 2 K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

##### Výpočet maximálního ohybového napětí

$$\sigma_{O2max} = \frac{M_{Oy2max}}{W_{y2}} \quad (78)$$

$$\sigma_{O2max} = \frac{-F_{Ax} \cdot (a + b) + F_B \cdot b - M_C}{W_{y2}} \quad (79)$$

$$\sigma_{O1max} = \frac{-5\,236 \cdot (0,4 + 1,2) + 5\,236 \cdot 1,2 - 229}{2,1389 \cdot 10^{-5}} \text{ [MPa]}$$

$$|\sigma_{O2max}| = 109 \text{ MPa}$$

##### Výpočet maximálního tahového napětí

$$\sigma_{N2max} = \frac{N_{2max}}{S_2} \quad (80)$$

$$\sigma_{N2max} = \frac{-F_{Ay}}{S_2} \quad (81)$$

$$\sigma_{N2max} = \frac{-2\,633}{1,044 \cdot 10^{-3}} \text{ [MPa]}$$

$$|\sigma_{N2max}| = 3 \text{ MPa}$$

##### Kontrola nosníku 1 a2 k meznímu stavu pružnosti

$$\sigma_{O2max} + \sigma_{N2max} < Re \quad (82)$$

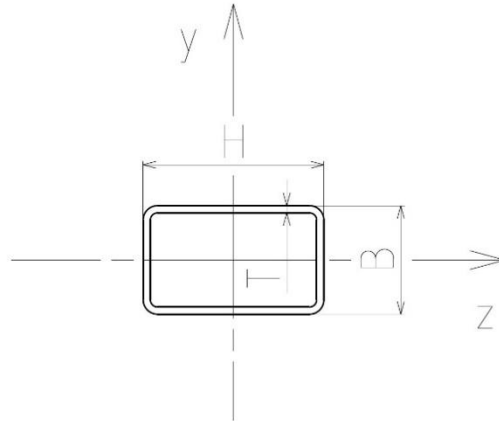
$$109 \text{ MPa} + 3 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

$$112 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

Zvolený profil C 160x75x25x3 vyhovuje.

#### 4.4 PŘEDNÍ NOSNÍKY

Pro přední nosníky jsou voleny duté profily svařované s obdélníkovým průřezem, EN 10219 o rozměrech 50x30x2 z materiálu S235JRH. [25]



Obr. 60 Profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem, EN 10219, 50x30x2, S235JRH [25]

$$H = 50 \text{ mm}$$

$$B = 30 \text{ mm}$$

$$T = 2 \text{ mm}$$

$$G_3 = 2,384 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$$

$$S_3 = 294 \text{ mm}^2$$

$$W_{y3} = 9\,540 \text{ mm}^3$$

##### 4.4.1 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ PŘEDNÍCH NOSNÍKŮ

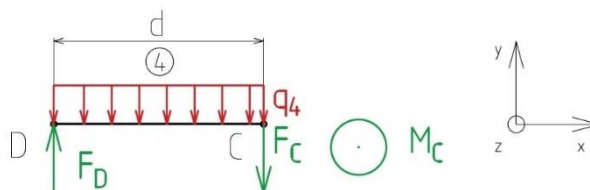
$$q_4 = G_3 \cdot g \quad (83)$$

$$q_4 = 2,384 \cdot 9,81 \text{ [N/m]}$$

$$q_4 = 23 \text{ N/m}$$

##### 4.4.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

###### Uvolnění



Obr. 61 Uvolnění tělesa 4

$$d = 0,26 \text{ m}$$

$$q_4 = 23 \text{ N/m}$$

### Výpočet reakčních sil ve vazbách

$$F_C = 878 \text{ N} \quad (\text{viz rovnice 62})$$

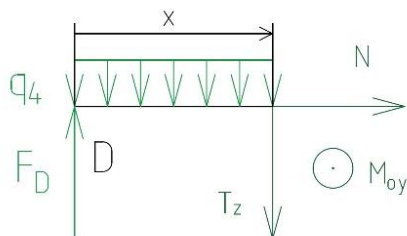
$$F_D = 884 \text{ N} \quad (\text{viz rovnice 63})$$

$$M_C = 229 \text{ Nm} \quad (\text{viz rovnice 65})$$

#### 4.4.3 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x \in (0; d) \quad N_3 = 0 \quad (84)$$

$$T_{z3} = F_D - q_4 \cdot x \quad (85)$$



$$M_{oy3} = F_D \cdot x - q_4 \cdot \frac{x^2}{2} \quad (86)$$

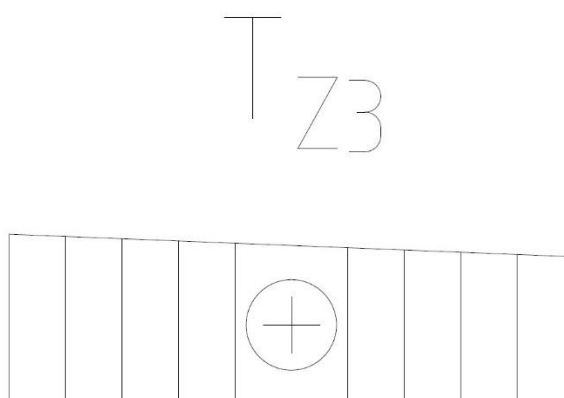
$$M_{oy3max} = F_D \cdot d - q_4 \cdot \frac{d^2}{2} \quad (87)$$

Obr. 62 Zatížení pro  $x \in (0; d)$

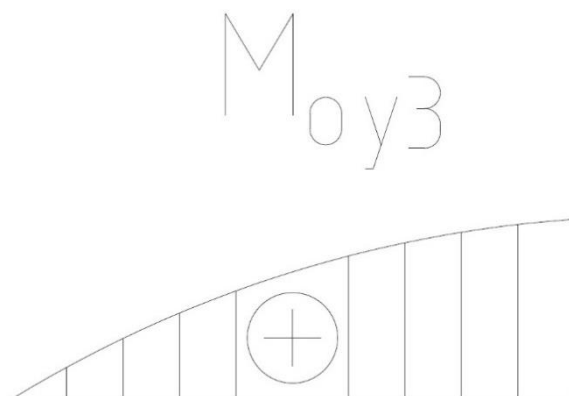
$$M_{oy3max} = 884 \cdot 0,26 - 23 \cdot \frac{0,26^2}{2} \text{ [Nm]}$$

$$M_{oy3max} = 229 \text{ Nm}$$

### Průběh posouvající síly na předním nosníku



Obr. 63 Průběh posouvající síly na předním nosníku

**Průběh ohybového momentu na předním nosníku**

Obr. 64 Průběh ohybového momentu na předním nosníku

**4.4.4 KONTROLA PŘEDNÍCH NOSNÍKŮ K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI****Výpočet maximálního ohybového napětí zadního nosníku**

$$\sigma_{03max} = \frac{M_{oy3max}}{W_{y3}} \quad (89)$$

$$\sigma_{03max} = \frac{F_D \cdot d - q_4 \cdot \frac{d^2}{2}}{W_{y3}} \quad (90)$$

$$\sigma_{03max} = \frac{884 \cdot 0,26 - 23 \cdot \frac{0,26^2}{2}}{9,54 \cdot 10^{-6}} \text{ [MPa]}$$

$$|\sigma_{032max}| = 24 \text{ MPa}$$

**Kontrola zadního nosníku k meznímu stavu pružnosti**

$$\sigma_{03max} < Re \quad (91)$$

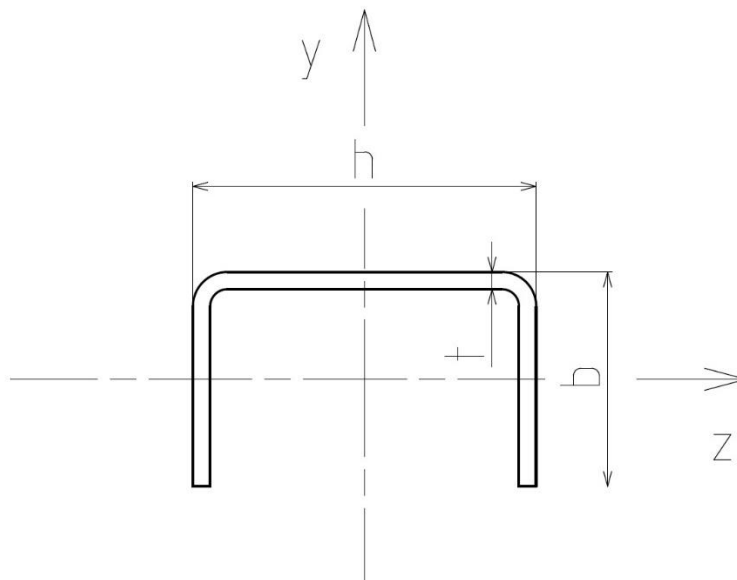
$$24 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

Zvolený profil 50x30x2 vyhovuje.



## 4.5 ZADNÍ NOSÍKY

Pro zadní nosíky jsou voleny profily otevřené průřezu U rovnoramenného EN 10162, o rozměrech 80x50x4 z materiálu S235JR. [26]



Obr. 65 Profil otevřený průřezu U rovnoramenný, EN 10162, U 80x50x4, S235JR [26]

$$h = 80 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$t = 4 \text{ mm}$$

$$G_4 = 5,21 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$$

$$S_4 = 688 \text{ mm}^2$$

$$W_{y4} = 17\,564 \text{ mm}^3$$

### 4.5.1 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ ZADNÍCH NOSÍKŮ

$$q_5 = G_4 \cdot g$$

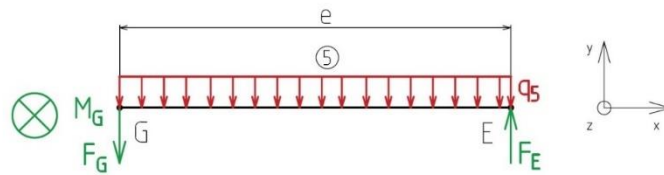
$$q_5 = 5,21 \cdot 9,81 \text{ [N/m]}$$

$$q_5 = 51 \text{ N/m}$$

(92)

### 4.5.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

**Uvolnění**



Obr. 66 Uvolnění tělesa 5

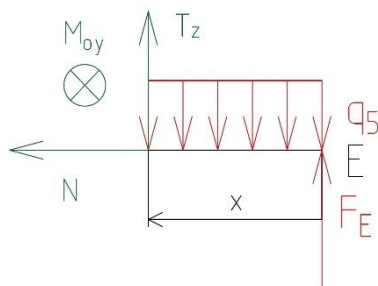
$e = 1,3 \text{ m}$   
 $q_5 = 51 \text{ N/m}$

**Výpočet reakčních sil ve vazbách**

$F_G = 1\,755 \text{ N}$  (viz rovnice 61)  
 $F_E = 1\,821 \text{ N}$  (viz rovnice 60)  
 $M_G = 2\,324 \text{ Nm}$  (viz rovnice 64)

**4.5.3 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ**

$x \in (0; e)$   $N_4 = 0$  (93)



Obr. 67 Zatížení pro  $x \in (0; e)$

$T_{z4} = -F_E + q_5 \cdot x$  (94)

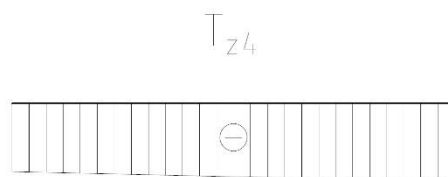
$M_{oy4} = F_E \cdot x - q_5 \cdot \frac{x^2}{2}$  (95)

$M_{oy4max} = F_E \cdot e - q_5 \cdot \frac{e^2}{2}$  (96)

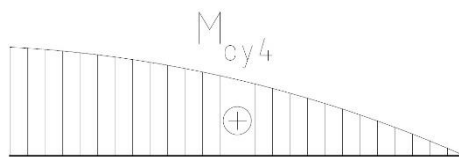
$M_{oy4max} = 1\,821 \cdot 1,3 - 51 \cdot \frac{1,3^2}{2} \text{ [Nm]}$

$M_{oy4max} = 2\,324 \text{ Nm}$

**Průběh posouvající síly na zadním nosníku**



Obr. 68 Průběh posouvající síly na zadním nosníku

**Průběh ohybového momentu na zadním nosníku**

Obr. 69 Průběh ohybového momentu na zadním nosníku

**4.5.4 KONTROLA ZADNÍCH NOSNÍKŮ K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI****Výpočet maximálního ohybového napětí zadního nosníku**

$$\sigma_{O4max} = \frac{M_{oy4max}}{W_{y4}} \quad (97)$$

$$\sigma_{O4max} = \frac{F_E \cdot e - q_5 \cdot \frac{e^2}{2}}{W_{y31}} \quad (98)$$

$$\sigma_{O4max} = \frac{1821 \cdot 1,3 - 51 \cdot \frac{1,3^2}{2}}{1,7564 \cdot 10^{-5}} \text{ [MPa]}$$

$$|\sigma_{O4max}| = 132 \text{ MPa}$$

**Kontrola zadního nosníku k meznímu stavu pružnosti**

$$\sigma_{O4max} < Re \quad (99)$$

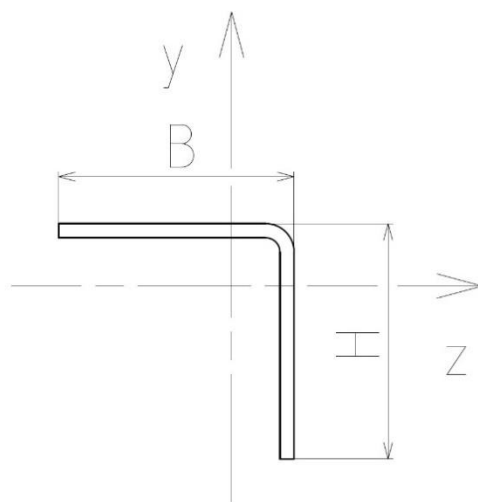
$$132 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

Zvolený profil U 80x50x4 vyhovuje.

## 4.6 PŘÍČNÍK 4

Úloha je řešena pro nerovnoměrné zatížení paletových vidlí z důvodu větší síly na řetěz. Je provedeno zjednodušení ve formě zanedbání třecích účinků v řetězce a člancích řetězu z důvodu jejich malé hodnoty.

Pro příčník 4 (viz obr. 25) je volen profil otevřený průřezu L rovnoramenný, EN 10162, o rozměru 50x50x3 z materiálu S235JR. [27]



Obr. 80 Profil otevřený průřezu L rovnoramenný, EN 10162, L 50x50x3, S235JR [27]

$$H = 50 \text{ mm}$$

$$B = 50 \text{ mm}$$

$$T = 3 \text{ mm}$$

$$G_4 = 2,24 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$$

$$S_4 = 291 \text{ mm}^2$$

$$W_{y4} = 710 \text{ mm}^3$$

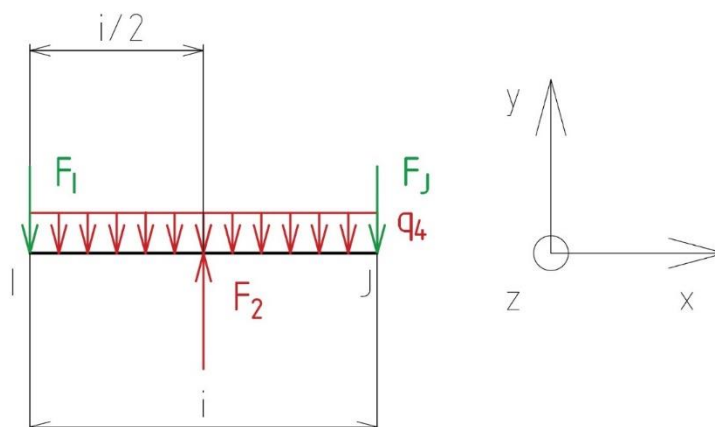
### 4.6.1 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ PŘÍČNÍKU 4

$$q_4 = G_3 \cdot g \quad (100)$$

$$q_4 = 2,24 \cdot 9,81 \text{ [N/m]}$$

$$q_4 = 22 \text{ N/m}$$

### 4.6.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

**Uvolnění**

Obr. 81 Uvolnění příčniku 4

$$i = 0,6 \text{ m}$$

$$q_4 = 22 \text{ N/m}$$

**Výpočet reakčních sil ve vazbách**

$$\sum F_y = 0: \quad F_2 - F_1 - F_j - q_4 \cdot i = 0 \quad (101)$$

$$\sum M_1 = 0: \quad -F_j \cdot i - q_4 \cdot \frac{i^2}{2} + F_2 \cdot \frac{i}{2} = 0 \quad (102)$$

**Výpočet síly  $F_j$** 

$$F_j = \frac{-q_4 \cdot \frac{i^2}{2} + F_2 \cdot \frac{i}{2}}{i} \quad (103)$$

$$F_j = \frac{-22 \cdot \frac{0,6^2}{2} + 4\,728 \cdot \frac{0,6}{2}}{0,6} \text{ [N]}$$

$$F_j = 2\,357 \text{ N}$$

**Výpočet síly  $F_1$** 

$$F_1 = -F_j + F_2 - q_4 \cdot i \quad (104)$$

$$F_1 = (-2\,357 + 4\,728 - 22 \cdot 0,6) \text{ [N]}$$

$$F_1 = 2\,358 \text{ N}$$

### 4.6.3 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

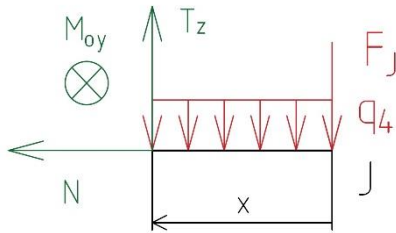
$$x \in \left(0; \frac{i}{2}\right)$$

$$N_{41} = 0 \tag{105}$$

$$T_{z41} = F_J + q_4 \cdot x \tag{106}$$

$$M_{oy41} = -F_J \cdot x - q_4 \cdot \frac{x^2}{2} \tag{107}$$

$$M_{oy41max} = -F_J \cdot \frac{i}{2} - q_4 \cdot \frac{\left(\frac{i}{2}\right)^2}{2} \tag{108}$$



Obr. 82 Zatížení pro  $x \in (0; \frac{i}{2})$

$$M_{oy41max} = -2\,357 \cdot \frac{0,6}{2} - 22 \cdot \frac{\left(\frac{0,6}{2}\right)^2}{2} \text{ [Nm]}$$

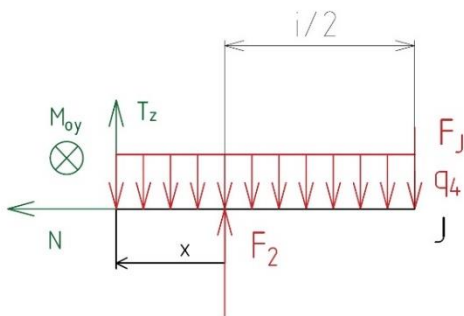
$$M_{oy41max} = -708 \text{ Nm}$$

$$x \in \left(0; \frac{i}{2}\right)$$

$$N_{42} = 0 \tag{109}$$

$$T_{z42} = F_J + q_4 \cdot \left(x + \frac{i}{2}\right) - F_2 \tag{110}$$

$$M_{oy42} = -F_J \cdot \left(x + \frac{i}{2}\right) - q_4 \cdot \frac{\left(x + \frac{i}{2}\right)^2}{2} - F_2 \cdot x \tag{111}$$

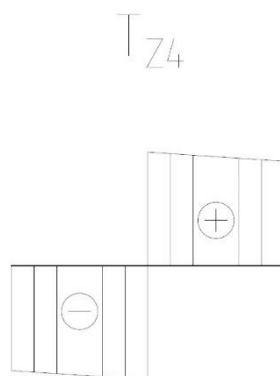


Obr. 83 Zatížení pro  $x \in (0; \frac{i}{2})$

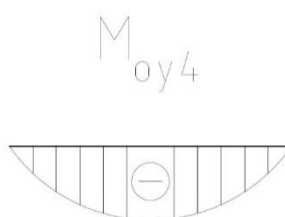
$$M_{oy42max} = -F_J \cdot \left(0 + \frac{i}{2}\right) - q_4 \cdot \frac{\left(0 + \frac{i}{2}\right)^2}{2} - F_2 \cdot 0 \tag{112}$$

$$M_{oy42max} = -2\,357 \cdot \frac{0,6}{2} - 22 \cdot \frac{\left(\frac{0,6}{2}\right)^2}{2} \text{ [Nm]}$$

$$M_{oy42max} = -708 \text{ Nm}$$

**Průběh posouvající síly na příčniku 4**

Obr. 84 Průběh posouvající síly na příčniku 4

**Průběh ohybového momentu na příčniku 4**

Obr. 85 Průběh ohybového momentu na příčniku 4

**4.6.4 KONTROLA PŘÍČNÍKU 4 K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI****Výpočet maximálního ohybového napětí**

$$\sigma_{O4max} = \frac{M_{oy4max}}{W_{y4}} \quad (113)$$

$$\sigma_{O4max} = \frac{-F_J \cdot \frac{i}{2} - q_4 \cdot \left(\frac{i}{2}\right)^2}{W_{y4}} \quad (114)$$

$$\sigma_{O4max} = \frac{-2\,357 \cdot \frac{0,6}{2} - 22 \cdot \left(\frac{0,6}{2}\right)^2}{7,1 \cdot 10^{-6}} \text{ [MPa]}$$

$$|\sigma_{O4max}| = 100 \text{ MPa}$$

**Kontrola příčnicku 4 k meznímu stavu pružnosti**

$$\sigma_{04max} < Re \quad (115)$$

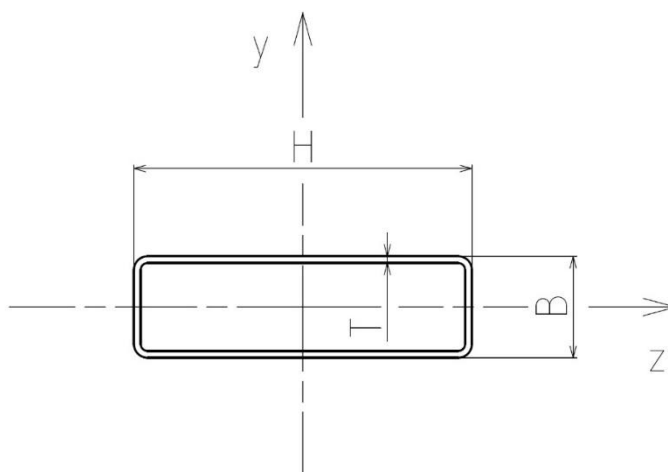
$$100 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

Zvolený profil L 50x50x3 vyhovuje.

**4.7 PŘÍČNÍK 5**

Úloha je řešena pro nerovnoměrné zatížení paletových vidlí z důvodu větší síly na píst. Je provedeno zjednodušení ve formě zanedbání třecích účinků v řetězce a člancích řetězu z důvodu jejich malé hodnoty.

Pro příčník 5 (viz obr. 25) je volen profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem, EN 10219, o rozměru 100x30x2 z materiálu S235JRH. [28]



Obr. 86 Profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem, EN 10219, 100x30x2, S235JRH [28]

$$h = 100 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$t = 2 \text{ mm}$$

$$G_5 = 3,762 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$$

$$S_5 = 494 \text{ mm}^2$$

$$W_{y5} = 11\,150 \text{ mm}^3$$

**4.7.1 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ PŘÍČNÍKU 5**

$$q_5 = G_5 \cdot g \quad (116)$$

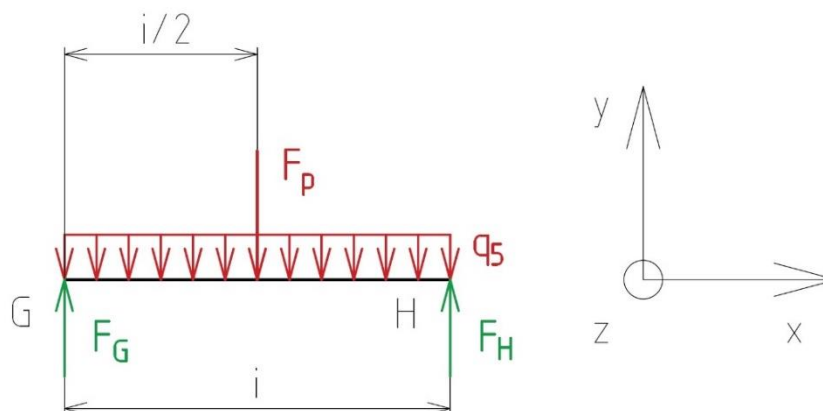
$$q_5 = 3,762 \cdot 9,81 \text{ [N/m]}$$

$$q_5 = 37 \text{ N/m}$$



## 4.7.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

## Uvolnění



Obr. 87 Uvolnění příčnicku 5

$$i = 0,6 \text{ m}$$

$$q_5 = 37 \text{ N/m}$$

## Výpočet reakčních sil ve vazbách

$$\sum F_y = 0: \quad F_G + F_H - q_5 \cdot i - F_p = 0 \quad (117)$$

$$\sum M_I = 0: \quad F_H \cdot i - q_5 \cdot \frac{i^2}{2} - F_p \cdot \frac{i}{2} = 0 \quad (118)$$

Výpočet síly  $F_H$ 

$$F_H = \frac{q_5 \cdot \frac{i^2}{2} + F_p \cdot \frac{i}{2}}{i} \quad (119)$$

$$F_H = \frac{37 \cdot \frac{0,6^2}{2} + 9\,456 \cdot \frac{0,6}{2}}{0,6} \text{ [N]}$$

$$F_H = 4\,739 \text{ N}$$

### Výpočet síly $F_G$

$$F_G = -F_H + q_5 \cdot i + F_p \quad (120)$$

$$F_G = (-4\,739 + 37 \cdot 0,6 + 9\,456) [N]$$

$$F_G = 4\,739 N$$

### 4.7.3 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

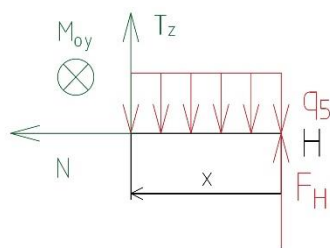
$$x \in \left(0; \frac{i}{2}\right)$$

$$N_{51} = 0 \quad (121)$$

$$T_{z51} = -F_H + q_5 \cdot x \quad (122)$$

$$M_{oy51} = F_H \cdot x - q_5 \cdot \frac{x^2}{2} \quad (123)$$

$$M_{oy51max} = F_H \cdot \frac{i}{2} - q_5 \cdot \frac{\left(\frac{i}{2}\right)^2}{2} \quad (124)$$



Obr. 88 Zatížení pro  $x \in (0; \frac{i}{2})$

$$M_{oy51max} = 4\,739 \cdot 0,6 - 37 \cdot \frac{\left(\frac{0,6}{2}\right)^2}{2} [Nm]$$

$$M_{oy51max} = 2\,842 Nm$$

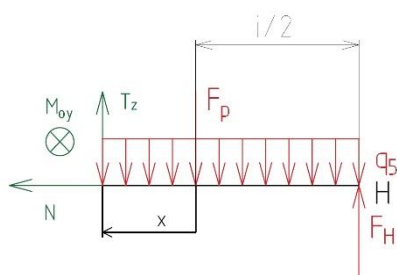
$$x \in \left(0; \frac{i}{2}\right)$$

$$N_{52} = 0 \quad (125)$$

$$T_{z52} = -F_H + q_5 \cdot \left(x + \frac{i}{2}\right) + F_p \quad (126)$$

$$M_{oy52} = F_H \cdot \left(x + \frac{i}{2}\right) - q_5 \cdot \frac{\left(x + \frac{i}{2}\right)^2}{2} - F_p \cdot x \quad (127)$$

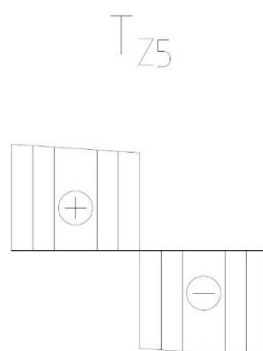
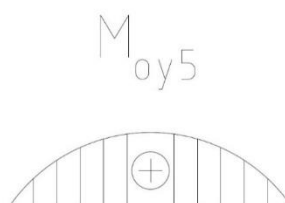
$$M_{oy52max} = F_H \cdot \left(0 + \frac{i}{2}\right) - q_5 \cdot \frac{\left(0 + \frac{i}{2}\right)^2}{2} - F_p \cdot 0 \quad (128)$$



Obr. 89 Zatížení pro  $x \in (0; \frac{i}{2})$

$$M_{oy52max} = 4\,739 \cdot 0,6 - 37 \cdot \frac{\left(\frac{0,6}{2}\right)^2}{2} [Nm]$$

$$M_{oy52max} = 2\,842 Nm$$

**Průběh posouvající síly na příčniku 5***Obr. 90 Průběh posouvající síly na příčniku 5***Průběh ohybového momentu na příčniku 5***Obr. 91 Průběh ohybového momentu na příčniku 5***4.7.4 KONTROLA PŘÍČNÍKU 5 K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI****Výpočet maximálního ohybového napětí**

$$\sigma_{05max} = \frac{M_{oy5max}}{W_{y5}} \quad (129)$$

$$\sigma_{05max} = \frac{F_H \cdot \frac{i}{2} - q_5 \cdot \left(\frac{i}{2}\right)^2}{W_{y5}} \quad (130)$$

$$\sigma_{05max} = \frac{4\,739 \cdot \frac{0,6}{2} - 37 \cdot \left(\frac{0,6}{2}\right)^2}{1,115 \cdot 10^{-5}} \text{ [MPa]}$$

$$|\sigma_{05max}| = 127 \text{ MPa}$$

**Kontrola příčnicku 5 k meznímu stavu pružnosti**

$$\sigma_{05max} < Re \quad (131)$$

$$127 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

Zvolený profil 100x30x2 vyhovuje.

## 5 VÝPOČTY A NÁVRHY VEDLEJŠÍCH KOMPONENT

Nejprve je zvolena ruční hydraulická pumpa k hydromotoru, poté je zvolen řetěz a následně jsou zvoleny všechny kladky.

### 5.1 RUČNÍ HYDRAULICKÁ PUMPA

Je zvolena ruční hydraulická pumpa MAXICAP s maximálním tlakem 700 barů a obsahem oleje 2,7 litru. Provozní tlak je uvažován 200 barů. [29]

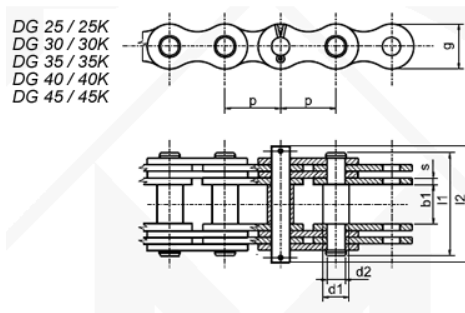


Obr. 92 Hydraulická pumpa MAXICAP [29]

### 5.2 ŘETĚZ

Je zvolen Gallův řetěz DG 30 / 30K s pevností při přetržení 40/70 kN. Maximální síla na řetěz je při nerovnoměrném zatížení paletových vidlí a je rovna  $F_2 = 4\,728\text{ N}$  (viz rovnice 19). [30]

„Galloví řetězy se používají například u kladkostrojů nebo ručních maček pro větší břemena. Oproti článkovým řetězům jsou bezpečnější.“ [3] (str. 86)



Obr. 93 Gallův řetěz DG 30 / 30K [30]

### 5.3 Kladky

Nejprve jsou zvoleny přední pojezdové kladky, poté jsou voleny zadní pojezdové kladky, následně pojezdové kladky paletových vidlí a nakonec je zvolena řetězka.

#### 5.3.1 PŘEDNÍ POJEZDOVÉ Kladky

Jsou voleny polyuretanové pojezdové kladky s brzdou HS120.B28.100 s maximálním zatížením 300 Kg a průměrem kola 100 mm. Maximální zatížení předních pojezdových kladek při nerovnoměrném zatížení je rovno  $F_D = 884 \text{ N}$  (viz rovnice 63). [31]



Obr. 94 Přední pojezdová kladka HS120.B28.100 [31]

#### 5.3.2 ZADNÍ POJEZDOVÉ Kladky

Jsou voleny polyamidové pojezdové kladky C45.75X65-20 s kuličkovými ložisky s maximálním zatížením 600 Kg a průměrem kola 75 mm. Maximální zatížení zadních pojezdových kladek při nerovnoměrném zatížení je rovno  $F_E = 1\,821 \text{ N}$  (viz rovnice 60). [32]



Obr. 95 Zadní pojezdová kladka C45.75X65-20 [32]

### 5.3.3 POJEZDOVÉ Kladky PALETOVÝCH VIDLÍ

Jsou voleny polyamidové pojezdové kladky B15.152 s kuličkovými ložisky s maximálním zatížením 900 Kg a průměrem kola 150 mm. Maximální zatížení pojezdových kladek paletových vidlí při nerovnoměrném zatížení je rovno  $F_A / 2 = F_B / 2 = 4\,024\text{ N}$  (viz rovnice 22 a 25). [33]



*Obr. 96 Pojezdová kladka paletových vidlí B15.152 [33]*

### 5.3.4 ŘETĚZKA

Je zvolena Gallova kladka převáděcí t 30 Ø 173 s valivým uložením s čepem. [34]

## ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo vytvoření kritické rešerše obdobných zařízení, dále vytvoření zdůvodněné koncepce navrženého řešení, funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent, pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent a vytvoření výkresu sestavení zařízení.

Jako první bylo provedeno rozdělení zvedáků, které se používají pro tyto zvedací zařízení.

Dále byla provedena kritická rešerše obdobných zvedacích zařízení s nosností do 500 kg. V této kritické rešerši byly porovnány obdobné zvedací zařízení, které se dnes vyrábí. Z rešeršní části byly zjištěny nevhodnější parametry a komponenty pro požadovaný manipulační dílenský vozík.

Poté byly provedeny tři návrhy zařízení, z který byl vybrán výsledný koncept zvedacího zařízení. Tento výsledný koncept má nosnost 350 kg, přičemž požadovaná byla 300 kg a maximální výšku zdvihu 1 379,17 mm, přičemž požadovaná byla 1 300 mm.

Dále byly provedeny výpočty a návrhy hlavních komponent. Jako první byl navržen přímočarý hydromotor. Výpočet síly na pístnici byl proveden pro případ rovnoměrného i nerovnoměrného zatížení paletových vidlí. Hydromotor byl zkontrolován na vzpěr. Na základě výpočtů byl zvolen přímočarý hydromotor 25-40-1500. Jako další byl proveden výpočet a návrh profilu nosníku paletových vidlí. Byl zvolen profil otevřený průřezu U rovnoramenný, EN 10162, U 120x50x3, S235JR. Dále byl proveden výpočet statické úlohy, ze kterého byly navrženy profily nosníků 1 a 2, předních nosníků a zadních nosníků. Pro nosníky 1 a 2 byl zvolen profil otevřený průřezu C rovnoramenný, C 160x75x25x3, S235JR, pro přední nosníky byl zvolen profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem, EN 10219, 50x30x2, S235JRH a pro zadní nosníky byl zvolen profil otevřený průřezu U rovnoramenný, EN 10162, U 80x50x4, S235JR. Dále byly provedeny výpočty a návrhy příčnicků 4 a 5. Pro příčník 4 byl zvolen profil otevřený průřezu L rovnoramenný, EN 10162, L 50x50x3, S235JR a pro příčník 5 byl zvolen profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem, EN 10219, 100x30x2, S235JRH. Všechny nosníky byly zkontrolovány k meznímu stavu pružnosti.

Na závěr byly zvoleny vedlejší komponenty. Nejdříve byla zvolena ruční hydraulická pumpa MAXICAP. Dále byl dle výpočtů zvolen Gallův řetěz DG 30 / 30K a jako poslední byly na základě výpočtů zvoleny všechny kladky. Přední kladky byly zvoleny přední pojezdové kladky HS120.B28.100 s brzdou, zadní kladky byly zvoleny polyamidové pojezdové kladky C45.75X65-20, pojezdové kladky paletových vidlí byly zvoleny polyamidové pojezdové kladky B15.152 a jako řetězka byla zvolena Gallova kladka převáděcí t 30 Ø 173.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KEMKA, Vladislav, 2009. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Praha: Informatorium. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [2] ŠKOPÁN, Miroslav, *Hydraulické pohony strojů* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2004 [cit. 2018-01-11]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.
- [3] BIGOŠ, Peter, 2012. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed., 2010. *Konstruování strojních součástí* [online]. V Brně: VUTIUM [cit. 2018-05-15]. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK, 2015. *Základy konstruování*. Vydání šesté. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 978-80-7204-921-9.
- [6] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS, 2013. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [7] VRBKA, Jan. *Pružnost a pevnost I: Učební text*. 1. Brno: Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, 2011.
- [8] Lehký ruční vysokozdvizný vozík, *Emporo* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.emporo.cz/lehky-rucni-vysokozdvizny-vozik-plosinovy-nosnost-350-kg/d-84558-c-25299/>
- [9] Lehký vysokozdvizný vozík PSO415n, *Deltalift* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.deltalift.cz/lehky-vysokozdvizny-vozik-pso415n-zdvih-1-5m-nosnost-400kg#tb1=2>
- [10] Manipulační plošinový vozík, *Uni-max* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.uni-max.cz/manipulacni-plosinovy-vozik/d/>
- [11] Plošinový zvedací vozík, *Manutan* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.manutan.cz/cs/mcz/plosinovy-zvedaci-vozik-do-400-kg-vyska-zdvihu-1-200-mm>
- [12] Lehký vysokozdvizný vozík PSO412n, *Deltalift* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.deltalift.cz/lehky-vysokozdvizny-vozik-pso412n-zdvih-1-2m-nosnost-400kg>
- [13] Lehký vysokozdvizný vozík PSO485n, *Deltalift* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.deltalift.cz/lehky-vysokozdvizny-vozik-pso485n-zdvih-85cm-nosnost-400kg>
- [14] Vysokozdvizný vozík SDJ0516x, *Deltalift* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.deltalift.cz/vysokozdvizny-vozik-sdj0516x-nosnost-500kg-vyska-zdvihu-1-6m>

- [15] Ruční vysokozdvížený vozík, *Manutan* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.manutan.cz/cs/mcz/rucni-vysokozdvizny-vozik-do-500-kg-vyska-zdvihu-1-560-mm#descriptionAnchor>
- [16] Ruční vysokozdvížený vozík s krátkými vidlemi, *Manutan* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.manutan.cz/cs/mcz/rucni-vysokozdvizny-vozik-s-kratkymi-vidlicemi-do-120-kg-vyska-zdvihu-1-050-mm>
- [17] Ruční vysokozdvížený paletový vozík, *Emporo* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.emporo.cz/rucni-vysokozdvizny-paletovy-vozik-nosnost-1000-kg-rucni-zdvih-1600-mm/d-83422-c-25299/>
- [18] Ruční nůžkový paletový vozík, *Emporo* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.emporo.cz/rucni-nuzkovy-paletovy-vozik-nosnost-1000-kg-zdvih-85-800-mm-kola-polyuretan/d-83416-c-25299/>
- [19] Mobilní hydraulický zvedací stůl, *Manutan* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.manutan.cz/cs/mcz/mobilni-hydraulicky-zvedaci-stul-do-350-kg-deska-110-x-52-cm>
- [20] Mobilní hydraulický zvedací stůl Bishamon, *Manutan* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.manutan.cz/cs/mcz/mobilni-hydraulicky-zvedaci-stul-bishamon-do-500-kg-deska-101-x-51-8-cm>
- [21] Lehký zvedací plošinový vozík, *Emporo* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.emporo.cz/lehky-zvedaci-plosinovy-vozik-nosnost-500-kg-zdvih-280-900-mm/d-83419-c-1814/>
- [22] Spindle Scissor Lift Table, *Securefixdirect* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.securefixdirect.com/350kgs-spindle-scissor-lift-table---lifting-trolley-bench-workshop-garage-4021-p.asp>
- [23] Vzpěr přímých prutů, *Kme.zcu* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: [https://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/vzper-primych-prutu/pruvodce\\_resenim.pdf](https://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/vzper-primych-prutu/pruvodce_resenim.pdf)
- [24] Profil otevřený průřezu U rovnoramenný, *Ferona* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/39520/profil-otevreny-prurezu-u-rovnoramenny-en-10162-u-120x50x3>
- [25] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, *Ferona* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/31046/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-50x30x2>
- [26] Profil otevřený průřezu U rovnoramenný, *Ferona* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/27353/profil-otevreny-prurezu-u-rovnoramenny-en-10162-u-80x50x4>
- [27] Profil otevřený průřezu L rovnoramenný, *Ferona* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/24279/profil-otevreny-prurezu-l-rovnoramenny-en-10162-l-50x50x3>

- [28] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, *Ferona* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/39913/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-100x30x2>
- [29] Ruční hydraulická pumpa MAXICAP, *Uni-max* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.uni-max.cz/rucni-hydraulicka-pumpa-maxicap/d/>
- [30] Gallovy řetězy standardní dle ČSN 02 3330, *Mch-retezy* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/gallovy-retezy/standardni-retezy/>
- [31] Nerezové pojezdové kolo - HS120.B28.100, *Kolapirkl* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.kolapirkl.cz/nerezove-pojezdove-kolo-hs120-b28-100>
- [32] Samostatné polyamidové pojezdové kolo - C45.75X65-20, *Kolapirkl* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.kolapirkl.cz/samostatne-polyuretanove-pojezdove-kolo-c45-75x65-20>
- [33] Samostatné polyamidové pojezdové kolo - B15.152, *Kolapirkl* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.kolapirkl.cz/samostatne-polyamidove-pojezdove-kolo-b15-152>
- [34] Gallovy kladky, *Mch-retezy* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/gallovy-retezy/gallovy-kladky/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a \dots i$	[m]	Délky jednotlivých úseků konstrukce
$d$	[m]	Průměr pístnice
$d_{min}$	[m]	Minimální vnitřní průměr hydraulického válce
$E$	[Pa]	Youngův modul pružnosti
$f$	[-]	Koeficient tření
$F_1$	[N]	Tíha zatížených paletových vidlí
$F_2$	[N]	Síla působící na řetěz
$F_A$	[N]	Síla působící ve vazbě A
$F_{Ax}$	[N]	Síla působící ve vazbě A ve směru osy x
$F_{Ay}$	[N]	Síla působící ve vazbě A ve směru osy y
$F_B$	[N]	Síla působící ve vazbě B
$F_{Bx}$	[N]	Síla působící ve vazbě B ve směru osy x
$F_{By}$	[N]	Síla působící ve vazbě B ve směru osy y
$F_C$	[N]	Síla působící ve vazbě C
$F_D$	[N]	Síla působící ve vazbě D
$F_E$	[N]	Síla působící ve vazbě E
$F_G$	[N]	Síla působící ve vazbě G
$F_H$	[N]	Síla působící ve vazbě H
$F_I$	[N]	Síla působící ve vazbě I
$F_J$	[N]	Síla působící ve vazbě J
$F_{krit}$	[N]	Kritická síla
$F_p$	[N]	Síla působící na pístnici
$F_{pmax}$	[N]	Maximální síla působící na pístnici
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$G_1 \dots G_5$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Tíha jednotlivých nosníků na metr délky
$J_y$	[m <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu k ose y
$k$	[-]	Koeficient bezpečnosti
$l$	[m]	Délka prutu od vetknutí
$m$	[kg]	Hmotnost zatížených paletových vidlí
$m_l$	[kg]	Hmotnost břemena
$M_A$	[N·m]	Moment působící kolem vazby A
$M_C$	[N·m]	Moment působící kolem vazby C

$M_G$	[N·m]	Moment působící kolem vazby G
$M_I$	[N·m]	Moment působící kolem vazby I
$M_{oy11} \dots M_{oy52}$	[N·m]	Ohybový moment jednotlivých úseků nosníků
$M_{oy11max} \dots M_{oy52max}$	[N·m]	Maximální ohybový moment jednotlivých úseků nosníků
$N_{11} \dots N_{52}$	[N]	Normálová síla jednotlivých úseků nosníků
$N_{1max} \dots N_{2max}$	[N]	Maximální normálová síla jednotlivých nosníků
$P$	[Pa]	Provozní tlak v hydromotoru
$q_1 \dots q_5$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Liniové zatížení jednotlivých úseků konstrukce
$Re$	[Pa]	Mez kluzu
$S_1 \dots S_5$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu jednotlivých nosníků
$t$	[m]	Tloušťka jednotlivých profilů nosníků
$T_{z11} \dots T_{z52}$	[N]	Posouvající síla jednotlivých úseků nosníků
$W_{y1} \dots W_{y5}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul pružnosti v ohybu k ose y jednotlivých nosníků
$\lambda$	[-]	Štíhlost prutu
$\bar{\sigma}_{N1max} \dots \bar{\sigma}_{N2max}$	[Pa]	Maximální tahové napětí jednotlivých nosníků
$\bar{\sigma}_{o1max} \dots \bar{\sigma}_{o5max}$	[Pa]	Maximální ohybové napětí jednotlivých nosníků

## SEZNAM PŘÍLOH

Dílenský vozík (výkres sestavení) 01-01-A0-00