



# 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

## JEŘÁBOVÁ KLADNICE - NOSNOST 10 T

CRANE BLOCK PULLEY - LIFTING CAPACITY 10 T

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Krafka

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2020



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Martin Kraška</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.</b>
Akademický rok:	2019/20

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:

## **Jeřábová kladnice – nosnost 10 t**

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

Konstrukční návrh jeřábové kladnice s jednoduchým hákem. Skupina klasifikace mechanismu dle ČSN ISO 4301–1 M5. Základní technické parametry:

Nosnost 10 000 kg.

Počet nosných průřezů lana 4.

Počet navíjených lan na buben 2.

### **Cíle bakalářské práce:**

Kritická rešerše obdobných řešení.

Vlastní zdůvodněný návrh.

Funkční a pevnostní výpočty.

Celková sestava.

Dílenské výkresy hlavních částí.

### **Seznam doporučené literatury:**

KULKA , Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.

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 978-80-553-1187-6.

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.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

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

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



## ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá výpočtem a návrhem jeřábové kladnice se dvěma kladkami dimenzované pro nosnost 10 tun. Obsahuje řešení návrhu lana, lanových kladek, příčnicku, čepu kladek, bočnic, matice háku a ložisek. V další části práce je popis jednotlivých částí kladnice a návrh konstrukčního řešení. Závěrem práce je výkres sestavení, seznam položek a výrobní výkresy některých součástí.

## KLÍČOVÁ SLOVA

jeřábová kladnice, lano, lanová kladka, příčník, jeřábový hák, nosnost 10 t

## ABSTRACT

Subject of this thesis is design and calculation of a crane with two pulleys with lifting capacity of 10 tons. In contains solution to design of rope, rope pulleys, cross member of the hook block, pivot pulleys, sidewalls, nut of crane hook and ball bearings. In the next part of work there are described individual parts of crane hook block and construction design proposal. In conclusion of the thesis there are technical drawings of selected parts, technical drawing of assembly and bill of items.

## KEYWORDS

crane hook block, rope, rope pulley, cross member of the hook block, crane hook, lifting capacity 10 tons

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KRAFKA, M. Jeřábová kladnice - nosnost 10t. Brno, 2020. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 61s. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 8. června 2020

.....

Martin Krařka

## **PODĚKOVÁNÍ**

Především bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady a připomínky, kterými mně pomáhal při tvorbě této práce.

# OBSAH

Úvod.....	8
<b>1 Klasifikace jeřábů .....</b>	<b>9</b>
1.1 Zadané parametry .....	9
1.2 klasifikace mechanismu .....	9
<b>2 Jeřábová kladnice .....</b>	<b>10</b>
2.1 rozdělení dle uspořádání.....	10
2.1.1 Normální provedení .....	10
2.1.2 Zkrácené provedení.....	11
2.2 Rozdělení podle počtu kladek .....	11
2.3 Rozdělení podle nosnosti.....	12
2.4 Rozdělení podle typu vedení .....	12
2.5 Speciální jeřábové kladnice.....	12
<b>3 Lanový převod.....</b>	<b>13</b>
3.1 Kladkostroj.....	13
<b>4 Lano.....</b>	<b>15</b>
4.1 Návrh lana dle ČSN 27 0100.....	15
4.1.1 Volba lana .....	16
4.2 Výpočet lana dle normy ČSN EN 13 001-2 a ČSN EN 13 001-3-2 .....	18
4.2.1 Prokázání statické únosnosti lana .....	18
4.2.2 Prokázání únavové pevnosti.....	22
4.3 Kladky .....	27
<b>5 Konstrukční návrh jeřábové kladnice.....</b>	<b>30</b>
5.1 Příčnick .....	30
5.2 Čep.....	34
5.3 Bočnice.....	38
5.4 Háky .....	39
5.5 Ložiska .....	41
5.5.1 Radiální ložiska.....	41
5.5.1 Axiální ložisko .....	42
<b>6 Konstrukční řešení jeřábové kladnice.....</b>	<b>45</b>
6.1 Příčnick .....	46
6.2 Čep.....	46
6.3 Vodící kladky .....	47
6.4 Bočnice.....	48
6.5 Jednoduchý jeřábový hák .....	48
6.6 Matice háku .....	49
6.7 Krytování kladek .....	49

---

<b>Závěr .....</b>	<b>50</b>
<b>Seznam použitých zkratek a symbolů.....</b>	<b>53</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>58</b>

## ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh jeřábové kladnice s jednoduchým hákem. Konstrukční návrh je podložen výkresovou dokumentací celkové sestavy, dílenskými výkresy hlavních částí a je realizován na základě funkčních a pevnostních výpočtů v závislosti na zadaných technických parametrech.

Jeřábová kladnice je podstatnou součástí zdvihacích zařízení, které společně slouží ke zdvihání a přemísťování těžkých břemen v mnoha průmyslových sektorech. Kladnice slouží k rovnoměrnému rozložení sil do průřezů lan za pomoci soustavy vodících a vyrovnávacích kladek. Účelem tohoto zařízení je možnost použití lan o menším průměru pro větší břemena v závislosti na počtu kladek a celkovému převodu.

# 1 KLASIFIKACE JEŘÁBŮ

Klasifikace jeřábů je rozdělena na dvě části. První část klasifikace zařízení jako celku slouží jako prostředek komunikace s požadavkem na výkonnost mezi kupujícím a výrobcem. Druhá část je zaměřena na poskytnutí podkladů pro analýzu jeřábu pro dosažení požadované životnosti v závislosti na požadovaných provozních podmínkách. [1]

## 1.1 ZADANÉ PARAMETRY

Nosnost 10 000 kg.

Počet nosných průřezů lana 4.

Počet navíjených lan na buben 2.

## 1.2 KLASIFIKACE MECHANISMU

### KLASIFIKACE MECHANISMU

V zadání této bakalářské práce je stanovena klasifikace mechanismu zdvihu M5. Klasifikace mechanismu se zpravidla určuje dle stavu zatěžování a třídy využívání mechanismu. Na základě toho byly zvoleny dle normy ČSN ISO 4301/1 následující faktory:

### TŘÍDA VYUŽÍVÁNÍ MECHANISMU

Třída využívání mechanismu je určena souhrnným využitím v časové závislosti (hodiny). Celkovou dobu využití mechanismu lze určit z předpokládaného provozu v průběhu času, a to na základě součinu předpokládaného denního užívání v hodinách a počtem pracovních dnů. Výsledná hodnota časového využívání mechanismu je základem pro navrhování jednotlivých součástí, u kterých jednu z hlavních rolí při navrhování představuje právě čas (např. kuličková ložiska, převody, hřídele). Dané hodnoty jsou doporučené. [1]

Třída využívání mechanismu            T<sub>5</sub> (pravidelné přerušované využívání)

### STAV ZATĚŽOVÁNÍ MECHANISMU

Stav zatěžování mechanismu určuje spektrum, kterému mechanismus podléhá, a to maximálnímu, nebo sníženému zatížení. [1]

Stav zatěžování mechanismu            L<sub>2</sub> (střední, mechanismus je vystaven maximálnímu zatížení častěji a obvykle na něj působí střední zatížení)

## 2 JEŘÁBOVÁ Kladnice

“Kladnice umožňují dosáhnout převodu mezi hákem a bubnem nebo poháněcí kladkou. Mohou být jedno-, dvou-, nebo vícekladkové podle toho, jakým způsobem je převod uspořádán.“ [2] Kladnice můžeme klasifikovat na základě několika stanovisek. Tato stanoviska mohou být například nosnost, počet kladek, tvar, velikost kladek, průměr lana a typ háku.

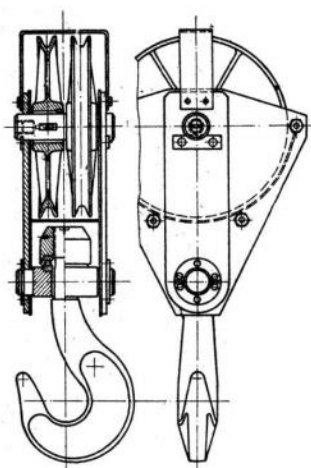


Obr. 2-1 jeřábová kladnice

### 2.1 ROZDĚLENÍ DLE USPOŘÁDÁNÍ

#### 2.1.1 NORMÁLNÍ PROVEDENÍ

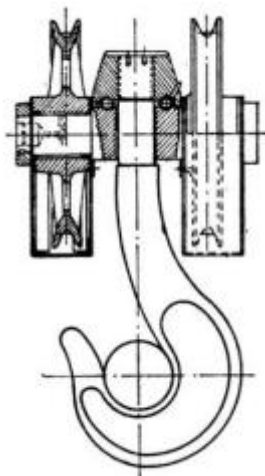
Konstrukce normální jeřábové kladnice spočívá v použití dvou čepů. Na jednom čepu je umístěn hák a na druhém jsou umístěny lanové kladky. Výhodou normálního provedení je že, délka bubnu může být sice menší, ale ztrácí se na zdvihací výšce, která je u mostových jeřábů mnohdy rozhodující. Proto se častěji používá pro dvoukladkové a čtyřkladkové kladnice provedení normální. Při větším počtu kladek v kladnici používáme většinou provedení normální. [2]



Obr. 2-2 Normální provedení jeřábové kladnice [2]

### 2.1.2 ZKRÁCENÉ PROVEDENÍ

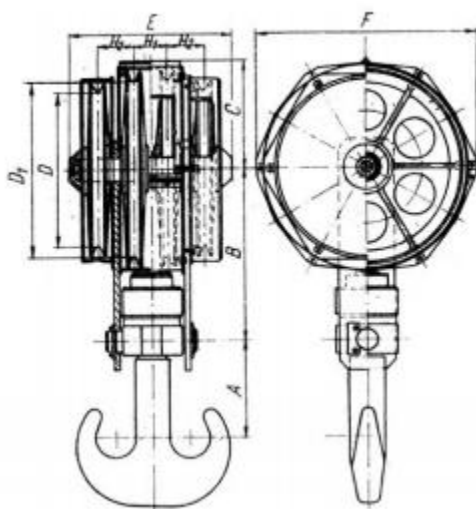
Zkrácené provedení je konstruováno tak, že hák a lanové kladky jsou umístěny na jednom čepu. Použití zkráceného provedení se většinou používá pro dvoukladkové a čtyřkladkové kladnice. [2]



Obr. 2-3 Zkrácené provedení jeřábové kladnice [2]

## 2.2 ROZDĚLENÍ PODLE POČTU KLADEK

Jeřábové kladnice se mohou odlišovat počtem a velikostí vodících a vyrovnávacích kladek, zpravidla se používají 2, 4, 6, 8 a s více vodícími kladkami. [2] Více kladek po délce čepu se využívá za účelem zvýšení nosnosti.



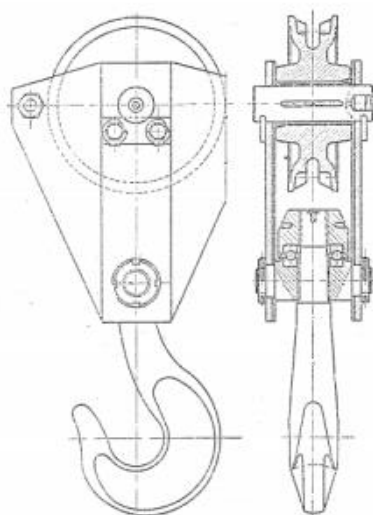
Obr. 2-4 Čtyřkladková typizovaná jeřábová kladnice [2]

### 2.3 ROZDĚLENÍ PODLE NOSNOSTI

Typizované jeřábové kladnice jsou vyráběny podle nosnosti 5t, 8t, 12,5t, 20t, 32t a 50t.

### 2.4 ROZDĚLENÍ PODLE TYPU VEDENÍ

Kromě použití ocelových lan můžeme použít pro nižší nosnosti například ocelový řetěz.



Obr. 2-5 Řetězová kladnice [3]

### 2.5 SPECIÁLNÍ JEŘÁBOVÉ KLDNICE

Kladnice mohou být osazeny vázícím systémem různého provedení a přesnosti vážení. V případě potřeby pro napájení elektromagnetu, nebo hydraulického drapáku je kladnice vybavena zásuvkou pro napájení a ovládání těchto zařízení. Motoricky otočné kladnice umožňující otáčení zavěšeného břemena kolem svislé osy pomocí elektromechanického, hydraulického nebo pneumatického pohonu, který umožňuje neomezené otáčení háku v obou směrech.



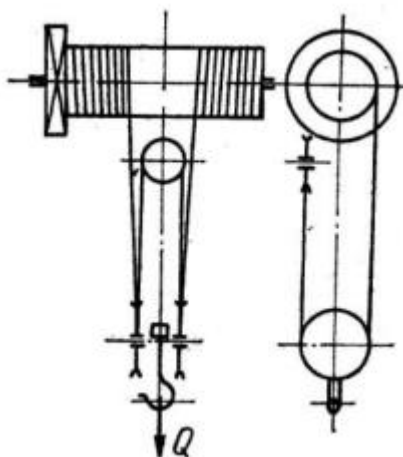
Obr. 2-6 Otočná kladnice [4]

### 3 LANOVÝ PŘEVOD

Lanový převod je opásaný převod, u něhož tažným členem je lano. Má shodný princip i geometrii s řemenovým převodem.

#### 3.1 KLADKOSTROJ

Kladkostroje se dělí z hlediska pohonu na ruční a elektrické. Kladkostroj je systém pevných a volných kladek propojený lanem, který využívá a vzájemně kombinuje účinky pevné kladky, které jsou pouze ve změně směru vedení lana a účinku volné kladky, která „půlí“ sílu. Kladkostroj snižuje sílu působící v lanech, rozložením na jednotlivé prameny lana v kladkostroji. Kombinací pevných a volných kladek vzniká mnoho typů kladkostroje, může být složen z různých typů a počtů kladek, ale musí obsahovat jednu volnou a jednu pevnou kladku. U každého kladkostroje je možno vypočítat vstupní a výstupní parametry. [5]



Obr. 3-1 Zvojené provedení lanového převodu [2]

PŘEVOD KLADKOSTROJE [2],str.154

$$i_{kl} = \frac{n}{z} \quad [-] \quad (3.1)$$

$$i_{kl} = \frac{4}{2}$$

$$i_{kl} = 2$$

Kde:  $n$  [-] počet nosných průřezů lana z Obr. 3-1

$z$  [-] počet větví lanového systému z Obr. 3-1

**ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU** [6],str.13

$$\eta_{tot} = \frac{(\eta_s)^{n_s}}{i_k} \cdot \frac{1-(\eta_s)^{i_k}}{1-\eta_s} \quad [-] \quad (3.2)$$

$$\eta_{tot} = \frac{(0,985)^0}{2} \cdot \frac{1-(0,985)^2}{1-0,985}$$

$$\eta_{tot} = 0,992$$

Kde:  $n_s$  [-] počet kladek mezi bubnem a pevnou částí

$i_{kl}$  [-] převod kladkostroje z rovnice (3.1)

$\eta_s$  [-] účinnost kladek na valivých ložiskách  $\eta_s = 0,985$ , podle [6] str.13

## 4 LANO

Návrh lana je ověřen na základě dvou odlišných způsobů výpočtu. První způsob výpočtu lana je dle použití normy ČSN 27 0100 z roku 1977, která je stále platná [7] a v druhém způsobu výpočtu je zvolené lano ověřeno podle využití norem ČSN EN 13001-2 [8] a ČSN EN 13001-3-2 [6] v nichž jsou zohledněny součinitelé a podstatně lépe zahrnuje všechny provozní vlivy, které na lano působí a které norma ČSN 27 0100 nezahrnuje.

### 4.1 NÁVRH LANA DLE ČSN 27 0100

Norma ČSN 27 0100 stanoví výpočet ocelových lan zdvihacích, sklápěcích a podobných ústrojí jeřábů, vrtáků a zdvihadel. Neplatí pro výpočet ocelových lan výtahů, pohyblivých plošin, rýpadel a vázacích lan. [7]

**OSOVÁ SÍLA V LANĚ** [7], str.4

$$F_{ls} = \frac{m_Q + m_G}{z \cdot n_l} \cdot \frac{g}{\eta_{tot}} \quad [\text{N}] \quad (4.1)$$

$$F_{ls} = \frac{10000 + 250}{2 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,992}$$

$$F_{ls} = 25330 \text{ N}$$

Kde:  $m_Q$  [kg] hmotnost normovaného břemene (zadáno)

$m_G$  [kg] hmotnost částí zvedaných současně s břemenem (zvoleno)

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] gravitační zrychlení

$z$  [-] počet větví lanového systému z Obr. (3.1)

$n_l$  [-] počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu z Obr. (3.1)

$\eta_{tot}$  [-] účinnost kladkostroje, z rovnice (3.2)

**POTŘEBNÁ NOSNOST LANA** [23], str.573

$$F_p \geq k_l \cdot F_{ls} \quad [\text{N}] \quad (4.2)$$

$$F_p \geq 4,8 \cdot 25330$$

$$F_p \geq 121600 \text{ N}$$

Kde:  $F_{ls}$  [N] osová síla v laně, z rovnice (4.1)

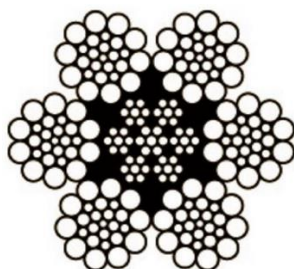
$k_l$  [-] bezpečnost lana, podle [7], str.3 (dochází ke střídavému ohybu, bezpečnost je zvýšena o +0,7)

#### 4.1.1 VOLBA LANA

Ocelová pohyblivá lana se odvíjí na kladkách, a proto musí být ohebná. Vyrábějí se ze speciálních drátků kruhového průřezu o jmenovité pevnosti 1270, 1570 a 1770 [MPa][9]. Pro zdvihové mechanismy jsou vhodnou volbou vícepramenná lana zejména šestipramenná. Pro navrhovanou jeřábovou kladnici lze zvolit lano z obsáhlého výběru trhu, proto byl udělán užší výběr.

Tab. 4-1 Parametry šestipramenného lana SEAL 6x27S-IWRC [10]

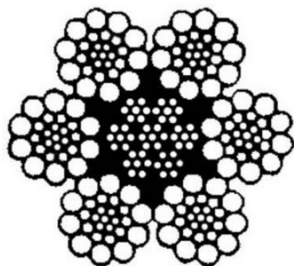
Jmenovitý průměr lana [mm]	Jmenovitá pevnost drátů [MPa]	Jmenovitá nosnost lana [kN]	Hmotnost lana na 1m [kg]
14	1770	124	0,85



Obr. 4-1 Řez šestipramenného lana SEAL 6x27S-IWRC [10]

Tab. 4-2 Parametry šestipramenného lana WARRINGTON SEAL 6x26WS-IWRC [11]

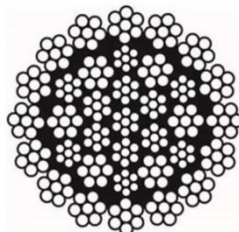
Jmenovitý průměr lana [mm]	Jmenovitá pevnost drátů [MPa]	Jmenovitá nosnost lana [kN]	Hmotnost lana na 1m [kg]
12	1960	118	0,676



Obr. 4-2 Řez šestipramenného lana WARRINGTON SEAL 6x26WS-IWRC

Tab. 4-3 Parametry vícepramenného lana HERKULES 34Wx7-WSC [12]

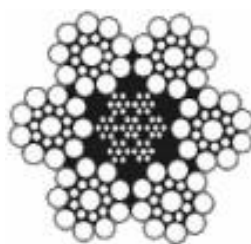
Jmenovitý průměr lana [mm]	Jmenovitá pevnost drátů [MPa]	Jmenovitá nosnost lana [kN]	Hmotnost lana na 1m [kg]
14	1770	124,89	0,89



Obr. 4-3 Řez vícepramenného lana HERKULES 34Wx7-WSC

Tab. 4-4 Parametry šestipramenného ocelového lana –SEAL-114 drátů (6x19) s duší (49 drátů) [13]

Jmenovitý průměr lana [mm]	Jmenovitá pevnost drátů [MPa]	Jmenovitá nosnost lana [kN]	Hmotnost lana na 1m [kg]
12	1770	114	0,59



Obr. 4-4 Řez šestipramenného ocelového lana –SEAL-114 drátů (6x19) s duší (49 drátů)[13]

Tab. 4-5 Parametry šestipramenného ocelového lana STANDARD 6x7 s drátěnou duší. [14]

Jmenovitý průměr lana [mm]	Jmenovitá pevnost drátů [MPa]	Jmenovitá nosnost lana [kN]	Hmotnost lana na 1m [kg]
14	1770	149	0,771



Obr. 4-5 Řez šestipramenného ocelového lana STANDARD 6x7 s drátěnou duší [14]

Zvolené lano: Šestipramenné ocelové lano – SEAL průměr lana d=12 mm z tab. 4-4

**KONTROLA LANA** [9], str.50

$$F_j \geq F_p \quad [\text{N}] \quad (4.3)$$

114000N  $\geq$  121600N  $\rightarrow$  nevyhovuje

Podle kontroly je lano mírně poddimenzované. Proto je níže proveden přesnější výpočet dle ČSN EN 13 001-2 a ČSN EN 13 001-3-2., který přesněji zohledňuje provozní podmínky lana.

Kde:  $F_j$  [N] jmenovitá nosnost lana z tab. 4-4

$F_p$  [N] potřebná nosnost lana z rovnice (4.2)

**SKUTEČNÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI** [23],str.573

$$k_{LS} = \frac{F_j}{F_{ls}} \quad [-] \quad (4.4)$$

$$k_{LS} = \frac{114000}{25330}$$

$$k_{LS} = 4,5$$

Kde:  $F_j$  [N] jmenovitá nosnost lana z tab. 4-4

$F_{ls}$  [N] osová síla v laně z rovnice (4.1)

**4.2 VÝPOČET LANA DLE NORMY ČSN EN 13 001-2 A ČSN EN 13 001-3-2**

ČSN EN 13 001-2 [8] a ČSN EN 13 001-3-2 [6] jsou platné evropské normy, které lze využít při výpočtu ocelových lan u jeřábů, zařízení a teoretické ověření a všeobecné podmínky jeřábů pro splnění základních bezpečnostních požadavků.

**4.2.1 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI LANA**

Dle ČSN EN 13 001-3-2 [6] se musí prokazovat podmínka statické únosnosti jeřábového lana pro dané kombinace zatížení.

**HMOTNOST PRVKŮ PŮSOBÍCÍ NA NOSNÝ PRŮŘEZ LANA** [8], str.12

$$m_{Hr} = \frac{m_b + m_{kl} + m_s + m_l}{z} \quad [\text{kg}] \quad (4.5)$$

$$m_{Hr} = \frac{10000 + 250 + 50 + 0}{2}$$

$$m_{Hr} = 5150 \text{ kg}$$

Kde:  $m_b$  [kg] hmotnost břemene (zadáno)

$m_{kl}$  [kg] předpokládaná hmotnost kladnice

$m_s$	[kg]	předpokládaná hmotnost háku a přidružených součástí
$z$	[-]	počet větví lanového systému z Obr. (3.1), $z = 2$
$m_l$	[kg]	hmotnost lana, která se zanedbává pro zdvihy menší jak 20 m

### DYNAMICKÝ SOUČINITEĽ

Výpočet dynamického součinitele, dle [8], str. 12 pro působení setrvačnosti a síly při zdvihání volně ležícího břemene je použit vzorec:

$$\Phi = \Phi_{min} + \beta_2 \cdot v_h \quad [-] \quad (4.6)$$

$$\Phi = 1,2 + 0,68 \cdot 0,09$$

$$\Phi = 1,261$$

Kde:  $\Phi_{min}$  [-] minimální dynamický součinitel podle tab.4 [8], str.13  $\Phi_{min} = 1,2$

$\beta_2$  [ $s \cdot m^{-1}$ ] součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu dle [8], str.13 (volena hodnota pro nejmenší tuhost)  $\beta_2 = 0,68$

$v_h$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] rychlost zdvihu (zvoleno)  $v_h = 0,9 m \cdot s^{-1}$

### SOUČINITEĽ ZVYŠUJÍCÍ SÍLU V LANĚ

Součinitel zvýšení návrhové síly v laně je způsoben účinností lanového systému za pomoci vzorce:

$$f_{s1} = \frac{1}{\eta_{tot}} \quad [-] \quad (4.7)$$

$$f_{s1} = \frac{1}{0,992}$$

$$f_{s1} = 1,008$$

Kde:  $\eta_{tot}$  [-] účinnost kladkostroje, z rovnice (3.2)

### SOUČINITEĽ NEROVNOBĚŽNÉHO NOSNÉHO PRŮŘEZU

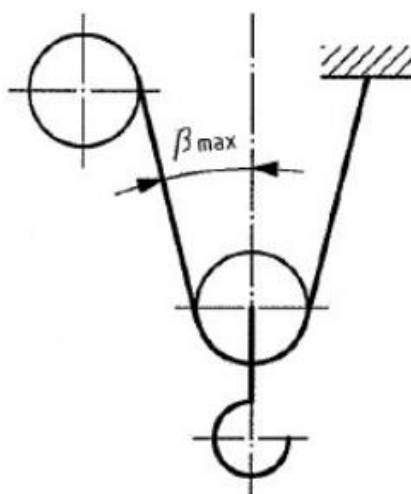
Nejsou-li nosné průřezy lana rovnoběžné, síla v laně se zvětší. Součinitel musí být určen pro nejnepříznivější polohu polohy mechanismu. Zjednodušený vzorec pro výpočet součinitele, dle [6], str.14

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(\beta_{max})} \quad [-] \quad (4.8)$$

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(4)}$$

$$f_{s2} = 1,002$$

Kde:  $\beta_{max}$  [°] největší úhel mezi nosným průřezem/vinutím a směrem působení zatížení  $\beta_{max} = 4^\circ$  (viz Obr. 4-6)



Obr. 4-6 Největší úhel nosného průřezu [6], str.14

### NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

Návrhová síla v laně pro svislé zdvihání se vypočítá dle [6], str.12 za použití vzorce:

$$F_{Sd,s} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{i_{kl}} \cdot \Phi \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n \quad [\text{N}] \quad (4.9)$$

$$F_{Sd,s} = \frac{5150 \cdot 9,81}{2} \cdot 1,261 \cdot 1,008 \cdot 1 \cdot 1,34 \cdot 1$$

$$F_{Sd,s} = 43026 \text{ N}$$

Kde:  $m_{Hr}$  [kg] hmotnost prvků působící na nosný průřez lana, z rovnice (4.5)

$g$  [m.s<sup>-2</sup>] gravitační zrychlení

$i_{kl}$  [-] převod kladkostroje z rovnice (3.1)

$\Phi$  [-] dynamický součinitel, z rovnice (4.6)

$f_{s1}$  [-] součinitel zvýšení návrhové síly v laně, z rovnice (4.7)

$f_{s2}$  [-] součinitel nerovnoběžného nosného průřezu, z rovnice (4.8)

$f_{s3}$  [-] součinitel vodorovných sil na břemeno, dle [6], str.14  $f_{s3} = 1$

$\gamma_p$  [-] dílčí součinitel bezpečnosti, dle [6], str.12  $\gamma_p = 1,34$

$\gamma_n$  [-] součinitel rizika, dle [6], str.12]  $\gamma_n = 1$

**ZÁKLADNÍ TEORETICKÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLDKY**

Součinitel  $\alpha$  zvyšujeme o 2 při střídavém ohybu lana nebo, je-li počet vodících kladek větší než dvě. [9], str.51

Tab. 4-6 Hodnoty součinitele  $\alpha$  v závislosti na druhu kladky a provozu [2], str.95

Kladky	Skupina jeřábů			
	I	II	III	IV
Vodící	20	22	24	26
Vyrovnávací	14	15	16	16

$$D_{vyrovnávací} = d \cdot \alpha \quad [\text{mm}] \quad (4.10)$$

$$D_{vyrovnávací} = 12 \cdot 17$$

$$D_{vyrovnávací} = 204 \text{ mm}$$

Kde:  $d$  [mm] průměr lana, dle tab. 4-4

$\alpha$  [-] součinitel  $\alpha$  závislý na druhu kladky a druhu provozu  $\alpha = 15 + 2$ , dle tab. 4-6

**NEJMENŠÍ PŘÍSLUŠNÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLDKY [6], str. 17**

$$D_{min} = 1,125 \cdot D_{vyrovnávací} \quad [\text{mm}] \quad (4.11)$$

$$D_{min} = 1,125 \cdot 204$$

$$D_{min} = 229,5 \text{ mm}$$

Kde:  $D_{vyrovnávací}$  [mm] základní teoretický průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (4.10)

**MINIMÁLNÍ SOUČINITEL ÚNOSNOSTI LANA [6], str.17**

$$\gamma_{RB} = 1,35 + \frac{5}{\left(\frac{D_{min}}{d}\right)^{0,8} - 4} \quad [-] \quad (4.12)$$

$$\gamma_{RB} = 1,35 + \frac{5}{\left(\frac{229,5}{12}\right)^{0,8} - 4}$$

$$\gamma_{RB} = 2,108$$

Kde:  $D_{min}$  [mm] nejmenší příslušný průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (4.11)

$d$  [mm] průměr lana

**NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI V LANĚ** [6], str.17

$$F_{Rd,s} = \frac{F_j}{\gamma_{RB}} \quad [\text{N}] \quad (4.13)$$

$$F_{Rd,s} = \frac{114000}{2,108}$$

$$F_{Rd,s} = 54080 \text{ N}$$

Kde:  $F_j$  [N] jmenovitá nosnost lana z tab. 4-5

$\gamma_{RB}$  [-] minimální součinitel únosnosti lana, z rovnice (4.12)

**KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI LANA**

Podmínka pro dané kombinace zatížení při prokázání statické únosnosti jeřábového lana, dle [6], str.18:

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \quad [\text{N}] \quad (4.15)$$

43026 N  $\leq$  54080 N  $\rightarrow$  zvolené lano vyhovuje na prokázání statické únosnosti

Kde:  $F_{Sd,s}$  [N] návrhová síla v laně (4.9)

$F_{Rd,s}$  [N] návrhová síla únosnosti v laně, z rovnice (4.13)

**4.2.2 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI****DYNAMICKÝ SOUČINITEL** [6], str.18

$$\phi_{\#} = \sqrt[3]{\frac{(\omega-1)+\phi^3}{\omega}} \quad [-] \quad (4.16)$$

$$\phi_{\#} = \sqrt[3]{\frac{(7-1)+1,261^3}{7}}$$

$$\phi_{\#} = 1.046$$

Kde:  $\omega$  [-] příslušný počet ohybů pro pohyb, zvoleno dle [6], příloha A,  $\omega = 7$

$\phi$  [-] dynamický součinitel, z rovnice (4.6)

**SOUČINITEL NEROVNOBĚŽNÉHO NOSNÉHO PRŮŘEZU**

[6], str.19

$$f_{s2\#} = 1 + \left( \frac{1}{\cos(\beta_{max} \cdot z_2)} - 1 \right) \cdot \left( \frac{z_{ref} - z_2}{z_{ref} - z_1} \right)^{0,9} \quad [-] \quad (4.17)$$

$$f_{s2\#} = 1 + \left( \frac{1}{\cos(4 \cdot 9)} - 1 \right) \cdot \left( \frac{10-9}{10-0} \right)^{0,9}$$

$$f_{s2\#} = 1,03$$

- Kde:  $\beta_{max}$  [°] největší úhel mezi nosným průřezem/vinutím a směrem působení zatížení  $\beta_{max} = 4^\circ$  (viz Obr. 4-6)
- $z_{ref}$  [m] referenční výška, celý pracovní rozsah  $z_{ref} = 10$
- $z_1, z_2$  [m] nejpoužívanější pracovní rozsah, kde  $z_1 = 9\text{ m}$ ,  $z_2 = 0\text{ m}$ , dle [6], str.17

**SOUČINITEL VODOROVNÝCH SIL NA BŘEMENO** [6], str.20

$$f_{s3\#} = f_{s3} = 1 \quad [-] \quad (4.18)$$

- Kde:  $f_{s3}$  [-] součinitel vodorovných sil na břemeno, dle [6], str.14  $f_{s3} = 1$

**NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ** [6], str.18

$$F_{Sdf} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{i_{kl}} \cdot \phi_{\#} \cdot f_{s2\#} \cdot f_{s3\#} \cdot \gamma_n \quad [\text{N}] \quad (4.19)$$

$$F_{Sdf} = \frac{5150 \cdot 9,81}{2} \cdot 1.046 \cdot 1.03 \cdot 1 \cdot 1$$

$$F_{Sdf} = 27215\text{ N}$$

- Kde:  $m_{Hr}$  [kg] hmotnost prvků působící na nosný průřez lana, z rovnice (4.5)
- $g$  [m.s<sup>-2</sup>] gravitační zrychlení
- $i_{kl}$  [-] převod kladkostroje z rovnice (3.1)
- $\phi_{\#}$  [-] dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti, z rovnice (4.16)
- $f_{s2\#}$  [-] součinitel zvětšující sílu v laně, z rovnice (4.17)
- $f_{s3\#}$  [-] součinitel zvětšující sílu v laně, z rovnice (4.18)
- $\gamma_n$  [-] součinitel rizika, dle [6], str.12  $\gamma_n = 1$

**CELKOVÝ POČET POHYBŮ ZDVIHÁNÍ PRO JEDNO LANO** [6], str.20

Předpokládaná životnost jeřábu je 25 let. Maximální doba používání lana je dána na dva roky. Počet cyklů za rok je podle třídy využívání T5 pravidelné přerušované využívání 6300.

$$i_{max} = \frac{C_{oc}}{I_r} \quad [-] \quad (4.20)$$

$$i_{max} = \frac{157500}{13}$$

$$i_{max} = 12120$$

- Kde:  $C_{oc}$  [-] počet cyklů za předpokládanou dobu životnosti jeřábu
- $I_r$  [-] počet lan specifikovaný pro návrhovou životnost jeřábu

**CELKOVÝ POČET OHYBŮ ZA DOBU ŽIVOTNOSTI LANA [6], str.21**

$$W_{tot} = \sum_i^{i_{max}} \omega_i \quad [-] \quad (4.21)$$

$$W_{tot} = \sum_{i=1}^{12120} \omega_i$$

$$W_{tot} = 84810$$

Kde:  $\omega$  [-] příslušný počet ohybů pro pohyb, zvoleno dle [6], příloha A  $\omega = 7$

$i_{max}$  [-] celkový počet pohybů zdvihání pro jedno lano

**JMENOVITÝ SOUČINTEL SPEKTRA ZATÍŽENÍ [1], str.7**

Jmenovitý součinitel spektra zatížení  $K_m$  je zvolen na základě: životnosti T5 (6300hod), stavu zatěžování pro střední provoz a pro klasifikaci mechanismu M5 (zadáno), dle [1], str.7, tab.6, pro stav zatěžování L2, dle [1], str.7, tab.5, („mechanismus je vystaven maximálním zatížení častěji a obvykle na něj působí střední zatížení“)

$$K_m = 0,25 \quad [-] \quad (4.22)$$

**RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBŮ [6], str.21**

$$v_r = \frac{W_{tot}}{W_D} \quad [-] \quad (4.23)$$

$$v_r = \frac{84810}{5 \cdot 10^5}$$

$$v_r = 0.17$$

Kde:  $W_{tot}$  [-] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (4.21)

$W_D$  [-] počet ohybů v referenčním bodě, dle [6], str. 21  $W_D = 5 \cdot 10^5$  (zadáno v normách)

**PARAMETR HISTORIE SÍLY V LANĚ [6], str.20**

$$S_r = K_m \cdot v_r \quad [-] \quad (4.24)$$

$$S_r = 0,25 \cdot 0,17$$

$$S_r = 0,0425$$

Kde:  $K_m$  [-] součinitel spektra síly v laně, dle (4.22)

$v_r$  [-] relativní celkový počet ohybů, dle (4.23)

**REFERENČNÍ POMĚR HODNOTY  $D/d$**  [6], str.21

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log\left(\left(\frac{W_{tot}}{8000}\right),2\right)} \quad [-] \quad (4.25)$$

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log\left(\left(\frac{84810}{8000}\right),2\right)}$$

$$R_{Dd} = 14,936$$

Kde:  $W_{tot}$  [-] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (4.21)

**SOUČINITEL V ZÁVISLOSTI NA CELKOVÉM POHYBU** [6], str.21

$$f_{f1} = \frac{D_{min}}{R_{Dd}} \quad [-] \quad (4.26)$$

$$f_{f1} = \frac{\frac{229,5}{12}}{14,936}$$

$$f_{f1} = 1,28$$

Kde:  $D_{min}$  [mm] nejmenší příslušný průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (4.11)

$d$  [mm] průměr lana

**TAHOVÁ PEVNOST DRÁTU** [6], str.22

Pro dráty, které mají nižší, nebo stejnou pevnost, než 1770MPa je tahová pevnost drátu rovna:

$$f_{f2} = 1 \quad [-] \quad (4.27)$$

Kde:  $f_{f2}$  [-] tahová pevnost drátu

**SOUČINITEL ÚHLU NÁBĚHU** [6], str.23

$$f_{f3} = 1 \quad [-] \quad (4.28)$$

Kde:  $f_{f3}$  [-] součinitel úhlu náběhu tab.5 z [6], str.23, pro úhel náběhu  $\leq 0,5^\circ$

**SOUČINITEL MAZÁNÍ LANA** [6], str.23

$$f_{f4} = 1 \quad [-] \quad (4.29)$$

Kde  $f_{f4}$  [-] lana vyrobená s vnitřním namazáním je součinitel  $f_{f4} = 1$

**SOUČINITEL ZVÝŠENÉHO OPOTŘEBENÍ, PLASTICKÝCH DEFORMACÍ A STLAČENÍ LANA**

$$f_{f5} = 1 \quad [-] \quad (4.30)$$

Kde:  $f_{f5}$  [-] součinitel zvýšeného opotřebení, plastických deformací a stlačení lana, podle tab. 8 z [6], str.23

**SOUČINITEL POŽADAVKU NA BOK DRÁŽKY**

$$f_{f6} = 1 \quad [-] \quad (4.31)$$

Kde:  $f_{f6}$  [-] součinitel požadavku na bok drážky z tab.6 z [6], str. 23

**SOUČINITEL OHYBOVÉ ÚNAVY [6], str.24**

$$f_{f7} = \frac{1}{t} \quad [-] \quad (4.32)$$

$$f_{f7} = \frac{1}{1}$$

$$f_{f7} = 1$$

Kde:  $t$  [-] součinitel typu lana z tab.7 z [6], str.24

**SOUČINITEL VLIVU NA NÁVRHOVOU SÍLU ÚNOSNOSTI LANA [6], str.21**

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \cdot f_{f5} \cdot f_{f6} \cdot f_{f7} \quad [-] \quad (4.33)$$

$$f_f = 1,28 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$f_f = 1,28$$

Kde:  $f_{f1}$  [-] součinitel v závislosti na celkovém počtu pohybu, dle (4.26)

$f_{f2}$  [-] tahová pevnost drátu, dle (4.27)

$f_{f3}$  [-] součinitel úhlu náběhu tab.5 z [6], str.23 (4.28)

$f_{f4}$  [-] lana vyrobená s vnitřním namazáním je součinitel  $f_{f4} = 1$ , dle (4.29)

$f_{f5}$  [-] součinitel zvýšeného opotřebení, plastických deformací a stlačení lana podle tab. 8, z [6], str.23, dle (4.30)

$f_{f6}$  [-] součinitel požadavku na bok drážky z tab.6 z [6], str.23, dle (4.31)

$f_{f7}$  [-] součinitel typu lana z tab.7 z [6], str.23, dle (4.32)

**NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI [6], str.20**

$$F_{Rdf} = \frac{F_j}{\gamma_{rf} \cdot \sqrt[3]{S_r}} \cdot f_f \quad [N] \quad (4.34)$$

$$F_{Rdf} = \frac{114000}{7 \cdot \sqrt[3]{0,0425}} \cdot 1,28$$

$$F_{Rdf} = 59734 \text{ N}$$

Kde:  $F_j$  [N] jmenovitá nosnost lana z tab. 4-5

$S_r$	[-]	parametr historie síly v laně dle (4.24)
$\gamma_{rf}$	[-]	minimální součinitel únosnosti lana, dle [6], str.24, $\gamma_{rf} = 7$
$f_f$	[-]	součinitel vlivu na návrhovou sílu únosnosti lana, dle (4.33)

### PROKÁZÁNÍ PEVNOSTI PŘI ÚNAVĚ

Podmínka pro všechny významné kombinace zatížení při prokázání únavové pevnosti jeřábového lana, dle [6], str.18:

$$F_{Sdf} \leq F_{Rdf} \quad (4.35)$$

$27215 \text{ N} \leq 59734 \text{ N} \rightarrow$  zvolené lano vyhovuje na prokázání pevnosti při únavě

Kde:  $F_{Sdf}$  [N] návrhová síla v laně, dle (4.19)

$F_{Rdf}$  [N] návrhová síla únosnosti, dle (4.34)

### SHRNUTÍ VÝPOČTŮ

Pro návrh a kontrolu lana dle ČSN 27 0100 se uvažuje osová síla v laně v závislosti na zatížení od hmotnosti prvků působící na nosný průřez lana a na součiniteli bezpečnosti se zahrnují ostatní vlivy, proto není nutno věnovat se zrychlujícím silám za obvyklých podmínek provozu. Zvolená hodnota bezpečnosti (dle norem) je minimální bezpečnost vzhledem k danému druhu zatěžování. Dle kontroly lana, dle rovnice (4.3) lano je lano poněkud poddimenzováno. Proto byl udělán výpočet dle novějších a přesnějších norem ČSN EN 13 001-2 a ČSN EN 13 001-3-2.

Kontrola statické únosnosti vyjadřuje únosnost lana v jednom cyklu. Jsou zde zohledněny všechny významné kombinace při nejnepříznivějších zatížení.

Kontrola únavové pevnosti vyjadřuje únosnost v závislosti na čase a počtu cyklů. Účel kontroly pevnosti při únavě je zabránit poškození lana, vzniku a šíření kritických trhlin v závislosti na čase a počtu cyklů.

Lano dle norem ČSN EN 13 001-2 a ČSN EN13 001-3-2 je při poměru průměru lana a jmenovité nosnosti lana při jmenovité pevnosti drátků 1770 MPa přiměřeně předimenzované. Naopak dle starší, ale stále platné normy ČSN 27 0100 z roku 1977, lano je mírně poddimenzováno.

## 4.3 KLADKY

Kladky jsou rozdělovány na vodící a vyrovnávací. Smyslem vodící kladky je vedení lana za pohybu. Smyslem vyrovnávacích kladek je vyrovnávání jednotlivých větví lana v tahu. Průměr vodících kladek bývá větší než u kladek vyrovnávacích. Odlitky kladek jsou většinou z oceli 42 2650.2.

**HODNOTY SOUČiniteLE  $\alpha$  PRO VÝPOČET PRŮMĚRU KLADEK**

$$\alpha_{\text{vodící}} = 22 + 2 \quad [-] \quad (4.36)$$

$$\alpha_{\text{vodící}} = 24$$

Kde:  $\alpha_{\text{vodící}} [-]$  součinitel závislý na druhu kladky a stupně jeřábu, vodící kladky střední provoz, dle Tab. 4-6, Součinitel  $\alpha$  zvyšujeme o 2 při střídavém ohybu lana, nebo je-li počet vodících kladek větší než dvě. [9], str.51

**ZÁKLADNÍ TEORETICKÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KladKY [15], str.1**

$$D_{kl} = d \cdot \alpha_{\text{vodící}} \quad [\text{mm}] \quad (4.37)$$

$$D_{kl} = 12 \cdot 24$$

$$D_{kl} = 288 \text{ mm}$$

Kde:  $d$  [mm] průměr lana

$\alpha_{\text{vodící}} [-]$  součinitel závislý na druhu kladky a stupně jeřábu, vodící kladky střední provoz, dle Tab. 4-6, Součinitel  $\alpha$  zvyšujeme o 2 při střídavém ohybu lana, nebo je-li počet vodících kladek větší než dvě. [9]

**JMENOvitÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KladKY [15], str.2**

$$D_{\text{vodící}} \geq D_{kl} - d \quad [\text{mm}] \quad (4.38)$$

$$D_{\text{vodící}} \geq 288 - 12$$

$$D_{\text{vodící}} \geq 276 \text{ mm}$$

Kde:  $D_{kl}$  [mm] základní teoretický průměr vodící kladky, z rovnice (4.37)

$d$  [mm] průměr lana

Průměr vodící kladky je zvolen dle [15], str.5,  $D_{\text{VODÍCÍ}} = 315 \text{ mm}$

**JMENOvitÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KladKY [15], str.2**

$$D_{\text{vkjmin}} \geq D_{\text{vyrovnávací}} - d \quad [\text{mm}] \quad (4.39)$$

$$D_{\text{vkjmin}} \geq 204 - 12$$

$$D_{\text{vkjmin}} \geq 192 \text{ mm}$$

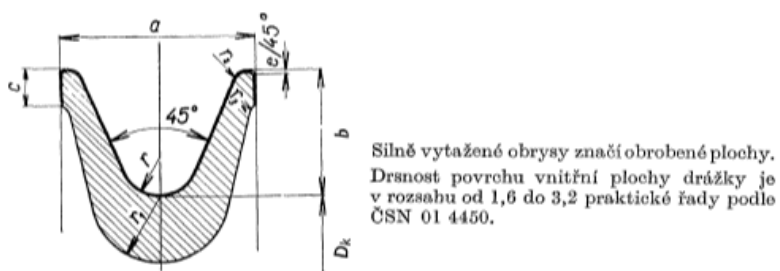
Kde:  $D_{\text{vyrovnávací}}$  [mm] základní teoretický průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (4.10)

$d$  [mm] průměr lana

Průměr vyrovnávací kladky je zvolen dle [15], str.5,  $D_{\text{VYROVNÁVACÍ}} = 200 \text{ mm}$ .

**DRÁŽKOVÁNÍ KLADEK**

Hodnoty drážkování pro zvolené lano o průměru 12 mm, podle [15], str.8, označení drážky kladky 7.



Obr. 4-7 Drážka a věnec lité kladky, dle [15], str.8

$$a = 36 \text{ mm}$$

$$r = 7 \text{ mm}$$

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

$$r_1 = 11 \text{ mm}$$

$$c = 7 \text{ mm}$$

$$r_2 = 3 \text{ mm}$$

$$e = 1 \text{ mm}$$

$$r_3 = 2 \text{ mm}$$

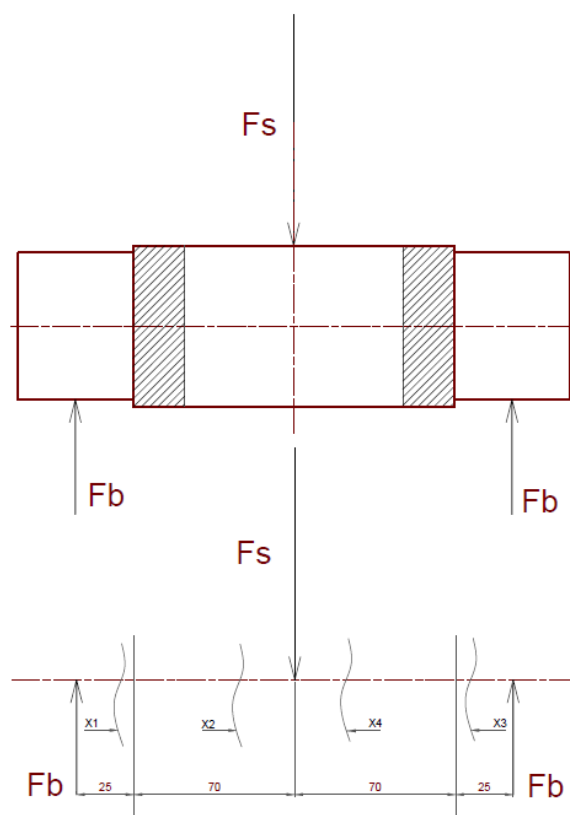
## 5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH JEŘÁBOVÉ KLDNICE

Konstrukční návrh jeřábové kladnice je tvořen z komponent, ke kterým jsou provedeny náležité pevnostní výpočty.

### 5.1 PŘÍČNÍK

Příčníc jeřábové kladnice je uložen v bočnicích a slouží k zavěšení háku. Hák zde přenáší sílu od břemene na axiální ložisko, které umožňuje rotaci břemene kolem svislé osy.

Pevnostní výpočet příčnicku je proveden podle [16]. Materiál příčnicku je zvolena kalená ocel 12 050 / 1.1191 / C45, která je vhodná k zušlechťování a povrchovému kalení. (mez kluzu  $R_e = 305 \text{ MPa}$ , mez pevnosti  $R_m = 590 \text{ MPa}$ ) [23], str.235



Obr. 5-1 Schéma zatížení příčnicku

#### HMOTNOST PRVKŮ KLDNICE

$$m_H = m_b + m_{kl} + m_s + m_l \quad [\text{kg}] \quad (5.0)$$

$$m_H = 10000 + 250 + 50 + 0$$

$$m_H = 10300 \text{ kg}$$

Kde:  $m_b$  [kg] hmotnost břemene (zadáno)

$m_{kl}$  [kg] předpokládaná hmotnost kladnice

- $m_s$  [kg] předpokládaná hmotnost háku a přidružených součástí
- $z$  [-] počet větví lanového systému z Obr. (3.1),  $z = 2$
- $m_l$  [kg] hmotnost lana, která se zanedbává pro zdvihy menší jak 20 m

**SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BOČNICI**

$$F_b = \frac{m_H \cdot g}{n_b} \quad [\text{N}] \quad (5.1)$$

$$F_b = \frac{10300 \cdot 9.81}{2}$$

$$F_b = 50522 \text{ N}$$

Kde:  $m_H$  [kg] hmotnost prvků kladnice

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] gravitační zrychlení

$n_b$  [-] počet bočnic

**STATICKÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA PŘÍČNÍK**

$$F_S = m_H \cdot g \quad [\text{N}] \quad (5.2)$$

$$F_S = 10300 \cdot 9,81$$

$$F_S = 101043 \text{ N}$$

Kde:  $m_H$  [kg] hmotnost prvků kladnice (5.0)

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] gravitační zrychlení

**OHYBOVÉ MOMENTY V ŘEZECH PŘÍČNÍKU**

Symetrie příčnicku umožňuje určit hodnoty v oblastech 3. a 4, které jsou shodné s hodnotami v oblastech 1. a 2, tedy:

$$M_{o1} = F_b \cdot x_1 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.3)$$

$$M_{o1} = 50522 \cdot 0,025$$

$$M_{o1} = 1263 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{o2} = F_b \cdot (x_1 + x_2) \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.4)$$

$$M_{o2} = 50522 \cdot (0,025 + 0,08)$$

$$M_{o2} = 5305 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{o1} = M_{o3}$$

$$M_{02} = M_{04}$$

Kde:  $M_{01}$  [N·m] ohybový moment v oblasti 1.

$M_{02}$  [N·m] ohybový moment v oblasti 2.

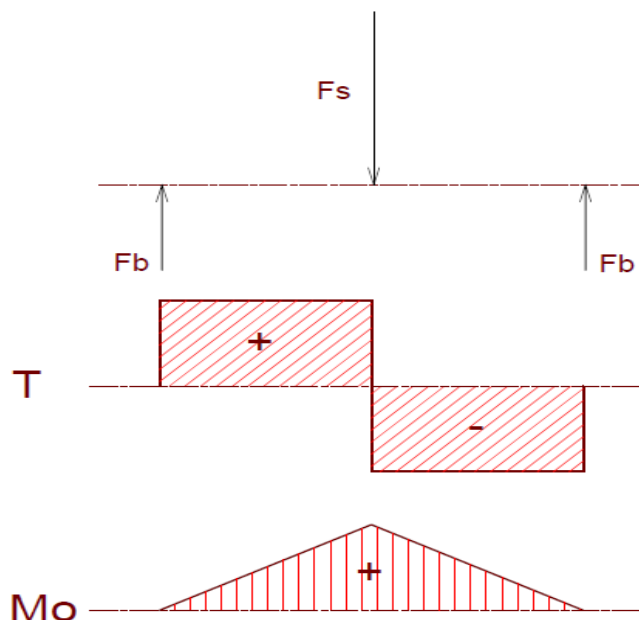
$M_{03}$  [N·m] ohybový moment v oblasti 3.

$M_{04}$  [N·m] ohybový moment v oblasti 4.

$F_b$  [N] síla působící na bočnici, z rovnice (5.1)

$x_1$  [m] délka 1. oblasti, z Obr. 5-1

$x_2$  [m] délka 2. oblasti, z Obr. 5-1



Obr. 5-2 VVÚ příčnicku

### STANOVENÍ PRŮMĚRU POSTRANNÍCH ČEPŮ PŘÍČNÍKU

$$\sigma_{max} = \alpha_p \cdot \sigma_{op1} \leq \frac{Re}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

$$\sigma_{max} = \alpha_p \cdot \frac{M_{01}}{W_0} = \alpha_p \cdot \frac{M_{01}}{\frac{\pi \cdot d_{přič}^3}{32}} \leq \frac{Re}{k}$$

$$d_{přič} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{01} \cdot \alpha_p \cdot k}{\pi \cdot Re}} \quad [\text{mm}] \quad (5.6)$$

$$d_{přič} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1263 \cdot 2 \cdot 3}{\pi \cdot 305}}$$

$d_{příč} = 63,256 \text{ mm}$  → průměr čepu příčnicku navýšen na  $d_{příč} = 65 \text{ mm}$

Kde: $\sigma_{max}$ [MPa]	maximální napětí ve vrubu
$\sigma_{op1}$ [MPa]	ohybové napětí v oblasti 1.
$Re$ [MPa]	mez kluzu pro ocel C45 podle [23], str.235
$M_{o1}$ [N·m]	ohybový moment v oblasti 1., z rovnice (5.3)
$\alpha_p$ [-]	součinitel koncentrace napětí, podle [24], str 1113
$d_{příč}$ [mm]	průměr čepu příčnicku, z rovnice (5.6)
$k$ [-]	bezpečnostní koeficient dle [23], str.38
$W_o$ [m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu

### URČENÍ ROZMĚRŮ PŘÍČNÍKU

#### Délka příčnicku

Délka příčnicku je volena podle roztečí kladek  $L_{příč} = 140 \text{ mm}$

#### Šířka příčnicku

Šířka příčnicku je zvolena  $S_{příč} = 160 \text{ mm}$

#### VÝŠKA PŘÍČNÍKU

$$\sigma_{op} = \frac{M_{o2}}{W_{opříč}} \leq \frac{Re}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.7)$$

$$W_{opříč} = \frac{1}{3} \cdot b_{příč} \cdot h_{příč}^2 \geq \frac{M_{o2} \cdot k}{Re}$$

$$h_{příč} \geq \sqrt{\frac{3 \cdot M_{o2} \cdot k}{b_{příč} \cdot Re}} \quad [\text{mm}] \quad (5.8)$$

$$h_{příč} \geq \sqrt{\frac{3 \cdot 5305 \cdot 3}{32,5 \cdot 305}}$$

$h_{příč} \geq 69,404 \text{ mm}$  → výška příčnicku navýšena na  $h_{příč} = 80 \text{ mm}$

$$J_{yp} = 2 \cdot J_y = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot b_{příč} \cdot h_{příč}^3 \right) [\text{mm}^4] \quad (5.9)$$

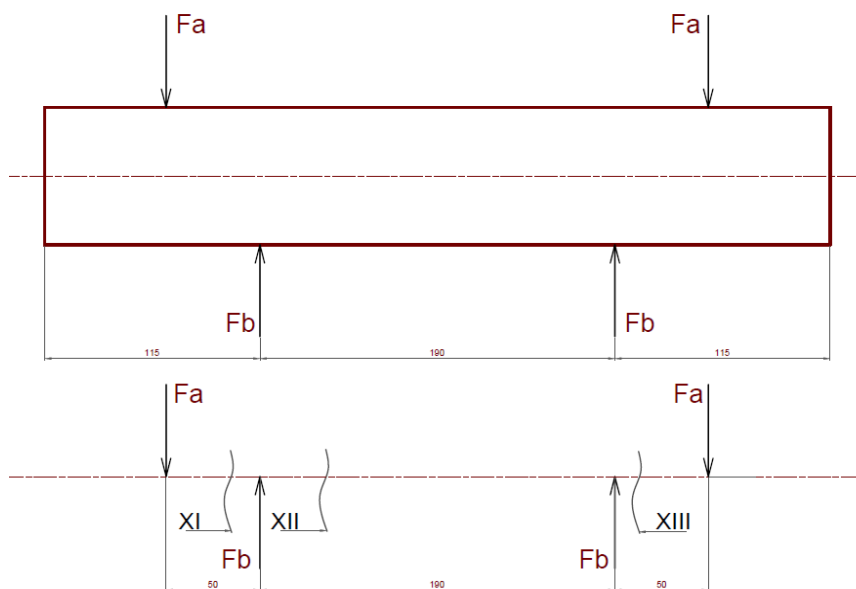
$$W_{opříč} = \frac{J_{yp}}{\frac{h_{příč}}{2}} = \frac{2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot b_{příč} \cdot h_{příč}^3 \right)}{\frac{h_{příč}}{2}} = \frac{1}{3} \cdot b_{příč} \cdot h_{příč}^2 \quad [\text{mm}^3] \quad (5.10)$$

Kde:  $\sigma_{op}$  [MPa] ohybové napětí

- $M_{o2}$  [N·m] ohybový moment pro oblast  $x_2$  z rovnice (5.4)
- $Re$  [MPa] mez kluzu pro ocel C45 podle [23], str.235
- $k$  [-] bezpečnostní koeficient dle [23], str.38
- $J_y$  [mm<sup>4</sup>] kvadratický osový moment průřezu tvaru obdélníku
- $J_{yp}$  [mm<sup>4</sup>] kvadratický osový moment k ose Y
- $W_{op}$  [mm<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu
- $b_{příč}$  [mm] tloušťka stěny příčnicku
- $h_{příč}$  [mm] výška příčnicku

## 5.2 ČEP

Na čepu jsou uloženy dvě bočnice a dvě vodící kladky. Vodící kladky jsou uloženy na čtyřech ložiscích, pod každou vodící kladkou dvě. Pro zajištění potřebné funkce ložisek není potřeba zajišťovat mazací kanálky pro mazání ložisek, protože zvolená ložiska SKF 6315-2RS1, která jsou naplněna kvalitním mazivem s rozsahem pracovních teplot od -40°C do +100°C pro celou dobu životnosti ložiska. [17] Materiál čepu je zvolena kalená ocel 12 050 / 1.1191 / C45, která je vhodná k zušlechťování a povrchovému kalení. (mez kluzu  $R_e = 305 \text{ MPa}$ , mez pevnosti  $R_m = 590 \text{ MPa}$ ) [23], str.235



Obr. 5-3 Schéma zatížení čepu

### SÍLA PŮSOBÍCÍ NA KLDKU

$$F_k = \frac{m_H \cdot g}{n_k} \quad [\text{N}] \quad (5.11)$$

$$F_k = \frac{10300 \cdot 9,81}{n_k}$$

$$F_k = 50522 \text{ N}$$

Kde:  $m_H$  [kg] hmotnost prvků kladnice (5.0)

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] gravitační zrychlení Země

$n_k$  [-] počet vodících kladek  $n_k = 2$

#### OHYBOVÉ MOMENTY V JEDNOTLIVÝCH ŘEZECH ČEPU

$$M_{oI} = F_k \cdot x_I \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.12)$$

$$M_{oI} = 50522 \cdot 75$$

$$M_{oI} = 3789 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{o2} = F_k \cdot (x_I + x_{II}) - F_b \cdot x_{II} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.13)$$

$$M_{o2} = 50522 \cdot (75 + 160) - 50522 \cdot 160$$

$$M_{o2} = 3789 \text{ N} \cdot \text{m}$$

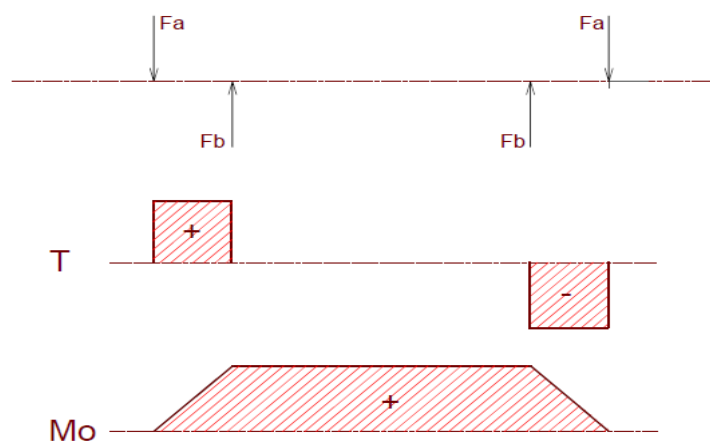
Kde:  $F_k$  [N] síla působící na kladku, z rovnice (5.11)

$x_I$  [mm] délka I. Intervalu, podle Obr. 5-3

$x_{II}$  [mm] délka II. Intervalu, podle Obr. 5-3

$F_b$  [N] síla působící na bočnici, z rovnice (5.1)

Největší ohybový moment je  $M_{oMAX} = 3789 \text{ N} \cdot \text{m}$  z rovnice (5.13)



Obr. 5-4 VVÚ čepu

**URČENÍ MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU ČEPU**

$$\sigma_{o\check{c}ep} = \frac{M_{oMax}}{W_o} \leq \frac{R_e}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.14)$$

$$W_o \geq \frac{M_{oMax}}{\frac{R_e}{k}}$$

$$\frac{\pi \cdot d_{\check{c}ep}^3}{32} \geq \frac{M_{oMax}}{\frac{R_e}{k}}$$

$$d_{\check{c}ep} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oMax} \cdot k}{\pi \cdot R_e}} \quad [\text{mm}] \quad (5.15)$$

$$d_{\check{c}ep} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3789 \cdot 3}{\pi \cdot 305}}$$

$d_{\check{c}ep} = 72,41 \text{ mm} \rightarrow$  průměr čepu zvýšen na  $d_{\check{c}ep} = 75 \text{ mm}$

Kde:  $\sigma_{o\check{c}ep}$  [MPa] ohybové napětí čepu

$M_{oMax}$  [N·m] maximální ohybový moment, z rovnice (5.13)

$W_o$  [mm<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu

$R_e$  [MPa] mez kluzu pro ocel C45 podle [23], str 235

$k$  [-] bezpečnostní koeficient dle [23], str.38

$d_{\check{c}ep}$  [mm] průměr čepu

**NAPĚTÍ V OHYBU PRO ČEP**

$$\sigma_{o\check{c}ep} = \frac{M_{oMax}}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (5.16)$$

$$\sigma_{o\check{c}ep} = \frac{M_{oMax}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}ep}^3}{32}}$$

$$\sigma_{o\check{c}ep} = \frac{3789}{\frac{\pi \cdot 75^3}{32}}$$

$$\sigma_{o\check{c}ep} = 91,495 \text{ MPa}$$

Kde:  $M_{oMax}$  [N·m] maximální ohybový moment, z rovnice (5.13)

$W_o$  [mm<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu

#### NAPĚTÍ VE SMYKU PRO ČEP

$$\tau_k = \frac{F_k}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (5.17)$$

$$\tau_k = \frac{F_k}{\frac{\pi \cdot d_{\text{čep}}^2}{4}}$$

$$\tau_k = \frac{50522}{\frac{\pi \cdot 75^2}{4}}$$

$$\tau_k = 11,437 \text{ MPa}$$

Kde:  $F_k$  [N] síla působící na kladku, z rovnice (5.11)

$S$  [mm<sup>2</sup>] plocha průřezu čepu

$d_{\text{čep}}$  [mm] průměr čepu

#### KONTROLA ČEPU DLE KRITÉRIA HMH

$$\sigma_{\text{čepred}} = \sqrt{\sigma_{o\text{čep}}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad [\text{MPa}] \quad (5.18)$$

$$\sigma_{\text{čepred}} = \sqrt{91,495^2 + 3 \cdot 11,437^2}$$

$$\sigma_{\text{čepred}} = 93,615 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.19)$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{305}{3}$$

$$\sigma_{DOV} = 101,667 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{čepred}} \leq \sigma_{DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (5.20)$$

$$93,615 \text{ MPa} \leq 101,667 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad \text{čep vyhovuje kritériu HMH}$$

Kde:  $\sigma_{\text{čepred}}$  [MPa] redukované napětí čepu, z rovnice (5.18)

$\sigma_{DOV}$  [MPa] dovolené napětí pro ocel C45, z rovnice (5.19)

$\sigma_{o\text{čep}}$  [MPa] napětí v ohybu pro čep, z rovnice (5.16)

$\tau_k$  [MPa] napětí ve smyku pro čep, z rovnice (5.17)

$R_e$  [MPa] mez kluzu pro ocel C45 podle [23], str.235

$k$  [-] bezpečnostní koeficient dle [23], str.38

### 5.3 BOČNICE

Minimální tloušťka bočnice je vypočtena pomocí tahového namáhání. Dále bude pevnostní návrh bočnice zkontrolován na otláčení, podle [25]. Materiálem bočnice je zvolena ocel 11523 ( $R_m = 520 \text{ MPa}$ ,  $R_{eb} = 333 \text{ MPa}$ ), dle [23], str.235. Pro výpočet je zvolena šířka bočnice na  $b_{boč} = 150 \text{ mm}$

#### MINIMÁLNÍ TLOUŠŤKA BOČNICE PRO PŘÍČNÍK

$$\sigma_{oboč} = \frac{F_b}{h_{boč} \cdot (b_{boč} - d_{příč})} \cdot \alpha_{boč} \leq \frac{R_{eb}}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.21)$$

$$h_{boč} \geq \frac{F_b \cdot k \cdot \alpha_{boč}}{(b_{boč} - d_{příč}) \cdot R_{eb}} \quad [\text{mm}]$$

$$h_{boč} \geq \frac{50522 \cdot 3 \cdot 1,5}{(150 - 65) \cdot 333}$$

$$h_{boč} \geq 8,032 \text{ mm}$$

Kde:  $F_b$  [N] síla působící na bočnici, z rovnice (5.1)

$d_{příč}$  [mm] průměr čepu příčnicku, z rovnice (5.8)

$b_{boč}$  [mm] zvolená šířka bočnice  $b_{boč} = 150 \text{ mm}$

$R_{eb}$  [MPa] mez kluzu pro ocel 11523  $R_{eb} = 333 \text{ MPa}$

$\alpha_{boč}$  [-] součinitel koncentrace napětí bočnice [24], str.1115

#### MINIMÁLNÍ TLOUŠŤKA BOČNICE PRO ČEP

$$\sigma_{oboč} = \frac{F_b}{h_{boč} \cdot (b_{boč} - d_{čep})} \cdot \alpha_{boč} \leq \frac{R_{eb}}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.22)$$

$$h_{boč} \geq \frac{F_b \cdot k \cdot \alpha_{boč}}{(b_{boč} - d_{čep}) \cdot R_{eb}} \quad [\text{mm}]$$

$$h_{boč} \geq \frac{50522 \cdot 3 \cdot 2}{(150 - 82) \cdot 333}$$

$$h_{boč} \geq 13,39 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad \text{tloušťka bočnice zvolena } 20 \text{ mm}$$

Kde:  $F_b$  [N] síla působící na bočnici, z rovnice (5.1)

$d_{čep}$  [mm] průměr čepu, z rovnice (5.15)

$b_{boč}$  [mm] zvolená šířka bočnice  $b_{boč} = 150 \text{ mm}$

$R_{eb}$  [MPa] mez kluzu pro ocel 11523  $R_{eb} = 333 \text{ MPa}$

$\alpha_{boč}$  [-] součinitel koncentrace napětí bočnice [24], str.1115

### KONTROLA NA OTLAČENÍ BOČNICE

$$p_{boč} = \frac{F_b}{h_{boč} \cdot d_{příč}} \leq p_{dov} \quad [\text{MPa}] \quad (5.23)$$

$$h_{boč} \geq \frac{F_b}{d_{příč} \cdot p_{dov}} \quad [\text{mm}]$$

$$h_{boč} \geq \frac{50522}{65 \cdot 145}$$

$h_{boč} \geq 5,36 \text{ mm}$  → zvolená tloušťka bočnice vyhovuje kontrole na otláčení.

Kde:  $F_b$  [N] síla působící na bočnici, z rovnice (5.1)

$d_{příč}$  [mm] průměr čepu příčnicku, z rovnice (5.6)

$p_{dov}$  [MPa] dovolené napětí v tahu pro ocel 11 523  $p_{dov} = 145 \text{ MPa}$  [24], str.54

## 5.4 HÁK

Na základě požadavku nosnosti 10000 kg a podmínky jednoduchého háku, je zvolen typizovaný jeřábový hák č. 16, dle DIN 15401 od firmy Vingu Steel s.r.o. [18]

Tab. 5-1 základní parametry jeřábového háku [18]

číslo háku	pevnostní třída	nosnost [kg]	hmotnost [kg]	materiál
16	M(5m)	10000	66	StE 285

### ROZMĚRY HÁKU [18]

$$a_1 = 140 \text{ mm}$$

$$h_1 = 160 \text{ mm}$$

$$a_2 = 112 \text{ mm}$$

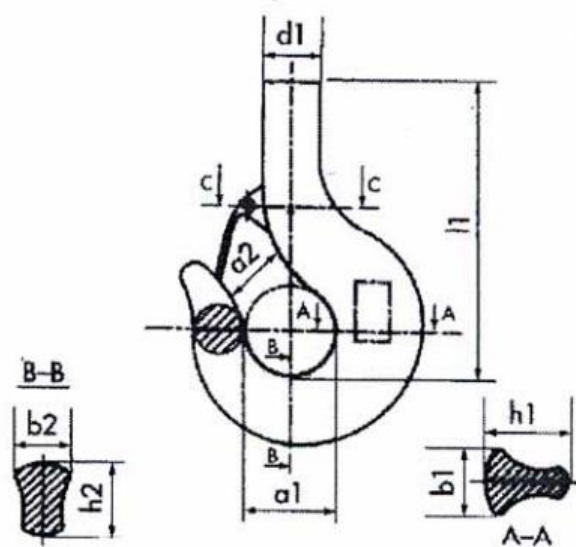
$$h_2 = 132 \text{ mm}$$

$$b_1 = 125 \text{ mm}$$

$$l_1 = 582 \text{ mm}$$

$$b_2 = 106 \text{ mm}$$

$$d_1 = 95 \text{ mm}$$



Obr. 5-5 rozměrové schéma jednoduchého jeřábového háku [18]

**ROZMĚR ZÁVITU HÁKU**

Pro požadovanou nosnost a průměr dříku je zvolen oblý závit Rd80x10 za využití norem ČSN EN 13001-3-5 [22], str.52. Závitová část dříku nesmí být dle norem menší než  $0,8 \cdot d_3$  (vnější průměr závitu)

Tab. 5-2 Vlastnosti zvoleného závitu [22]

vnější průměr	Střední průměr	Malý průměr	stoupání závitu	Nosná výška závitu	Délka závitové části dříku
80 mm	75 mm	70 mm	10 mm	6 mm	80 mm

**MINIMÁLNÍ VÝŠKA MATICE HÁKU**

[3], str.103

$$L_{zm} = \frac{F_s \cdot P_z}{\pi \cdot H_1 \cdot D_2 \cdot P_{zDOV}} \quad [\text{mm}] \quad (5.26)$$

$$L_{zm} = \frac{103000 \cdot 10}{\pi \cdot 6 \cdot 75 \cdot 30}$$

$$L_{zm} = 24,29 \text{ mm}$$

Kde:  $P_{zDOV}$  [MPa] dovolený tlak v závitech  $P_{zDOV} = 30 \text{ MPa}$ , dle [3], str. 103

$F_s$  [N] statická síla zatěžující hák z rovnice, z rovnice (5.2)

$H_1$  [mm] nosná výška závitu [22], str.54

$D_2$  [mm] střední průměr závitu[22], str.54

$P_z$  [mm] Stoupání závitu, dle [22], str.54

## 5.5 LOŽISKA

Ložiska jsou součástí zařízení, které přispívá ke snížení tření při vzájemném otáčivém pohybu, slouží jako prvky přenosu kroutícího momentu. V tomto konstrukčním řešení jeřábové kladnice je použito čtyř radiálních ložisek a jedno axiální ložisko. U výpočtu ložisek jsou kvůli nízkým otáčkám uvažovány pouze statické síly. Výpočet je proveden dle [24], str.690.

### 5.5.1 RADIÁLNÍ LOŽISKA

Radiální ložiska v tomto koncepčním řešení, jsou použity pro snížení tření mezi čepem kladnice a kladkami, kde na každou kladku jsou použity dvě radiální ložiska.

#### RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO

$$F_r = \frac{m_H \cdot g}{n_L} \quad [\text{N}] \quad (5.27)$$

$$F_r = \frac{10300 \cdot 9,81}{4}$$

$$F_r = 25260 \text{ N}$$

Kde:  $m_H$  [kg] hmotnost prvků působící na nosný průřez lana, z rovnice (4.5)

$g$  [m.s<sup>-2</sup>] gravitační zrychlení Země

$n_L$  [-] počet radiálních ložisek

#### EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ RADIÁLNÍHO LOŽISKA

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad [\text{N}] \quad (5.28)$$

$$P_o = 1 \cdot 25260 + 0 \cdot 0$$

$$P_o = 25260 \text{ N}$$

Kde:  $X_o$  [-] koeficient radiálního dynamického zatížení  $X_o = 1$ , z [24], str.620

$F_r$  [N] radiální zatížení působící na ložisko, z rovnice (5.27)

$Y_o$  [-] koeficient axiálního dynamického zatížení  $Y_o = 0$ , z [24], str.620

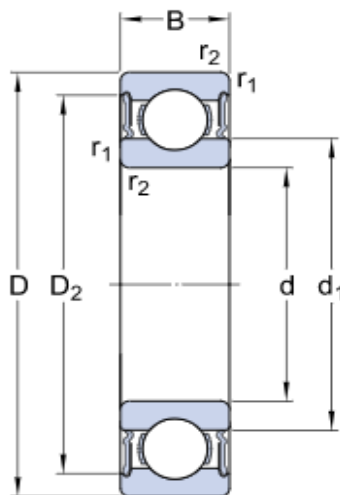
$F_a$  [N] axiální zatížení  $F_a = 0$

#### VOLBA LOŽISKA

Volba ložiska v závislosti na ekvivalentním radiálním zatížení ložiska připadá na nerozebíratelné jednořadé radiální kuličkové ložisko SKF 6315-2RS1, [19] s ocelovou klecí vedenou kuličkami s oboustranným třecím těsněním s mazivem s teplotním rozsahem od -40°C do +100°C a normální radiální vůlí. Těsnění ložiska jsou vyrobena s oleji vzdorné a otěruvzdorné pryže, která je navulkanizována na kovovou výztuhu a jsou zalisována do zápichů ve vnějším kroužku ložisek.[17]

Tab. 5-3 Charakteristika zvoleného radiálního ložiska [19]

vnitřní průměr [mm]	vnější průměr [mm]	šířka [mm]	C [kN]	C <sub>o</sub> [kN]
75	160	37	119	76,5



Obr. 5-6 Schéma radiálního kuličkového ložiska [19]

**KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI NAVRŽENÉHO LOŽISKA**

$$C_o = S_o \cdot P_o \leq C_{oDOV} \quad [\text{N}] \quad (5.29)$$

$$C_o = 1,5 \cdot 25260 \text{ N}$$

$$C_o = 37890 \text{ N}$$

$$C_o \leq C_{oDOV} \quad [\text{N}] \quad (5.30)$$

$$37890 \text{ N} \leq 76500 \text{ N} \quad \rightarrow \quad \text{Zvolené radiální ložisko vyhovuje}$$

Kde:  $C_{oDOV}$  [N] dovolená statická únosnost, z tab. 5-3

$C_o$  [N] statická únosnost

$P_o$  [-] ekvivalentní zatížení radiálního ložiska, z rovnice (5.28)

$S_o$  [-] statická bezpečnost  $S_o = 1,5$ , dle [20]

**5.5.1 AXIÁLNÍ LOŽISKO**

Axiální ložisko v tomto koncepčním řešení je použito pro snadnou rotaci háku podle vertikální osy kladnice. Pro výpočty axiálního ložiska jsou uvažovány pouze statické síly jako u radiálních ložisek.

**AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO**

$$F_a = m_H \cdot g \quad [\text{N}] \quad (5.31)$$

$$F_a = 10300 \cdot 9,81$$

$$F_a = 101043 \text{ N}$$

Kde:  $m_H$  [kg] hmotnost prvků působící na nosný průřez lana, z rovnice (4.5)

$g$  [m·s<sup>-2</sup>] gravitační zrychlení Země

**EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ AXIÁLNÍHO LOŽISKA**

$$P_{oa} = F_a \quad [\text{N}] \quad (5.32)$$

$$P_{oa} = 101043 \text{ N}$$

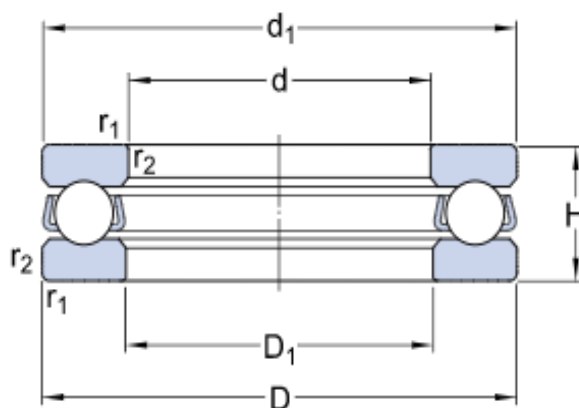
Kde:  $F_a$  [N] axiální zatížení působící na ložisko, z rovnice (5.31)

**VOLBA LOŽISKA**

Volba ložiska v závislosti na ekvivalentním axiálním zatížení připadá na SKF 51120, je to rozebíratelné axiální ložisko s lisovanou ocelovou klecí vedenou kuličkami. [17]

Tab. 5-4 Charakteristika zvoleného axiálního ložiska [21]

vnitřní průměr [mm]	vnější průměr [mm]	šířka [mm]	C [kN]	Co [kN]
100	135	25	80.6	265



Obr. 5-7 Schéma axiálního kuličkového ložiska [21]

**KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI NAVRŽENÉHO LOŽISKA**

$$C_o = S_o \cdot P_{oa} \leq C_{oDOV} \quad [\text{N}] \quad (5.33)$$

$$C_o = 0,5 \cdot 101043 \text{ N}$$

$$C_o = 50522 \text{ N}$$

$$C_o \leq C_{oDOV} \quad [N] \quad (5.34)$$

$50522 N \leq 265000 N \quad \rightarrow \quad$  Zvolené axiální ložisko vyhovuje

Kde:  $C_{oDOV}$  [N] dovozená statická únosnost, z tab. 5-4

$C_o$  [N] statická únosnost

$P_{oa}$  [-] ekvivalentní zatížení, z rovnice (5.32)

$S_{oa}$  [-] statická bezpečnost  $S_o = 0,5$ , dle [20]

## 6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ JEŘÁBOVÉ KLADNICE

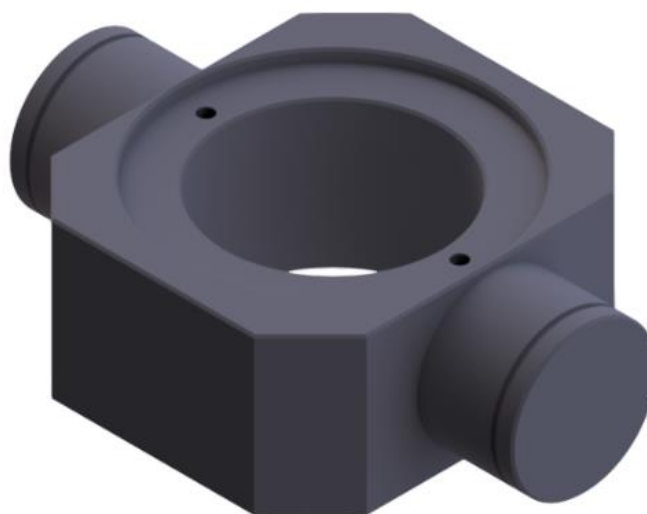
V tomto konstrukčním konceptu kladnice je brán ohled na jednoduchou výrobu jednotlivých součástí, jejich snadnou, rychlou a nenáročnou montáž či demontáž při dodržení podmínek bezpečnosti a zajištění funkčnosti celého konstrukčního návrhu. Udržitelnost bezpečnosti je u zatěžovaných dílů podložena kontrolními výpočty, aby díly vyhovovaly ve všech směrech různým druhům namáhání a nebyly nadbytečně předdimenzovány. Pro vlastní konstrukční návrh jeřábové kladnice je zvolen typ tzv. normálního provedení.



Obr. 6-1 Jeřábová kladnice s nosností 10 t.

## 6.1 PŘÍČNÍK

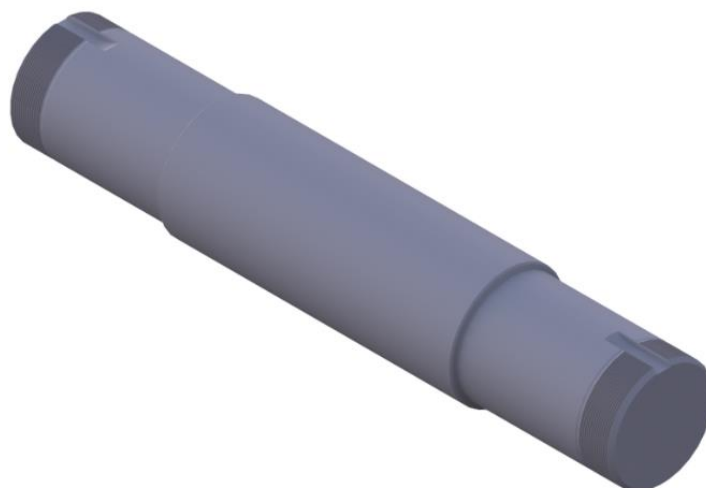
Příčník bude vyroben z materiálu konstrukční oceli k zušlechťování 12 050, ve kterém se obrobí na požadované rozměry čepy a osazení pro kuličkové axiální ložisko. Následně bude příčník tepelně zpracován (zakalen). V příčníku bude nalisované axiální ložisko, které poskytuje otáčení háku kolem vlastní (svislé) osy. V osazení axiálního ložiska budou dva otvory se závitem, kterými lze ložisko pro snadnou demontáž za pomoci zatočení šroubů vytlačit. Příčník je umístěn na dvou bočnicích, zajištěn pomocí pojistných kroužků. Z důvodu zajištění opření pojistného kroužku o stěnu drážky v čepu příčníku, je mezi bočnicí a pojistným kroužkem umístěna vymezující podložka.



Obr. 6-2 Příčník

## 6.2 ČEP

Nezbytnou součástí kladnice je čep, na kterém jsou umístěny dvě bočnice a dvě vodící kladky. Každé vodící kladce je umožněn rotační pohyb za pomoci dvou kuličkových radiálních ložisek. Materiál použitý k výrobě čepu bude konstrukční ocel ke zušlechťování 12 050. Čep bude obroben na požadované rozměry a následně zakalen. Vodící kladky a bočnice budou na čepu zajištěny pomocí KM matic s pojistnými MB podložkami, pro které bude v čepu vyfrézována drážka. KM matice jsou umístěny na koncích čepu, kde ke spojení slouží závit M75x2.



Obr. 6-3 Čep

### 6.3 VODÍCÍ KLADKY

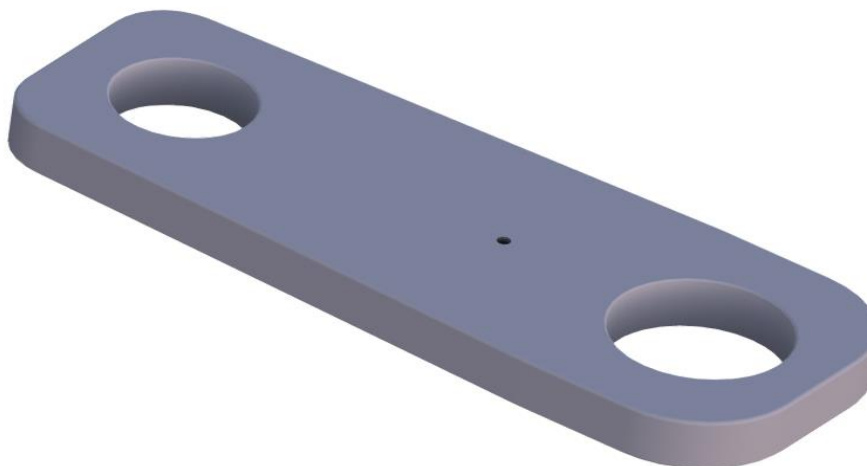
Konstrukční řešení vodících kladek je dle norem ČSN 27 1820 [15]. Materiálem kladky je litá ocel ČSN 42 2650.2. Vodící kladky zajišťují správný směr lana. Kladky jsou uloženy na obou stranách čepu v kuličkových oboustranně krytovaných radiálních ložiskách. Drážka kladky pro lano je vyfrézována tak, aby zaručila bezproblémové vedení daného lana.



Obr. 6-4 Vodící kladka

## 6.4 BOČNICE

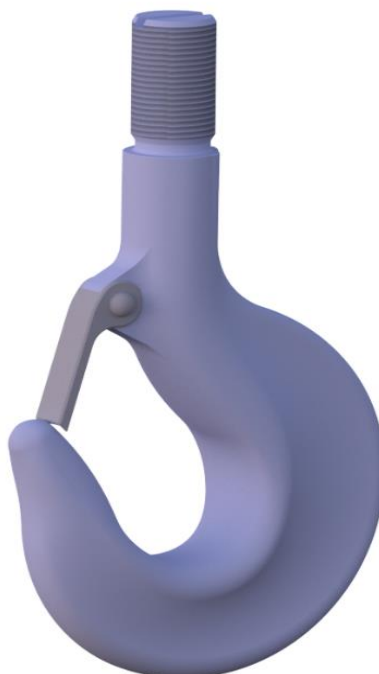
Materiál pro výrobu bočnic bude konstrukční ocel 11 523. Bočnice poskytují spojení mezi čepem a příčnickem kladnice s vymezenou vzdáleností. V bočnici bude vyvrtána díra pro šroub zajišťující správnou polohu krycích plechů.



Obr. 6-4 Bočnice

## 6.5 JEDNODUCHÝ JEŘÁBOVÝ HÁK

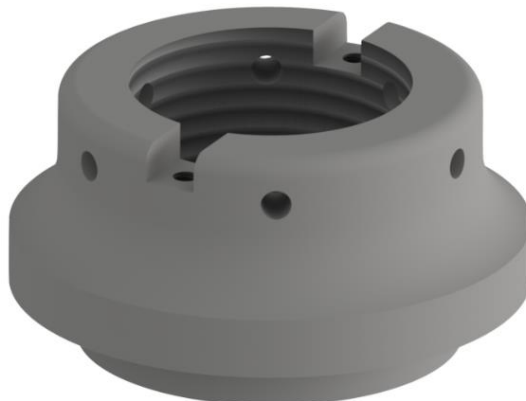
U zvoleného jednoduchého háku se na základě zadaných parametrů upravuje dřík. Upravený dřík disponuje oblým závitem  $Rd80 \times 10$ . Na konci dříku je vyfrézována drážka pro umístění příložky, která se zajišťuje pomocí šroubu v matici háku.



Obr. 6-5 Jeřábový jednoduchý hák

## 6.6 MATICE HÁKU

Matice je vyrobena z materiálu E335 a slouží k zajištění jeřábového háku za pomoci vyfrézovaných drážek a dvěma děrami se závitem pro šroubové spojení s příložkou. V matici je oblý závit Rd80x10 a šest děr se závitem sloužící k potřebnému dotažení.



Obr. 6-5 Matice háku

## 6.7 KRYTOVÁNÍ KLADEK

Kryty kladek budou vyrobeny z ocelového plechu 11 373. Budou sloužit jako bezpečnostní prvky a zároveň zabraňovat znečišťování prostoru mezi lanem a kladkou. Krytování bude tvořeno dvěma díly, z nichž první díl bude ve tvaru pravidelného osmiúhelníku s přesným otvorem na čep kladnice a jedním otvorem pro zajištění krytu šroubem proti otočení. Druhý díl bude vyroben jako výlisek s vyříznutými otvory pro průchody lan. Tyto dva díly jsou k sobě spojeny pomocí šroubů a samosvorných matic.



Obr. 6-6 Kryty vodících kladek

## ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout jeřábovou kladnici s jednoduchým hákem o celkové nosnosti 10 000 kg. Veškeré výpočty, které se v této bakalářské práci vyskytují jsou provedeny dle platných norem a použité odborné literatury. Při volbě lana bylo zvoleno šestipramenné ocelové lano – SEAL - 114 drátů (6 x 19) s duší (49 drátů) o průměru 12 mm. Lano bylo ověřeno pomocí dvou odlišných kontrolních výpočtů. První kontrolní výpočet byl proveden dle normy ČSN 27 0100 a druhý s využitím norem ČSN EN 13 001-2 a ČSN EN 13 001-3-2. Na základě kontrolních výpočtů bylo zjištěno, že zvolené lano vyhovuje požadavkům nosnosti pouze u novějších a přesnějších norem ČSN EN 13 001-2 a ČSN EN 13 001-3-2.

Konstrukčním řešením mechanismu byl zvolen normální typ jeřábové kladnice s kladkami umístěnými na obou koncích čepu. Navržené části kladnice byly navrženy tak, aby hodnoty napětí nepřekročily hodnotu meze kluzu zvoleného materiálu. Pevnostní výpočty tedy splňují veškeré napěťové podmínky při požadované nosnosti mechanismu. Jednoduchý jeřábový hák byl zvolen od výrobce na základě zadaných parametrů (nosnost a klasifikace) mechanismu. Radiální a axiální ložiska byla zvolena z katalogu výrobce SKF.

Navržená jeřábová kladnice, která je podložena pevnostními výpočty, zajišťuje bezpečné využívání v režimu středního provozu. Konstrukční návrh jeřábové kladnice byl vytvořen v konstrukčním programu Autodesk Inventor 2019 včetně výkresové dokumentace.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 4301/1: *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1. Všeobecné*. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [2] REMTA, František, František DRAŽAN a Ladislav KUPKA. *Jeřáby I. díl. 2. přeprac. vyd.* Praha: SNTL, 1974. ISBN 9783835630598.
- [3] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [4] Královo pole cranes. *Královo pole cranes* [online]. [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/cs/produkty/zavesne-prostredky/otocne-kladnice.aspx>
- [5] Off-limits. *Off-limits* [online]. [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: <https://www.off-limits.cz/teorie/kladkostroj/>
- [6] ČSN EN 13001-3-2. *Jeřáby - Návrh obecně - Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech*. 1. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [7] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení: Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. 1. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1977.
- [8] ČSN EN 130001-2. *Jeřáby - Návrh obecně - Část 2: Účinky zatížení*. 1. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1977.
- [9] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [10] Šestipramenné lano SEAL. *Techlan chudoba s.r.o.* [online]. [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/sestipramenne-lano-seal-6x27s-iwrc>
- [11] Šestipramenné lano WARRINGTON SEAL 6x26WS-IWRC. *Techlan chudoba s.r.o.* [online]. [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/sestipramenne-lano-warrington-seal-6x26ws-iwrc>
- [12] Vícepramenné lano HERKULES 34Wx7-WSC. *Techlan chudoba s.r.o.* [online]. [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/vicepramenne-lano-herkules-34wx7-wsc>
- [13] Šestipramenné ocelové lano – SEAL - 114 drátů (6 x 19) s duší (49 drátů). *Region-lana* [online]. [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: <http://www.region-lana.cz/ocelova-lana/sestipramenna-ocelova-lana---seal/sestipramenne-ocelove-lano---seal---114-dratu-6-x-19-s-dusi-49-dratu.html>

- [14] Šestipramenné ocelové lano - STANDARD - 42 drátů (6 x 7) s duší (7 drátů). *Region-lana* [online]. [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: <http://www.region-lana.cz/ocelova-lana/sestipramenna-ocelova-lana---standard/sestipramenne-ocelove-lano---standard---42-dratu-6-x-7-s-dusi-7-dratu.html>
- [15] ČSN 27 1820. *Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana*. 1. Praha: vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1957.
- [16] FLORIAN, Zdeněk. *Mechanika těles: úlohy z pružnosti a pevnosti I*. 5. vyd., V Akademickém nakl. CERM 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2010. ISBN 978-80-214-4122-4.
- [17] Ložisko: SKF 6315-2RS1. *Prumex* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <https://www.prumex.cz/lozisko-6315-2rs1-skf/>
- [18] Vingu: Kované háky. *Vingu.cz* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: [https://www.vingu.cz/katalog/kovane-haky-dle-din-15401-15402?fbclid=IwAR1Env2G9wDHTQy61r\\_FePIP\\_LPbkS6FrSI7nxXJ2aGQblcfe\\_tIA1TWQ8](https://www.vingu.cz/katalog/kovane-haky-dle-din-15401-15402?fbclid=IwAR1Env2G9wDHTQy61r_FePIP_LPbkS6FrSI7nxXJ2aGQblcfe_tIA1TWQ8)
- [19] Ložisko: 6315-2RS1. *SKF* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/my/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6315-2RS1>
- [20] Ložiska: Statická bezpečnost. *SKF* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load>
- [21] Ložisko: 51120. *SKF* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/us/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/productid-51120>
- [22] ČSN EN 13001-3-5. *Jeřáby – Návrh obecně – Část 3-5: Mezní stavy a prokázání způsobilosti kovaných háků*. 1. Praha: Český normalizační institut, 2018.
- [23] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [24] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 3. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [25] JANÍČEK, Přemysl. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\alpha_{boč}$	[-]	součinitel koncentrace napětí bočnice [24], str.1115
$\alpha_p$	[-]	součinitel koncentrace napětí, podle [24], str 1113
$\alpha_{vodící}$	[-]	součinitel závislý na druhu kladky a stupně jeřábu, vodící kladky střední provoz, dle Tab. 4-6, Součinitel $\alpha$ zvyšujeme o 2 při střídavém ohybu lana, nebo je-li počet vodících kladek větší než dvě. [9], str.51
$\alpha$	[-]	součinitel $\alpha$ závislý na druhu kladky a druhu provozu $\alpha = 15 + 2$ , dle tab. 4-6
$\beta_{max}$	[°]	největší úhel mezi nosným průřezem/vinutím a směrem působení zatížení $\beta_{max} = 4^\circ$ (viz Obr. 4-6)
$\beta_2$	[s.m <sup>-1</sup> ]	součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu dle [8], str.13 (volena hodnota pro nejmenší tuhost) $\beta_2 = 0,68$
$\gamma_{RB}$	[-]	minimální součinitel únosnosti lana, z rovnice (4.12)
$\gamma_n$	[-]	součinitel rizika, dle [6], str.12] $\gamma_n = 1$
$\gamma_p$	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti, dle [6], str.12 $\gamma_p = 1,34$
$\phi_{\#}$	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti, z rovnice (4.16)
$\Phi_{min}$	[-]	minimální dynamický součinitel podle tab.4 [8], str.13 $\Phi_{min} = 1,2$
$\Phi$	[-]	dynamický součinitel, z rovnice (4.6)
$\omega$	[-]	příslušný počet ohybů pro pohyb, zvoleno dle [6], příloha A, $\omega = 7$
$\sigma_{čepred}$	[MPa]	redukované napětí čepu, z rovnice (5.18)
$\sigma_{DOV}$	[MPa]	dovolené napětí pro ocel C45, z rovnice (5.19)
$\sigma_{max}$	[MPa]	maximální napětí ve vrubu
$\sigma_{očep}$	[MPa]	napětí v ohybu pro čep, z rovnice (5.16)
$\sigma_{op}$	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{op1}$	[MPa]	ohybové napětí v oblasti 1.
$\tau_k$	[MPa]	napětí ve smyku pro čep, z rovnice (5.17)
$\eta_s$	[-]	účinnost kladek na valivých ložiskách $\eta_s = 0,985$ , podle [6] str.13
$\eta_{tot}$	[-]	účinnost kladkostroje, z rovnice (3.2)

$b_{boč}$	[mm]	zvolená šířka bočnice $b_{boč} = 150 \text{ mm}$
$C_o$	[N]	statická únosnost
$C_{oDOV}$	[N]	dovolená statická únosnost, z tab. 5-3
$C_{oc}$	[-]	počet cyklů za předpokládanou dobu životnosti jeřábu
$d_{čep}$	[mm]	průměr čepu, z rovnice (5.15)
$d_{příč}$	[mm]	průměr čepu příčnicku, z rovnice (5.8)
$d$	[mm]	průměr lana, dle tab. 4-4
$D_2$	[mm]	střední průměr závitu[22], str.54
$D_{kl}$	[mm]	základní teoretický průměr vodící kladky, z rovnice (4.37)
$D_{min}$	[mm]	nejmenší příslušný průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (4.11)
$D_{vyrovnávací}$	[mm]	základní teoretický průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (4.10)
$f_f$	[-]	součinitel vlivu na návrhovou sílu únosnosti lana, dle (4.33)
$f_{f2}$	[-]	tahová pevnost drátu
$f_{f3}$	[-]	součinitel úhlu náběhu tab.5 z [6], str.23, pro úhel náběhu $\leq 0,5^\circ$
$f_{f4}$	[-]	lana vyrobená s vnitřním namazáním je součinitel $f_{f4} = 1$
$f_{f5}$	[-]	součinitel zvýšeného opotřebení, plastických deformací a stlačení lana, podle tab. 8 z [6], str.23
$f_{f6}$	[-]	součinitel požadavku na bok drážky z tab.6 z [6], str.23, dle (4.31)
$f_{f7}$	[-]	součinitel typu lana z tab.7 z [6], str.23, dle (4.32)
$f_{s1}$	[-]	součinitel zvýšení návrhové síly v laně, z rovnice (4.7)
$f_{s2}$	[-]	součinitel nerovnoběžného nosného průřezu, z rovnice (4.8)
$f_{s3}$	[-]	součinitel vodorovných sil na břemeno, dle [6],str.14 $f_{s3} = 1$
$f_{s2\#}$	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně, z rovnice (4.17)
$f_{s3\#}$	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně, z rovnice (4.18)
$F_{Rd,s}$	[N]	návrhová síla únosnosti v laně, z rovnice (4.13)

$F_{Rdf}$	[N]	návrhová síla únosnosti, dle (4.34)
$F_{Sd,s}$	[N]	návrhová síla v laně (4.9)
$F_{Sdf}$	[N]	návrhová síla v laně, dle (4.19)
$F_a$	[N]	axiální zatížení působící na ložisko, z rovnice (5.31)
$F_{ar}$	[N]	axiální zatížení na radiální ložisko $F_{ar} = 0$
$F_b$	[N]	síla působící na bočnici, z rovnice (5.1)
$F_j$	[N]	jmenovitá nosnost lana z tab. 4-4
$F_k$	[N]	síla působící na kladku, z rovnice (5.11)
$F_p$	[N]	potřebná nosnost lana z rovnice (4.2)
$F_r$	[N]	radiální zatížení působící na ložisko, z rovnice (5.27)
$F_s$	[N]	statická síla zatěžující hák z rovnice, z rovnice (5.2)
$F_{ls}$	[N]	osová síla v laně, z rovnice (4.1)
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
$h_{příč}$	[mm]	výška příčnicku
$H_1$	[mm]	nosná výška závitu [22], str.54
$I_r$	[-]	počet lan specifikovaný pro návrhovou životnost jeřábu
$i_{max}$	[-]	celkový počet pohybů zdvihání pro jedno lano
$i_{kl}$	[-]	převod kladkostroje z rovnice (3.1)
$J_y$	$[mm^4]$	kvadratický osový moment průřezu tvaru obdélníku
$J_{yp}$	$[mm^4]$	kvadratický osový moment k ose Y
$k$	[-]	bezpečnostní koeficient dle [23], str.38
$k_l$	[-]	bezpečnost lana, podle [7], str.3 (dochází ke střídavému ohybu, bezpečnost je zvýšena o +0,7)
$K_m$	[-]	součinitel spektra síly v laně, dle (4.22)
$m_H$	[kg]	hmotnost prvků kladnice
$m_{Hr}$	[kg]	hmotnost prvků působící na nosný průřez lana, z rovnice (4.5)

$m_b$	[kg]	hmotnost břemene (zadáno)
$m_{kl}$	[kg]	předpokládaná hmotnost kladnice
$m_l$	[kg]	hmotnost lana, která se zanedbává pro zdvihy menší jak 20 m
$m_s$	[kg]	předpokládaná hmotnost háku a přidružených součástí
$m_G$	[kg]	hmotnost částí zvedaných současně s břemenem (zvoleno)
$m_Q$	[kg]	hmotnost normovaného břemene (zadáno)
$M_{o1}$	[N·m]	ohybový moment v oblasti 1., z rovnice (5.3)
$M_{o1}$	[N·m]	ohybový moment v oblasti 1.
$M_{o2}$	[N·m]	ohybový moment pro oblast $x_2$ z rovnice (5.4)
$M_{o2}$	[N·m]	ohybový moment v oblasti 2.
$M_{o3}$	[N·m]	ohybový moment v oblasti 3.
$M_{o4}$	[N·m]	ohybový moment v oblasti 4.
$M_{oMax}$	[N·m]	maximální ohybový moment, z rovnice (5.13)
$n$	[-]	počet nosných průřezů lana z Obr. 3-1
$n_L$	[-]	počet radiálních ložisek
$n_b$	[-]	počet bočnic
$n_k$	[-]	počet vodících kladek $n_k = 2$
$n_l$	[-]	počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu z Obr. (3.1)
$n_s$	[-]	počet kladek mezi bubnem a pevnou částí
$p_{dov}$	[MPa]	dovolené napětí v tahu pro ocel 11 523 $p_{dov} = 145 MPa$ [24], str.54
$P_z$	[mm]	Stoupání závitu, dle [22], str.54
$P_o$	[-]	ekvivalentní zatížení radiálního ložiska, z rovnice (5.28)
$P_{oa}$	[-]	ekvivalentní zatížení, z rovnice (5.32)
$P_{zDOV}$	[MPa]	dovolený tlak v závitech $P_{zDOV} = 30 MPa$ , dle [3], str. 103
$R_e$	[MPa]	mez kluzu pro ocel C45 podle [23], str 235
$R_{eb}$	[MPa]	mez kluzu pro ocel 11523 $R_{eb} = 333 MPa$

$R_e$	[MPa]	mez kluzu pro ocel C45 podle [23], str.235
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu čepu
$S_o$	[-]	statická bezpečnost $S_o = 1,5$ , dle [20]
$S_{oa}$	[-]	statická bezpečnost axiálního ložiska $S_o = 0,5$ , dle [20]
$v_h$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost zdvihu (zvoleno) $v_h = 0,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
$v_r$	[-]	relativní celkový počet ohybů, dle (4.23)
$W_D$	[-]	počet ohybů v referenčním bodě, dle [6], str. 21 $W_D = 5 \cdot 10^5$ (zadáno v normách)
$W_{tot}$	[-]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (4.21)
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$W_{op}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$x_1$	[m]	délka 1. oblasti, z Obr. 5-1
$x_2$	[m]	délka 2. oblasti, z Obr. 5-1
$x_I$	[mm]	délka I. Intervalu, podle Obr. 5-3
$x_{II}$	[mm]	délka II. Intervalu, podle Obr. 5-3
$X_o$	[-]	koeficient radiálního dynamického zatížení $X_o = 1$ , z [24], str.620
$Y_o$	[-]	koeficient axiálního dynamického zatížení $Y_o = 0$ , z [24], str.620
$z$	[-]	počet větví lanového systému z Obr. (3.1), $z = 2$
$z_1, z_2$	[m]	nejpoužívanější pracovní rozsah, kde $z_1 = 9 \text{ m}$ , $z_2 = 0 \text{ m}$ , dle [6], str.17
$z_{ref}$	[m]	referenční výška, celý pracovní rozsah $z_{ref} = 10$

## SEZNAM PŘÍLOH

### VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkres sestavy	KLADNICE	0 - KRA - 1.00
Seznam položek	KUSOVNÍK	4 - KRA - 1.10 (2 listy)
Výkres součásti	PŘÍČNÍK	3 - KRA - 1/06
Výkres součásti	ČEP KLADEK	3 - KRA - 1/04
Výkres součásti	BOČNICE	3 - KRA - 1/05