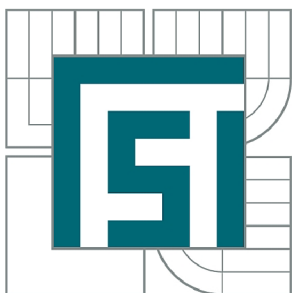




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KLADKOSTROJE

TACKLES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

STANISLAV STANEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Stanislav Stanec

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Kladkostroje

v anglickém jazyce:

Tackles

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte rešeršní rozbor konstrukcí a výpočtů kladkostrojů. Vypracujte konstrukční návrh a výpočet Archimedova kladkostroje včetně zvolených vhodných parametrů.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu s rozsáhlým rešeršním rozbohem konstrukcí kladkostrojů včetně způsobů výpočtů.

Vypracovat konstrukční návrh Archimedova kladkostroje včetně výpočtu pro zvolené vhodné parametry.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E.,Mischke Ch.R.,Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P.,Kulka J.,Kopas M.,Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan,F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Bakalářská práce obsahuje v první části rešeršní rozbor konstrukcí a základních výpočtů kladkostrojů. V druhé části je vypracován konstrukční návrh a výpočet Archimédova kladkostroje na základě vhodně zvolených parametrů. K práci je přiložena výkresová dokumentace.

Klíčová slova

kladkostroj, kladka, lano, řetěz, převodový poměr, účinnost, pevná kladnice, volná kladnice, nosnost

Abstract

The first part of the bachelor's thesis contains background research of constructions and the basic calculations of the tackles. In the second part there is worked out a design and calculation the tackle of Archimedes on the basis of the suitably chosen parameters. Drawing documentation is attached to this thesis.

Key words

tackle, pulley, rope, chain, gear ratio, efficiency, fixed puley block, free pulley block, lifting capacity

Bibliografická citace

STANEC, S. *Kladkostroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 61 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci jsem vypracoval a napsal samostatně pod vedením pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a veškerou použitou literaturu jsem uvedl v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 24. května 2015

podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za poskytnuté cenné rady a odborné vedení při tvorbě této práce.

Mé díky patří také rodičům a přítelkyni za jejich podporu po celou dobu studia.

OBSAH

ÚVOD	10
1. VYMEZENÍ PROBLÉMU A CÍLE PRÁCE	11
2. HLAVNÍ TERMÍNY A DEFINICE	12
2.1. Kladka	12
2.1.1. Kladky pro lana	12
2.1.2. Kladky pro řetězy	14
2.2. Kladkostroj.....	16
2.3. Pasivní odpory kladek	16
2.4. Zdvihací média.....	16
2.4.1. Lana	17
2.4.2. Řetězy	17
2.5. Lanový (kladkostrojový) převod.....	17
3. ROZDĚLENÍ KLADKOSTROJŮ	18
3.1. Násobný kladkostroj.....	18
3.2. Diferenciální kladkostroj.....	24
3.3. Archimédův kladkostroj.....	28
4. KONSTRUKČNÍ NÁVRH ARCHIMÉDOVA KLADKOSTROJE	32
4.1. Výpočet celkového zatížení řetězu.....	32
4.2. Volba řetězu	33
4.3. Volba háku	35
4.4. Návrh a výpočet komponent dolní volné kladnice.....	35
4.4.1. Návrh řetězové kladky.....	36
4.4.2. Návrh a kontrola bočnic	38
4.4.3. Návrh a kontrola čepů	39
4.4.4. Volba a kontrola ložisek.....	43
4.5. Návrh a výpočet komponent navazujících volných kladnic	45
4.5.1. Návrh a kontrola čepů	45
4.5.2. Volba spojovacího třmenu.....	49
4.6. Návrh pevné kladnice.....	49
4.7. Doplnující výpočty.....	50
ZÁVĚR	53

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	54
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	56
SEZNAM OBRÁZKŮ	59
SEZNAM TABULEK.....	60
PŘÍLOHY	61

ÚVOD

Kladkostroj je stroj pro zdvihání a spouštění zavěšených břemen v předem určených vzdálenostech, s pojezdem nebo bez pojezdu, používající různá zdvihací média.[1], str. 16

Jedná se o systém různých typů a počtů kladek, ale musí obsahovat aspoň jednu kladku pevnou a jednu kladku volnou propojené lanem. Kladkostroje jsou využívány v průmyslové výrobě i v běžném životě. Pohon bývá ruční nebo s elektromotorem.

V prvopočátku se člověk musel při práci spoléhat na sílu vlastní či zvířecí, a proto by už v minulosti byl objeven základ jednoduchých strojů za účelem usnadnění těžké práce. K přesunu těžkých břemen bylo využíváno kulatých klád, nakloněné roviny a k nadzvednutí velkých kamenů využíval člověk dlouhé tyče, tzv. páky. Mezi jednoduché stroje patří i kladka.

První zmínky o použití mechanických kladek pochází již z 5. stol. př. n. l. ze starověkého Řecka. Syrakuský král vyzval Archiméda, aby ukázal, co jednoduché stroje dovedou. Řecký vědec vybudoval soustavu kladek a bez cizí pomoci vytáhl loď na břeh.[2]

V technické praxi se kladky používají na různé strojní mechanismy např. na specializovaná dopravní zařízení tzv. zdvihadla, dále je kladek a kladkostrojů využíváno jako navijáku v terénních a hasičských autech, v lesnictví, pro napínání drátů elektrického vedení, vypínání plachtoví na jachtách, v horolezectví a záchranářství, na posilovacích strojích ve fit centrech, apod.

1. VYMEZENÍ PROBLÉMU A CÍLE PRÁCE

Hlavním cílem bakalářské práce bylo vypracovat technickou zprávu s rozsáhlým rešeršním rozborem konstrukcí kladkostrojů včetně způsobů výpočtů.

V návrhové části byl pro vhodně zvolené parametry proveden konstrukční návrh Archimédova kladkostroje včetně výpočtu.

Zvolené parametry: hmotnost břemene $m_{bř} = 200 \text{ kg}$
zdvih $h = 2 \text{ m}$

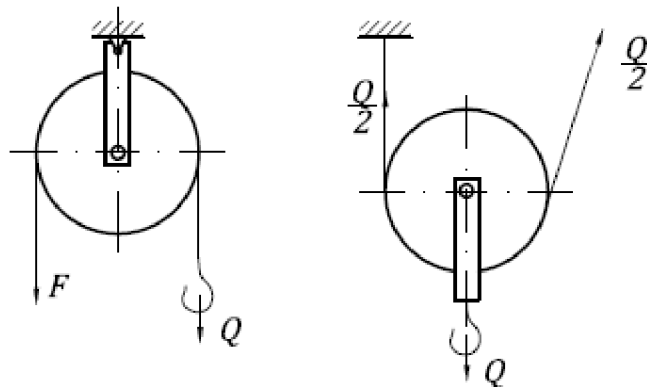
2. HLAVNÍ TERMÍNY A DEFINICE

2.1. Kladka

Kladka patří mezi jednoduché stroje, usnadňující zvedání břemen. Je založena na principu páky.

- **Kladka pevná** - druh kladky, která je upevněná v ose, kolem které se otáčí a umožňuje volný pohyb zdvihacího média po svém obvodu. Aby byla pevná kladka v rovnováze, musí na oba konce provazu (při zanedbání pasivních odporů) působit stejně velká síla. Kladka pouze mění směr působení síly.
- **Kladka volná** - jeden konec zdvihacího média je upevněn k základnímu tělesu, na něm se pohybuje volná kladka, na jejíž ose je zavěšeno břemeno. Na druhý konec provazu působí síla člověka nebo motoru. Kladka půlí sílu potřebnou ke zdvihu (při zanedbání pasivních odporů).

Spojením pevné a volné kladky vznikne **kladkostroj**. [3]



Obr. 1 Pevná a volná kladka

2.1.1. Kladky pro lana

Kladky pro lana se podle účelu dělí na:

- vodící – kladka, která slouží jen k vedení lana
- vyrovnávací – kladka, která slouží jen k vyrovnávání tahu v jednotlivých větvích lana vedeného přes kladku

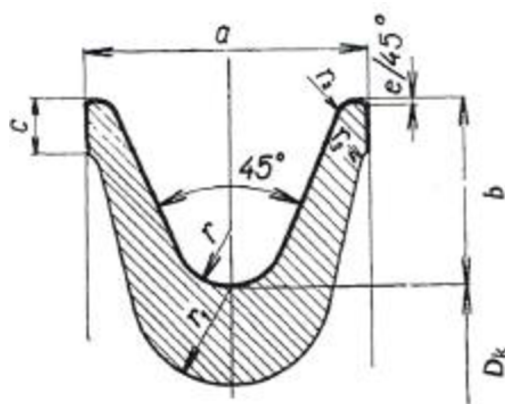
Účelem vyrovnávacích kladek je vyrovnávat tah v jednotlivých větvích lan.

Teoretický průměr kladky (v ose lana) D se určí dle [4], str. 1 ze vztahu:

$$D = d_l \cdot \alpha \quad [mm] \quad (2.1)$$

kde:

D	[mm]	- teoretický průměr lanové kladky
d_l	[mm]	- jmenovitý průměr lana
α	[-]	- součinitel podle druhu kladky a skupiny jeřábů podle ČSN 27 03 10



Obr. 2 Tvar a rozměry věnce lanové kladky [4], str. 8

Tvary a rozměry drážek a věnců lanových kladek se stanoví na základě průměru lana d .

Poloměr drážky r

$$r = (0,53 \div 0,56) \cdot d \quad [mm] \quad (2.2)$$

Hloubka drážky b

- pro lana do průměru 11,2 mm

$$b = (3,5 \div 5) \cdot r \quad [mm] \quad (2.3)$$

- pro lana průměru většího než 11,2 mm

$$b = (3 \div 3,5) \cdot r \quad [mm] \quad (2.4)$$

Úhel rozevření drážky β

$$\beta = 45^\circ \quad [4], \text{ str. 3}$$

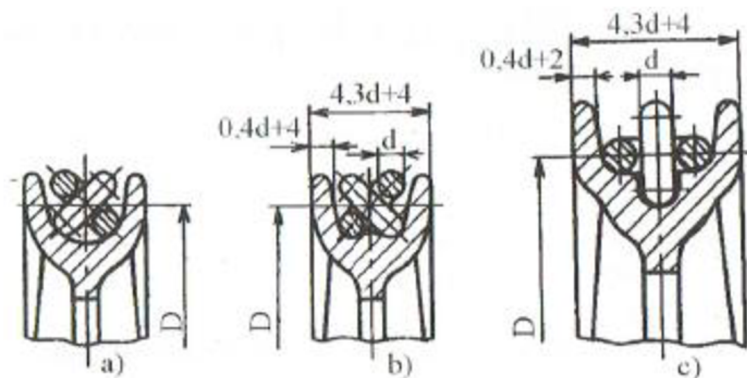
2.1.2. Kladky pro řetězy

Kladky podle způsobu využití se dělí na:

- vodící
- hnací

Vodící kladky pro článkové řetězy mohou mít uložení řetězu:

- volné obr. 3 a) – vhodné pro větší rychlosti, ale nevhodné pro neklidný chod – nebezpečí vypadnutí řetězu z kladky, velké opotřebení řetězu i kladky
- volné v profilové drážce (tzv. křížové uložení) obr. 3 b) – lepší vedení řetězu, ale citlivé na jeho zkroucení
- vázané v profilové drážce obr. 3 c) – vhodné pro vysoké rychlosti



Obr. 3 Profil řetězové kladky [5], str. 87

Teoretický průměr vodících kladek D

- pro ruční pohon

$$D = 20 \cdot d \quad [mm] \quad (2.5)$$

- pro motorický pohon

$$D = (23 \div 30) \cdot d \quad [mm] \quad (2.6)$$

kde:

d [mm] - průměr průřezu článku řetězu

Vodící kladky jsou nejčastěji volně otočné na pevných čepech. Při ručním pohonu jsou kladky litinové bez pouzder, při motorovém pohonu se používají výstelková pouzdra.

Hnací kladky pro článkové řetězy je možné použít jen pro kalibrované řetězy. Pokud je počet zubů 4 až 8, nazýváme kladku „orech“ (materiál litina 42 2424). Kladka má pro řetěz vytvořené lůžko se zuby, do kterých jednotlivé články s malou vůlí zapadají. Účinnost kladky je 0,93 až 0,94.

Teoretický průměr řetězové kladky D se vypočítá podle vztahu:

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2} \quad [mm] \quad (2.7)$$

kde:

t	[mm]	- vnitřní délka článku
d	[mm]	- průměr článku
z	[-]	- počet zubů

Pro počet zubů $z \geq 9$ a $d \leq 16$ (kladky pro ruční pohon) je možné uvažovat:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \quad [mm] \quad (2.8)$$

Kladky pro Gallovy řetězy bývají při větším počtu zubů a menších řetězech litinové, případně pro vyšší rychlosti ocelolitinové. „Ořechy“ (min. 7 zubů, aby byly v záběru minimálně 3 zuby) se většinou vyrábí v jednom kuse s hřídelem kování. Roztečný průměr kladky se vypočítá ze vztahu:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad [mm] \quad (2.9)$$

kde:

t_g	[mm]	- rozteč Gallova řetězu
z	[-]	- počet zubů kladky [5], str. 87-88

2.2. Kladkostroj

Kladkostroj, jak už bylo uvedeno v úvodu, je stroj pro zdvihání a spouštění zavěšených břemen v předem určených vzdálenostech, s pojezdem nebo bez pojezdu, používající různá zdvihací média.[1], str. 16

Jedná se o systém různých typů a počtů kladek, ale musí obsahovat aspoň jednu kladku pevnou a jednu kladku volnou propojené lanem. Kladkostroje jsou využívány v průmyslové výrobě i v běžném životě. Pohon bývá ruční nebo motorický.

2.3. Pasivní odpory kladek

Odpory, které musí hnací síla na kladce překonávat, jsou způsobené tuhostí lana při jeho ohýbáním nebo třením mezi články řetězu a také čepovým třením v uložení kladky.

Z důvodu platnosti zákona o zachování energie, je potřeba sníženou silou působit na delší dráze ve stejném poměru jako je poměr sil v kladkostroji. Je proto špatné konstatování, že kladkostroj ulehčí práci. **Správně tedy je, že kladkostroj sníží potřebnou sílu ve stejném poměru, jako prodlouží dráhu jejího působení.** Práce proto zůstane vždy stejná. V praxi je to ještě jiné, protože se musí do celkové práce přičíst i třecí síla. Protože žádná kladka nemá 100% účinnost, tak každá kladka v kladkostroji snižuje jeho celkovou účinnost. Při použití jakéhokoli kladkostroje, vždy vynaložíme větší práci, než bez něj. Účinnost jakéhokoli kladkostroje je tedy vždy menší než 1 (menší než 100%).

Pevné kladky pouze mění směr zdvihacího média a nemají vliv na působící sílu, jako kladky volné. Každá kladka má menší účinnost než 1. Platí tedy, že každá použitá pevná kladka v kladkostroji pouze snižuje jeho účinnost bez jakéhokoli vlivu na sílu působící v laně nebo řetězu. Chceme-li co nejúčinnější kladkostroj, je potřeba používat co nejméně kladek a výhradně používat kladky volné.[6]

2.4. Zdvihací média

Zdvihací médium je část kladkostroje (lano, popruh, ocelový článkový nebo válečkový řetěz).[1], str. 16

2.4.1. Lana

Lano, jako zdvihací prostředek, se používá pro větší rychlosti zdvihu, je lehčí, pružnější a méně hlučné než řetěz. Lana jsou normalizovaná a navíjejí se na lanový buben. Při větších zatíženích se používá lano menších průřezů při využití více kladkového systému.[7]

2.4.2. Řetězy

Řetězy patří k prostředkům, které se používají na vázání, zavěšení a uchopení břemen. Při použití řetězu se musí brát ohled na rychlost zdvihu kladkostroje. Rychlost zdvihu je omezena vzhledem k vlastnostem řetězu. Výhody řetězu jsou v jeho větší odolnosti proti otěru, žáru, korozi a nešetrnému zacházení. Používají se článkové svařované řetězy nebo kloubové (Gallový) řetězy. Jejich velkou nevýhodou je velká hmotnost v porovnání s lanem a citlivost na rázy, neklidný chod a hluk. U řetězů lze používat ozubených kladek místo těžkých lanových bubnů.[6], str. 86

2.5. Lanový (kladkostrojový) převod

Nejdůležitější pojem u kladkostrojů. Převod udává, kolikrát se zmenší ovládací síla na konci navíjeného lana potřebná pro zvednutí břemene, než když bychom zvedali břemeno přímo ze země bez použití kladkostroje.

$$i_k = \frac{\text{počet nosných průřezů lana}}{\text{počet navíjených lan silou } F} \quad [-] \quad (2.10)$$

$$i_k = \frac{\text{dráha taženého lana po nositelce síly } F}{\text{dráha břemene po nositelce tíhy } Q} \quad [-] \quad (2.11)$$

$$i_k = \frac{\text{tíha břemene } Q[N]}{\text{teoretická hodnota síly } F[N] \text{ (tj. hodnota skutečné síly } F \text{ bez ztrátových odporů – tření, odpor tuhosti lan apod.)}} \quad [-] \quad (2.12)$$

kde:

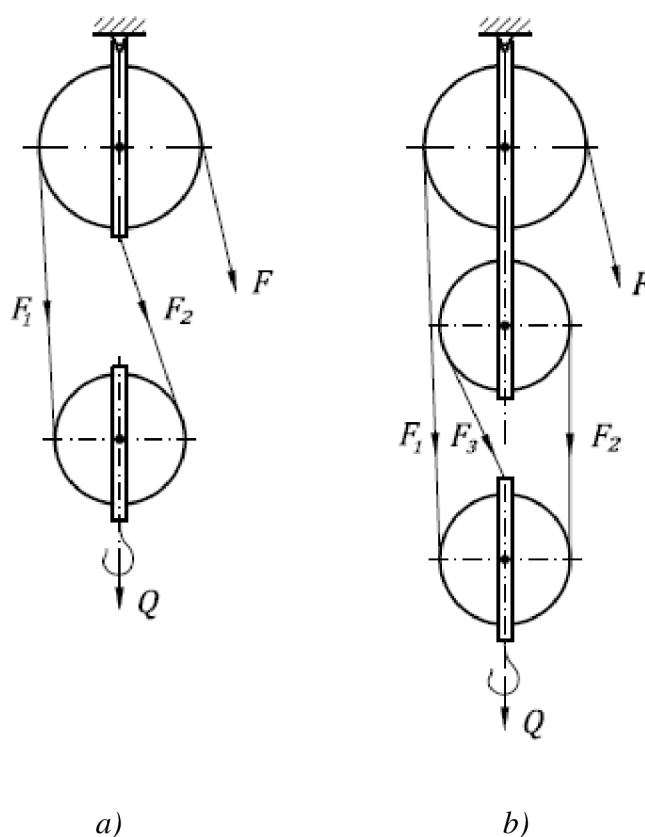
i_k [-] - převodový poměr

U kladkostrojů s lichým převodem bývá konec lana uchycen k dolní kladnici, se sudým převodem k horní kladnici.[8]

3. ROZDĚLENÍ KLADKOSTROJŮ

3.1. Násobný kladkostroj

Násobný kladkostroj se používá většinou při montážích. Mají jeden až tři páry pevných a volných kladek. Volné kladky s postranicemi a hákem tvoří dolní **kladnici**. Konopné nebo ocelové lano se vede přes kladky. S počtem kladek klesá účinnost, která u jedné kladky bývá 96% (kluzné uložení) a 98% (valivé uložení). Nevýhodou těchto kladkostrojů je, že břemeno není drženo v určité poloze bez tahu za zdvihací lano. Mohou mít shodné nebo rozdílné průměry kladek. [7], str. 11



Obr. 4 Násobné kladkostroje, a) s jedním párem pevné a volné kladek, b) se dvěma pevnými a jednou volnou kladkou

a) s jedním párem pevné a volné kladky

Teoretický převodový poměr i_{kt}

$$i_{kt} = \frac{Q}{F_0} \quad [-] \quad (3.1)$$

$$i_{kt} = 2$$

kde:

i_{kt}	$[-]$	- teoretický převodový poměr
Q	$[N]$	- zatížení
F_0	$[N]$	- teoretická ovládací síla v laně v klidu

Teoretická ovládací síla v laně v klidu F_0

$$F_0 = \frac{Q}{i_{kt}} \quad [N] \quad (3.2)$$

$$F_0 = \frac{Q}{2} \quad N$$

Silová rovnováha

$$Q = F_1 + F_2 \quad [N] \quad (3.3)$$

kde:

$$F_1 = F \cdot \eta_1, \quad F_2 = F_1 \cdot \eta_1 = F \cdot \eta_1^2 \quad [N]$$

$$Q = F \cdot \eta_1 + F \cdot \eta_1^2 = F \cdot \eta_1 \cdot (1 + \eta_1) \quad [N]$$

F	$[N]$	- skutečná ovládací síla v laně
F_1, F_2	$[N]$	- síly v jednotlivých nosných průřezích
η_1	$[-]$	- účinnost jedné kladky

Skutečná ovládací síla v laně F

$$F = \frac{Q}{\eta_1 \cdot (1 + \eta_1)} \quad [N] \quad (3.4)$$

Skutečný převodový poměr i_{ks}

$$i_{ks} = \frac{Q}{F} \quad [-] \quad (3.5)$$

kde:

i_{ks} [-] - skutečný převodový poměr

Celková účinnost η

$$\eta = \frac{Q \cdot \eta_1 \cdot (1 + \eta_1)}{2 \cdot Q} = \eta_1 \cdot \frac{1 + \eta_1}{2} \quad [-] \quad (3.6)$$

b) se dvěma pevnými a jednou volnou kladkou

Teoretický převodový poměr i_{kt}

$$i_{kt} = \frac{Q}{F_0} \quad [-] \quad (3.7)$$

$$i_{kt} = 3$$

Teoretická ovládací síla v laně v klidu F_0

$$F_0 = \frac{Q}{i_{kt}} \quad [N] \quad (3.8)$$

$$F_0 = \frac{Q}{3} \quad N$$

Silová rovnováha

$$Q = F_1 + F_2 + F_3 \quad [N] \quad (3.9)$$

kde:

$$F_1 = F \cdot \eta_1, F_2 = F_1 \cdot \eta_1, F_3 = F_2 \cdot \eta_1 \quad [N]$$

$$F_2 = F \cdot \eta_1^2, F_3 = F \cdot \eta_1^3 \quad [N]$$

$$Q = F \cdot \eta_1 + F \cdot \eta_1^2 + F \cdot \eta_1^3 = F \cdot \eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2) \quad [N]$$

F_1, F_2, F_3 [N] - síly v jednotlivých nosných průřezích

Skutečná ovládací síla v laně F

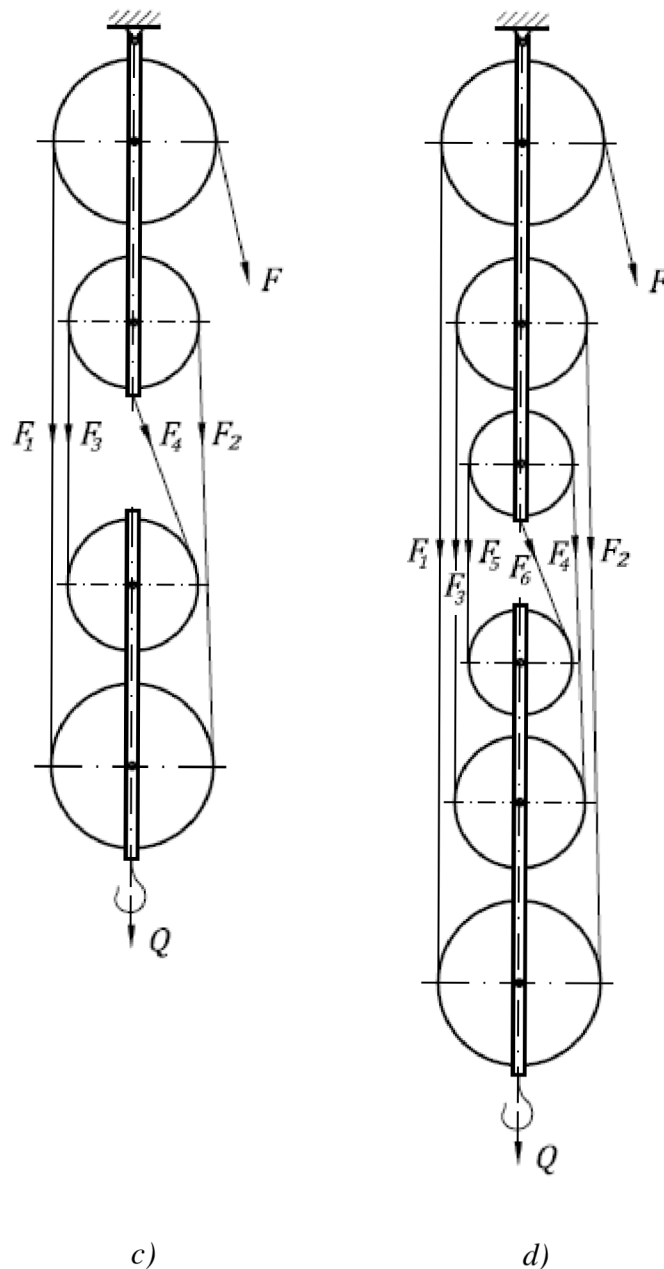
$$F = \frac{Q}{\eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2)} \quad [N] \quad (3.10)$$

Skutečný převodový poměr i_{ks}

$$i_{ks} = \frac{Q}{F} \quad [-] \quad (3.11)$$

Celková účinnost η

$$\eta = \frac{Q \cdot \eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2)}{3 \cdot Q} = \eta_1 \cdot \frac{1 + \eta_1 + \eta_1^2}{3} \quad [-] \quad (3.12)$$



Obr. 5 Násobné kladkostroje pokračování, c) se dvěma páry pevných a volných kladek, d) se třemi páry pevných a volných kladek

c) se dvěma páry pevných a volných kladek

Teoretický převodový poměr i_{kt}

$$i_{kt} = \frac{Q}{F_0} \quad [-] \quad (3.13)$$

$$i_{kt} = 4$$

Teoretická ovládací síla v laně v klidu F_0

$$F_0 = \frac{Q}{i_{kt}} \quad [N] \quad (3.14)$$

$$F_0 = \frac{Q}{4} \quad N$$

Silová rovnováha

$$Q = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad [N] \quad (3.15)$$

kde:

$$F_1 = F \cdot \eta_1, F_2 = F \cdot \eta_1^2, F_3 = F \cdot \eta_1^3, F_4 = F \cdot \eta_1^4 \quad [N]$$

$$Q = F \cdot \eta_1 + F \cdot \eta_1^2 + F \cdot \eta_1^3 + F \cdot \eta_1^4 = F \cdot \eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \eta_1^3) \quad [N]$$

$$F_1, F_2, F_3, F_4 \quad [N] \quad - \text{ síly v jednotlivých nosných průřezích}$$

Skutečná ovládací síla v laně F

$$F = \frac{Q}{\eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \eta_1^3)} \quad [N] \quad (3.16)$$

Skutečný převodový poměr i_{ks}

$$i_{ks} = \frac{Q}{F} \quad [-] \quad (3.17)$$

Celková účinnost η

$$\eta = \frac{Q \cdot \eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \eta_1^3)}{4 \cdot Q} = \eta_1 \cdot \frac{1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \eta_1^3}{4} \quad [-] \quad (3.18)$$

d) se třemi páry pevných a volných kladek

Teoretický převodový poměr i_{kt}

$$i_{kt} = \frac{Q}{F_0} \quad [-] \quad (3.19)$$

$$i_{kt} = 6$$

Teoretická ovládací síla v laně v klidu F_0

$$F_0 = \frac{Q}{i_{kt}} \quad [N] \quad (3.20)$$

$$F_0 = \frac{Q}{6} \quad N$$

Silová rovnováha

$$Q = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 \quad [N] \quad (3.21)$$

kde:

$$F_1 = F \cdot \eta_1, F_2 = F \cdot \eta_1^2, F_3 = F \cdot \eta_1^3, F_4 = F \cdot \eta_1^4, F_5 = F \cdot \eta_1^5, F_6 = F \cdot \eta_1^6 \quad [N]$$

$$Q = F \cdot \eta_1 + F \cdot \eta_1^2 + F \cdot \eta_1^3 + F \cdot \eta_1^4 + F \cdot \eta_1^5 + F \cdot \eta_1^6 \\ = F \cdot \eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \eta_1^3 + \eta_1^4 + \eta_1^5) \quad [N]$$

$F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ [N] - síly v jednotlivých nosných průřezech

Skutečná ovládací síla v laně F

$$F = \frac{Q}{\eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \eta_1^3 + \eta_1^4 + \eta_1^5)} \quad [N] \quad (3.22)$$

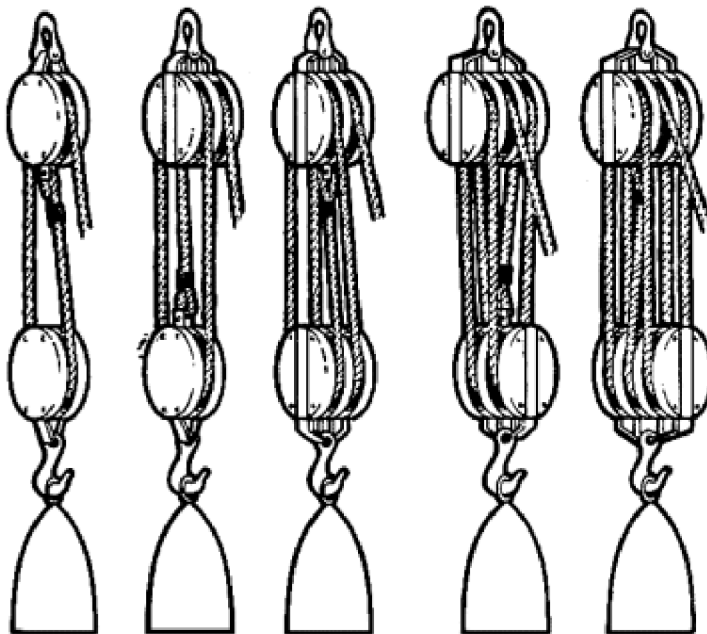
Skutečný převodový poměr i_{ks}

$$i_{ks} = \frac{Q}{F} \quad [-] \quad (3.23)$$

Celková účinnost η

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{Q \cdot \eta_1 \cdot (1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \eta_1^3 + \eta_1^4 + \eta_1^5)}{6 \cdot Q} \\ &= \eta_1 \cdot \frac{1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \eta_1^3 + \eta_1^4 + \eta_1^5}{6} \quad [-] \end{aligned} \quad (3.24)$$

Z obr. 5 je zřejmé, že toto provedení kladkostroje s kladkami řazenými pod sebou by bylo nevhodné z důvodu velkého rozměru celého kladkostroje ve vertikálním směru. Proto se pro praxi upřednostňuje uspořádání kladek vedle sebe, přičemž zdvihací médium je navinuto mezi kladkami stejným způsobem. Tato provedení jsou zobrazena na obr. 6.



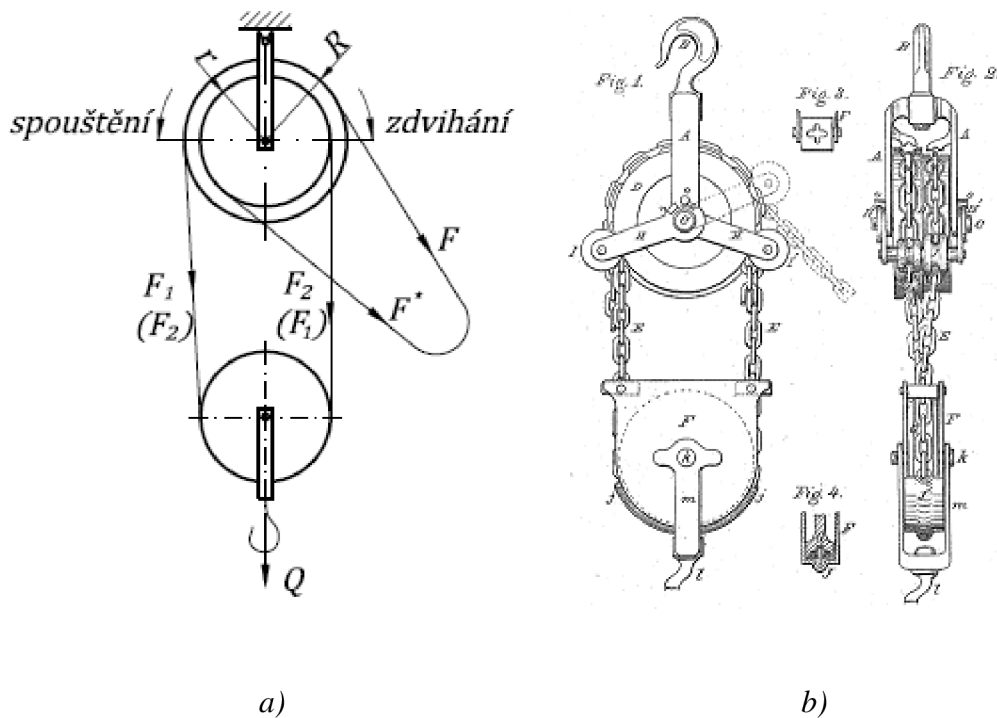
Obr. 6 Násobné kladkostroje [9]

3.2. Diferenciální kladkostroj

Tento typ kladkostroje se svou konstrukcí liší od ostatních typů. Při dodržení určitých konstrukčních podmínek může být kladkostroj samosvorný, což umožňuje držet zvedané břemeno v určité poloze bez působení síly na ovládacím mediu (lano, řetěz), takže přispívá ke zvýšení bezpečnosti práce. Diferenciální kladkostroje se používají při montážích apod., i když jsou jejich konstrukce zastaralé a jsou nahrazovány jinými zařízeními. Nevýhodou je nízká účinnost a konstrukční náročnost některých typů.

Westonův diferenciální kladkostroj

Nejjednodušší z diferenciálních kladkostrojů. Horní zavěšená kladnice má dvě kladky různého průměru, spodní kladka je jedna. Uzavřený řetěz je jak nosným, tak i hnacím prvkem. Horní dvojitá kladka se otáčí jako jeden celek, větší kladka má poloměr R a počet zubů z_1 , menší kladka poloměr r a počet zubů z_2 . Zpravidla bývá $z_1 - z_2 = 1 \div 2$ zuby.



Obr. 7 Westonův diferenciální kladkostroj, a) schéma, b) Westonův patent [10]

Zatáhneme-li ve směru síly F o dráhu $s = 2\pi R$, tak se dvojkladka pootočí o 360° a oblouk lana, na kterém visí dolní kladnice, se zkrátí o $2\pi R - 2\pi r$. Protože nosné průřezy jsou dva, tak se břemeno Q zvedne o $1/2 \cdot (2\pi R - 2\pi r)$.

- **zdvihání břemene**

Teoretický převodový poměr i_{kt}

$$i_{kt} = \frac{Q}{F_0} = \frac{2\pi R}{\frac{1}{2} \cdot (2\pi R - 2\pi r)} = \frac{2R}{R - r} = \frac{2D}{D - d} \quad [-] \quad (3.25)$$

kde:

R	[mm]	- poloměr větší kladky
r	[mm]	- poloměr menší kladky
z_1	[-]	- počet zubů větší kladky
z_2	[-]	- počet zubů menší kladky[8], str. 13

Pro rovnováhu na kladce bude platit

$$F \cdot R + F_2 \cdot r = \frac{F_1}{\eta_1} \cdot R \quad (3.26)$$

Pro rovnováhu nosných větví platí

$$Q = F_1 + F_2, \text{ při čem } F_2 = F_1 \cdot \eta_1$$

takže

$$F_1 = \frac{Q}{1 + \eta_1}, \quad F_2 = \frac{Q \cdot \eta_1}{1 + \eta_1} \quad [N] \quad (3.27)$$

Dosažením do momentové rovnice dostáváme

$$F \cdot R + \frac{Q \cdot r \cdot \eta_1}{1 + \eta_1} = \frac{Q \cdot R}{\eta_1 \cdot (1 + \eta_1)}$$

a odtud

$$F = \frac{Q \cdot \eta_1}{1 + \eta_1} \cdot \left(\frac{1}{\eta_1^2} - \frac{r}{R} \right) \quad [N] \quad (3.28)$$

Pro ideální stav bez ztrát ($\eta_1 = 1$) by byla síla potřebná na zdvihání:

$$F_0 = \frac{Q}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{R} \right) \quad [N]$$

takže účinnost kladkostroje je

$$\eta = \frac{F_0}{F} = \frac{\left(1 - \frac{r}{R} \right) \cdot (1 + \eta_1)}{2 \eta_1 \cdot \left(\frac{1}{\eta_1^2} - \frac{r}{R} \right)} \quad (3.29)$$

- **spouštění břemene**

Když přestane působit síla F , břemeno by nemělo klesat (kladkostroj musí být samosvorný). Takže $F = 0$ a navíc musí působit síla F^* .

Potom pro rovnováhu na kladce bude platit:

$$F^* \cdot r + F_2 \cdot R = \frac{F_1}{\eta_1} \cdot r \quad (3.30)$$

kde:

F^* [N] - ovládací síla potřebná ke spouštění

Pro rovnováhu nosných větví opět platí:

$$Q = F_1 + F_2, \text{ při čemž } F_2 = F_1 \cdot \eta_1,$$

a také vztahy

$$F_1 = \frac{Q}{1 + \eta_1}, \quad F_2 = \frac{Q \cdot \eta_1}{1 + \eta_1} \quad [N] \quad (3.31)$$

Po dosazení do momentové rovnice:

$$F^* \cdot r + \frac{Q \cdot R \cdot \eta_1}{1 + \eta_1} = \frac{Q \cdot r}{\eta_1 \cdot (1 + \eta_1)} \quad [N]$$

a odtud

$$F^* = \frac{Q \cdot \eta_1}{1 + \eta_1} \cdot \left(\frac{1}{\eta_1^2} - \frac{R}{r} \right) \quad [N] \quad (3.32)$$

Hranice samosvornosti nastane když

$$F^* = 0, \text{ tj. výraz } \left(\frac{1}{\eta_1^2} - \frac{R}{r} \right) = 0$$

a odtud vyplývá

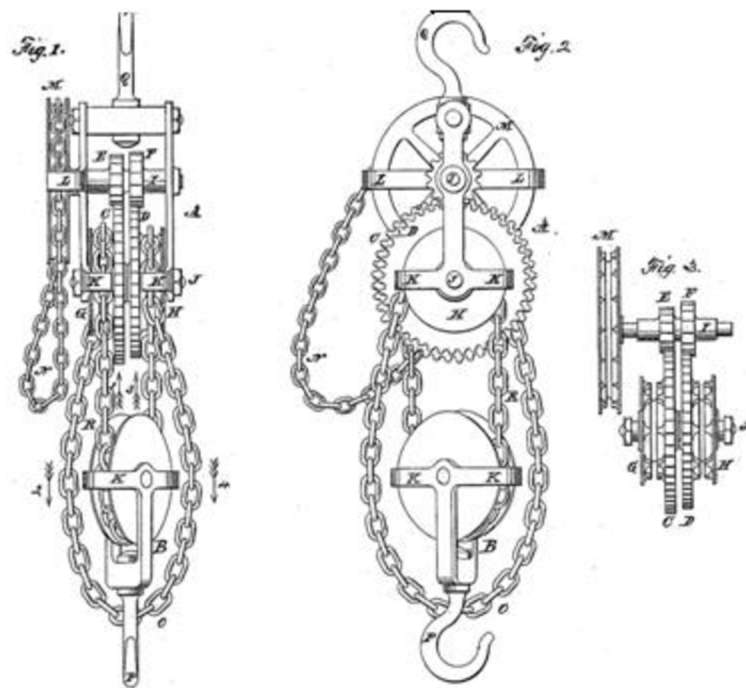
$$\eta_1^2 = \frac{r}{R} \text{ resp. } \frac{z_2}{z_1}, \text{ že} \quad (3.33)$$

při účinnosti $\eta_1 = 0,95$ nastane samosvornost při $\frac{z_2}{z_1} = 0,9$. [5], str. 95-96

Thompsonův diferenciální kladkostroj

Jde o ručně ovládaný řetězový kladkostroj. Skládá se z jedné dvojité pevné horní kladnice a jednoduché spodní kladnice, navzájem propojené nekonečným břemenovým

řetězem. Horní kladnice je opatřena závěsným hákem a spodní má na svém spodu hák pro zavěšení břemena ke zvedání. Kladky v horní kladnici (GH) jsou stejného průměru a na stranách jsou opatřeny ozubenými koly různého průměru (CD). Tyto kladky s ozubením se otáčejí nezávisle na sobě kolem čepu J. Tato kola jsou uváděna do pohybu pomocí dvou pastorků různého průměru (EF). Jsou pevně připojeny k hřídeli I, tudíž otáčejí koly současně. Hřídel I je poháněna ručním ovládacím řetězovým kolem pomocí ovládacího řetězu. Kladky se tedy otáčejí ve stejný čas stejným směrem avšak každá jinou rychlostí vlivem diference průměrů ozubených kol a pastorků. Při zvedání se jedna nosná větev břemenového řetězu (R) tedy navíjí rychleji, než druhá odvíjí, a tím břemeno stoupá. Při spouštění je tomu naopak. Volná smyčka břemenového řetězu se zvětšuje, resp. zmenšuje, podle toho, zda břemeno zdviháme nebo spouštíme.

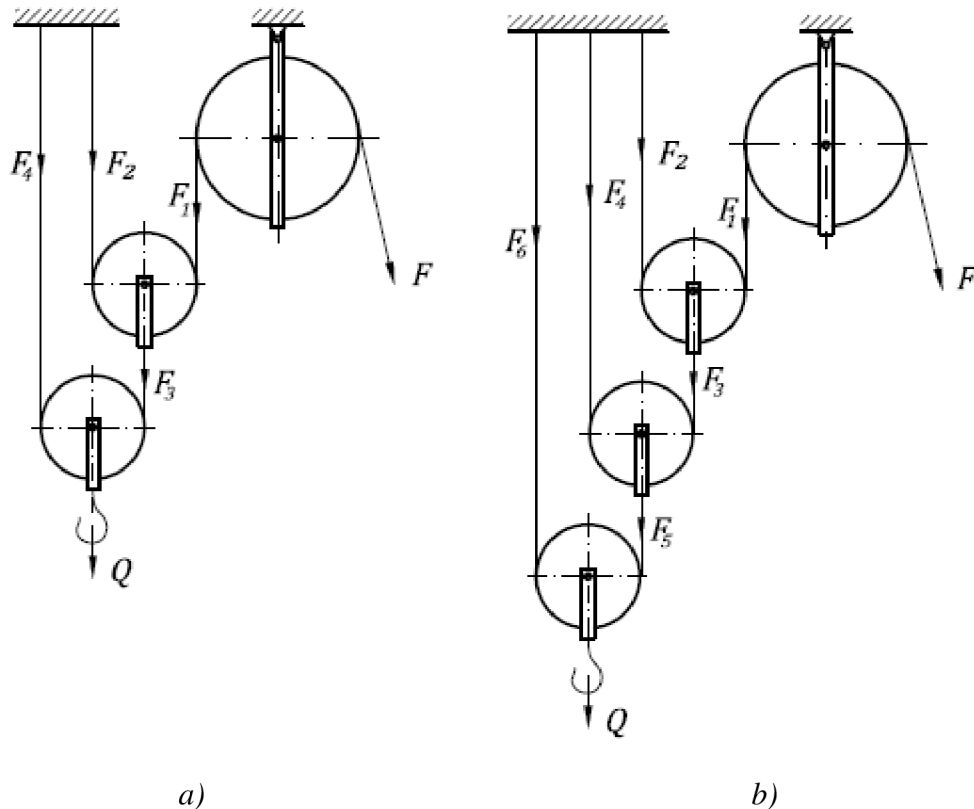


Obr. 8 Thompsonův diferenciální kladkostroj [11]

3.3. Archimédův kladkostroj

Název má po svém řeckém vynálezci Archimédovi, kterému se připisuje vynález kladkostroje jako takového. Je složen vždy z jedné pevné kladky a minimálně jedné až teoreticky libovolného počtu kladek volných, i když by to bylo pro praxi nevyužitelné.

Pohyblivé konce lan vedoucí přes volné kladky jsou vždy připojeny ke třmenu volné kladky předchozí. Výhodou je možnost dosáhnout vysokého převodu, ale za cenu velkých rozměrů kladkostroje. Hlavní nevýhodou je malý zdvih už při relativně velké světlé výšce prostoru, kde stroj používáme. Vyskytuje se zde i nebezpečí vybočení, jsou nepraktické, v praxi se téměř nepoužívají.



Obr. 9 Archimédův kladkostroj, a) se dvěma volnými kladkami, b) se třemi volnými kladkami

a) se dvěma volnými kladkami

Teoretický převodový poměr i_{kt}

$$i_{kt} = 2^n \quad [-] \quad (3.34)$$

$$i_{kt} = 2^2 = \frac{Q}{F_0} = 4$$

kde:

n $[-]$ - počet volných kladek

Teoretické síly v jednotlivých větvích F'_1, F'_2, F'_3, F'_4

$$F'_4 = \frac{Q + Q_{kl}}{2}, F'_3 = F'_4, F'_2 = \frac{F'_3}{2} + \frac{Q_{kl}}{2}, F'_1 = F'_2 \quad [N] \quad (3.35)$$

kde:

Q_{kl} [N] - zatížení od kladnice

Teoretická ovládací síla v laně v klidu F_0

$$F_0 = F'_1 \quad [N] \quad (3.36)$$

Skutečné síly v jednotlivých větvích F_1, F_2, F_3, F_4

$$F_4 = \frac{Q + Q_{kl}}{2}, F_3 = \frac{F_4}{\eta_1}, F_2 = \frac{F_3}{2} + \frac{Q_{kl}}{2}, F_1 = \frac{F_2}{\eta_1} \quad [N] \quad (3.37)$$

Skutečná ovládací síla v laně F

$$F = \frac{F_1}{\eta_1} \quad [N] \quad (3.38)$$

Skutečný převodový poměr i_{ks}

$$i_{ks} = \frac{Q}{F} \quad [-] \quad (3.39)$$

Celková účinnost η

$$\eta = \frac{F_0}{F} \quad [-] \quad (3.40)$$

b) se třemi volnými kladkami

Teoretický převodový poměr i_{kt}

$$i_{kt} = 2^n \quad [-] \quad (3.41)$$

$$i_{kt} = 2^3 = \frac{Q}{F_0} = 8$$

Teoretické síly v jednotlivých větvích $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$

$$\begin{aligned} F_6' &= \frac{Q + Q_{kl}}{2}, F_5' = F_6', F_4' = \frac{F_5'}{2} + \frac{Q_{kl}}{2}, F_3' = F_4', \\ F_2' &= \frac{F_3'}{2} + \frac{Q_{kl}}{2}, F_1' = F_2' \quad [N] \end{aligned} \quad (3.42)$$

Teoretická ovládací síla v laně v klidu F_0

$$F_0 = F_1'$$

Síly v jednotlivých větvích $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$

$$\begin{aligned} F_6 &= \frac{Q + Q_{kl}}{2}, F_5 = \frac{F_6}{\eta_1}, F_4 = \frac{F_5}{2} + \frac{Q_{kl}}{2}, F_3 = \frac{F_4}{\eta_1}, F_2 = \frac{F_3}{2} + \frac{Q_{kl}}{2}, \\ F_1 &= \frac{F_2}{\eta_1} \quad [N] \end{aligned} \quad (3.43)$$

Skutečná ovládací síla v laně F

$$F = \frac{F_1}{\eta_1} \quad [N] \quad (3.44)$$

Skutečný převodový poměr i_{ks}

$$i_{ks} = \frac{Q}{F} \quad [-] \quad (3.45)$$

Celková účinnost η

$$\eta = \frac{F_0}{F} \quad [-] \quad (3.46)$$

4. KONSTRUKČNÍ NÁVRH ARCHIMÉDOVA KLADKOSTROJE

Pro návrh byla zvolena varianta se třemi volnými kladkami s maximální hmotností břemene $m_{bř} = 200 \text{ kg}$ z důvodu silových schopností lidské obsluhy při teoretickém převodovém poměru $i_{kt} = 8$. Jako zdvihací médium byl zvolen článkový řetěz.

4.1. Výpočet celkového zatížení řetězu

Velikost celkového zatížení na řetěz se vypočítá jako polovina (volná kladka pólí sílu) součtu zatížení od jednotlivých hmotností břemene, kladnice a řetězu.

Hmotnost břemene $m_{bř}$

Zadáno:

$$m_{bř} = 200 \quad [kg]$$

$$Q_{bř} = m_{bř} \cdot g \quad [N] \quad (4.1)$$

$$Q_{bř} = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N}$$

kde:

$$Q_{bř} \quad [N] \quad - \text{ zatížení od hmotnosti břemene}$$

$$g \quad [ms^{-2}] \quad - \text{ gravitační zrychlení}$$

Hmotnost volné kladnice m_{vkl}

Předem byla odhadnuta celková hmotnost všech komponent volné kladnice na 10 kg.

Bylo tedy zvoleno:

$$m_{vkl} = 10 \quad [kg]$$

$$Q_{vkl} = m_{vkl} \cdot g \quad [N] \quad (4.2)$$

$$Q_{vkl} = 10 \cdot 9,81 = 98,1 \text{ N}$$

kde:

$$Q_{vkl} \quad [N] \quad - \text{ předpokládané zatížení od hmotnosti volné kladnice}$$

Hmotnost nejdelší větve řetězu $m_{\check{r}}$

Délka spodní, nejdelší větve řetězu při zdvihu 2 m je cca 9 m.

Bylo zvoleno:

$$l_{\check{r}} = 9 \text{ m}$$

$$m_{\check{r}1m} = 0,8 \text{ kg}$$

$$m_{\check{r}} = l_{\check{r}} \cdot m_{\check{r}1m} \quad [kg] \quad (4.3)$$

$$m_{\check{r}} = 9 \cdot 0,8 = 7,2 \text{ kg}$$

$$Q_{\check{r}} = m_{\check{r}} \cdot g \quad [N] \quad (4.4)$$

$$Q_{\check{r}} = 7,2 \cdot 9,81 = 70,6 \text{ N}$$

kde:

$l_{\check{r}}$ [m] - délka nejdelší větve řetězu

$m_{\check{r}1m}$ [kg] - hmotnost 1 m řetězu

$Q_{\check{r}}$ [N] - zatížení od vlastní hmotnosti řetězu

Celkové zatížení Q_{cel}

Volná kladka púlí sílu působící na řetěz.

Zadáno:

$$i_{\check{r}p} = 2$$

$$Q_{cel} = \frac{Q_{b\check{r}} + Q_{vkl} + Q_{\check{r}}}{i_{\check{r}p}} \quad [N] \quad (4.5)$$

$$Q_{cel} = \frac{1962 + 98,1 + 70,6}{2} = 1065,4 \text{ N}$$

kde:

$i_{\check{r}p}$ [-] - počet nosných pramenů na dolní volné kladce

4.2. Volba řetězu

Ruční řetězové kladkostroje musí mít dle [12], str. 25 součinitel bezpečnosti nejméně 4.

Pro výpočet Archimédova kladkostroje byl zvolen součinitel bezpečnosti 7.

Bylo zvoleno:

$$k = 7$$

$$F_{max\check{r}} = Q_{cel} \cdot k \quad [N] \quad (4.6)$$

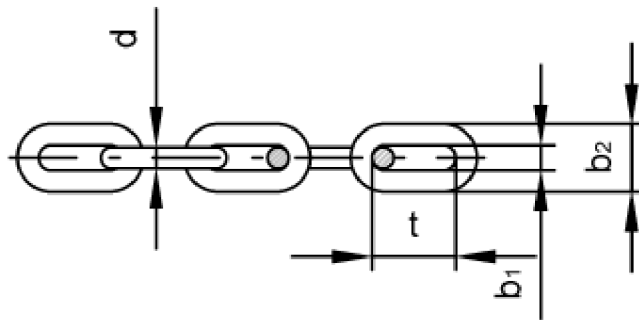
$$F_{max\check{r}} = 1065,4 \cdot 7 = 7458 \text{ N}$$

kde:

k [-] - součinitel bezpečnosti

$F_{max\check{r}}$ [N] - předpokládaná maximální síla v řetězu

Na základě vypočteného maximálního zatížení řetězu byl zvolen zušlechtěný řetěz pro kladkostroje provedení T o tloušťce $d = 6 \text{ mm}$, nosnosti 1,1 t doporučený pro ručně ovládaná zdvihadla nebo zdvihadla s motorickým pohonem s nízkými rychlostmi, které nepracují v abrazivním prostředí.[13]



Obr. 10 Schéma článkového řetězu [13]

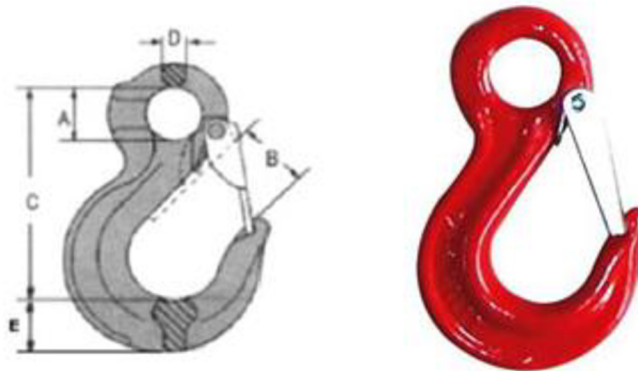
Tabulka 1: Rozměry a zatížení článkových řetězů

Tloušťka	Rozteč	Šířka		Hmotnost	Nosnost	Zkušební síla	Trhací síla
		vnitřní	Vnější				
d	T	b ₁	b ₂		provedení T		
mm	Mm	mm	Mm	kg/m	t	kN	kN
4	12	4,8	13,6	0,35	0,5	12,6	20,1
5	15	6,0	17,0	0,54	0,8	19,9	31,4
6	18	7,2	20,4	0,80	1,1	28,3	45,2
7	21	8,4	23,8	1,10	1,5	38,5	61,6

Zdroj: vlastní zpracování dle [13]

4.3. Volba háku

Na základě zatížení a jednoduchosti celého stoje byl zvolen hák s okem z materiálu: dle ČSN EN 1677, legovaná ocel tř. 8 o nosnosti 2 t.



Obr. 11 Háček s okem [14]

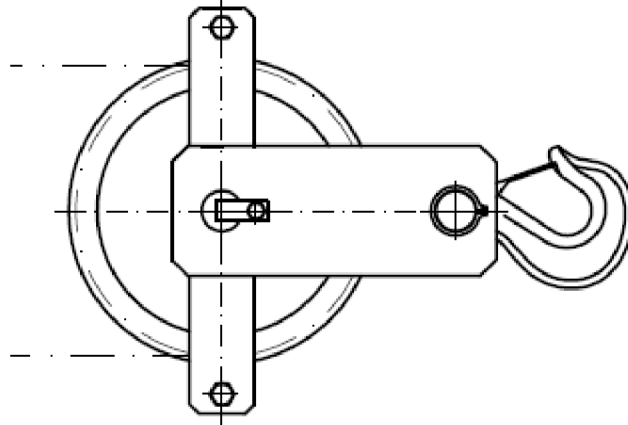
Tabulka 2: Rozměry a zatížení háku

Kód	A	B	C	D	E	Nosnost	m/1 ks
	Mm	mm	mm	mm	mm	t	kg
8830-06	20	24	78	9	20	1,12	0,26
8830-08	25	30	96	11	26	2,00	0,43
8830-10	38	33	117	15	36	3,15	0,98
8830-16	43	41	150	19	43	5,30	2,22

Zdroj: vlastní zpracování dle [14]

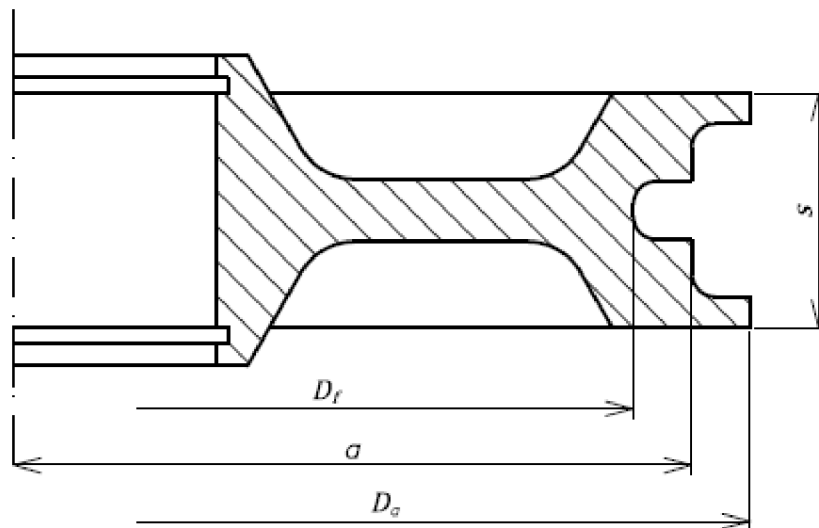
4.4. Návrh a výpočet komponent dolní volné kladnice

Navržené komponenty bylo nutné zkontrolovat podle příslušného zatížení. Byly vypočteny rozměry řetězové kladky a na příslušné namáhání zkontrolovány bočnice, čep háku, čep kladky a ložiska.



Obr. 12 Dolní volná kladnice

4.4.1. Návrh řetězové kladky



Obr. 13 Rozměry řetězové kladky

Roztečný průměr řetězové kladky D

Dle [5], str. 87 pro ruční kladkostroje platí minimálně:

$$D = 20 \cdot d \quad [mm]$$

(4.7)

$$D = 20 \cdot 6 = 120 \text{ mm}$$

kde:

d [mm] - průměr článku řetězu

Z důvodu celkové velikosti kladkostroje byl zvolen roztečný průměr řetězové kladky:

$$D = 180 \text{ mm}$$

Následující výpočet byl proveden dle ČSN 01 4805.[15]

Průměr hlavové kružnice řetězové kladky D_a

$$D_a = D + 1,5 \cdot d \quad [mm] \quad (4.8)$$

$$D_a = 180 + 1,5 \cdot 6 = 189 \text{ mm}$$

Vzdálenost lůžka od středu a

$$a = \frac{D - d}{2} \quad [mm] \quad (4.9)$$

$$a = \frac{180 - 6}{2} = 87 \text{ mm}$$

Dolní průměr drážky řetězové kladky D_f

Na základě šířky článku řetězu bylo zvoleno:

$$D_f = 158,6 \text{ mm}$$

Vůle v lůžku v

$$v = 3 \cdot \Delta p \quad [mm] \quad (4.10)$$

$$v = 3 \cdot 0,5 = 1,5 \text{ mm}$$

kde:

$$\Delta p \quad [mm] \quad - \text{odchylka rozteče řetězu}$$

Šířka drážky c

$$c = 1,25 \cdot d \quad [mm] \quad (4.11)$$

$$c = 1,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ mm}$$

Šířka věnce s

$$s = b_2 + (1,2 \text{ až } 2) \cdot d \quad [mm] \quad (4.12)$$

$$s = 20,4 + (1,2 \text{ až } 2) \cdot 6 = 27,6 \text{ až } 32,4 \text{ mm}$$

kde:

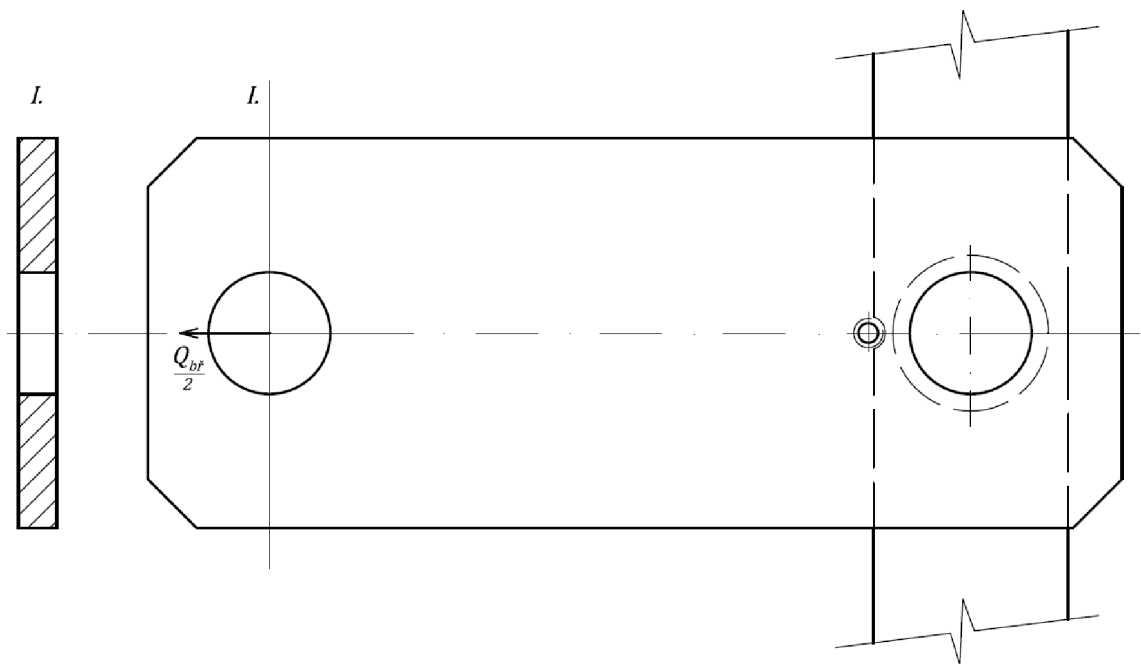
b_2 [mm] - šířka věnce řetězového kola

Bylo zvoleno:

$s = 30 \text{ mm}$

4.4.2. Návrh a kontrola bočnic

Bočnice jsou vyrobeny z materiálu S355J0 s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 520 \text{ MPa}$ dle [16], str. 234. Zkontrolovány na tah a otláčení.



Obr. 14 Nosná část bočnice

Maximální síla v jedné bočnici F_{maxb}

$$F_{maxb} = \frac{Q_{bř}}{z} = \frac{m_{bř} \cdot g}{z} \quad [N] \quad (4.13)$$

$$F_{maxb} = \frac{200 \cdot 9,81}{2} = 981 \text{ N}$$

Napětí v tahu v jedné bočnici σ_{tb}

$$\sigma_{tb} = \frac{F_{maxb}}{S_b} \quad [MPa] \quad (4.14)$$

$$\sigma_{tb} = \frac{981}{550} = 1,78 \text{ MPa}$$

kde:

S_b [mm²] - výpočtový průřez bočnice na tah

Dovolené napětí v tahu dle materiálu a bezpečnosti σ_{tdb}

Dle [17], str. 26

$$\sigma_{tdb} = \frac{R_e \cdot 0,525}{k} \quad [MPa] \quad (4.15)$$

$$\sigma_{tdb} = \frac{333 \cdot 0,525}{7} = 24,97 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tb} \leq \sigma_{tdb} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

R_e [MPa] - mez kluzu

Napětí v tlaku v jedné bočnici σ_{Db}

$$\sigma_{Db} = \frac{Q_{bř}}{S_D} \quad [MPa] \quad (4.16)$$

$$\sigma_{Db} = \frac{1962}{250} = 3,924 \text{ MPa}$$

kde:

S_D [mm²] - výpočtová plocha bočnice na tlak

Dovolené napětí v tlaku dle materiálu a bezpečnosti σ_{adb}

Dle [17], str. 26

$$\sigma_{adb} = \frac{R_e \cdot 0,9}{k} \quad [MPa] \quad (4.17)$$

$$\sigma_{adb} = \frac{333 \cdot 0,9}{7} = 42,8 \text{ MPa}$$

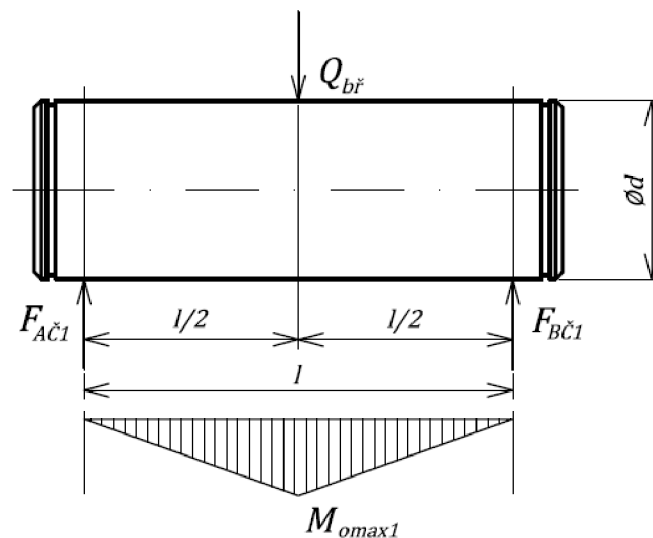
$$\sigma_{Db} \leq \sigma_{adb} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

4.4.3. Návrh a kontrola čepů

- Čep háku

Čep je vyroben z materiálu S355J0 s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 520 \text{ MPa}$ [16], str. 234.

Je uložen ve spodním otvoru nosné části bočnice a z každé strany zajištěn pojistným kroužkem 25 ČSN 02 2930. Zkontrolován na ohyb a smyk, přičemž hmotnost háku byla zanedbána.



Obr. 15 Silové rozložení na čepu háku

Silová rovnováha

$$\sum F_x = 0:$$

$$\sum F_y = 0: -Q_{bř} + F_{Ač1} + F_{Bč1} = 0$$

$$\sum M_o = 0: -Q_{bř} \cdot \frac{l}{2} + F_{Bč1} \cdot l = 0$$

$$F_{Bč1} = F_{Ač1} = \frac{Q_{bř}}{2} \quad [N] \quad (4.18)$$

kde:

$F_{Ač1}, F_{Bč1}$ [N] - reakce na čep od bočnic volné kladnice

l [m] - vzdálenost mezi podporami čepů, která je u všech čepů shodná

Maximální ohybový moment na čep M_{omax1}

$$M_{omax1} = \frac{l}{2} \cdot \frac{Q_{bř}}{2} \quad [Nm] \quad (4.19)$$

$$M_{omax1} = 0,03 \cdot \frac{1962}{2} = 29,43 Nm$$

Napětí v ohybu čepu σ_{o1}

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{omax1}}{W_o} = \frac{32M_{omax1}}{\pi d^3} \quad [MPa] \quad (4.20)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{32 \cdot 29,43}{\pi \cdot 0,025^3} = 19,2 MPa$$

kde:

W_o $[m^3]$ - modul průřezu v ohybu, který je u všech čepů shodný

Dovolené napětí v ohybu dle materiálu a bezpečnosti σ_{od}

Dle [17], str. 26

$$\sigma_{od} = \frac{R_e \cdot 0,675}{k} \quad [MPa] \quad (4.21)$$

$$\sigma_{od} = \frac{333 \cdot 0,675}{7} = 32,11 MPa$$

$\sigma_{o1} \leq \sigma_{od} \rightarrow Vyhovuje$

Napětí ve stříhu čepu $\tau_{sč1}$

$$\tau_{sč1} = \frac{Q_{bř}}{S_{\check{c}}} \quad [MPa] \quad (4.22)$$

$$\tau_{sč1} = \frac{1962}{490,9} = 1,9 MPa$$

kde:

$S_{\check{c}}$ $[mm^2]$ - výpočtový průřez čepu na stříh

Dovolené napětí ve stříhu τ_d

Dle [17], str. 26

$$\tau_d = \frac{R_e \cdot 0,4}{k} \quad [MPa] \quad (4.23)$$

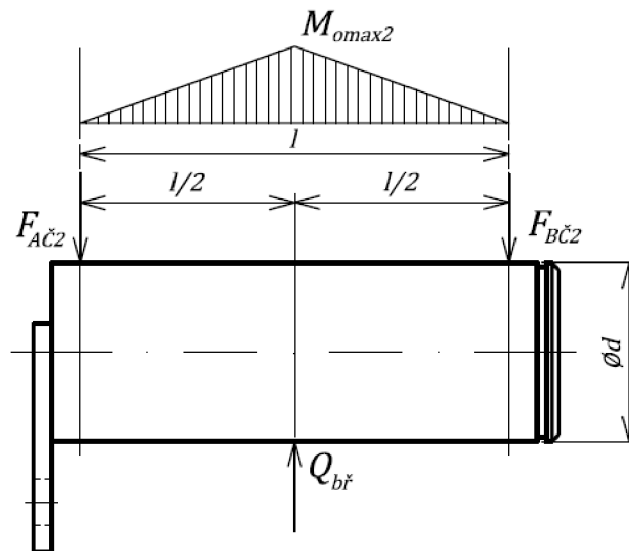
$$\tau_d = \frac{333 \cdot 0,4}{7} = 19 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sč1} \leq \tau_d \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- **Čep řetězové kladky**

Čep je vyroben z materiálu S355J0 s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 520 \text{ MPa}$ [16], str. 234.

Je uložen v horním otvoru nosné části bočnice, zajištěn z jedné strany pojistným kroužkem 25 ČSN 02 2930 a z druhé zaaretován šroubem M6x10. Zkontrolován na ohyb a smyk.



Obr. 16 Silové rozložení na čepu řetězové kladky

Maximální ohybový moment na čep řetězové kladky M_{omax2}

$$M_{omax1} = M_{omax2} \quad [Nm] \quad (4.24)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{omax2}}{W_o} = \frac{32M_{omax2}}{\pi d^3} \quad [MPa] \quad (4.25)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{32 \cdot 29,43}{\pi \cdot 0,025^3} = 19,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o2} \leq \sigma_{od} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

σ_{o2} [MPa] - napětí v ohybu na čepu řetězové kladky

Napětí ve střihu čepu $\tau_{sč2}$

$$\tau_{sč2} = \frac{Q_{bř}}{2 S_{\check{c}}} \quad [MPa] \quad (4.26)$$

$$\tau_{sč2} = \frac{1962}{2 \cdot 490,9} = 1,9 \text{ MPa}$$

kde:

$S_{\check{c}}$ [mm²] - výpočtový průřez čepu na střih

Dovolené napětí ve střihu τ_d

Dle [17], str. 26

$$\tau_d = \frac{R_e \cdot 0,4}{k} \quad [MPa] \quad (4.27)$$

$$\tau_d = \frac{333 \cdot 0,4}{7} = 19 \text{ MPa}$$

$\tau_{sč2} \leq \tau_d \rightarrow Vyhovuje$

4.4.4. Volba a kontrola ložisek

Na čep řetězové kladky jsou nalisována 2 kuličková jednořadá ložiska, oboustranně krytá. Byla zvolena ložiska od firmy SKF 6205-2Z. Jsou s čepem zalisována do náboje řetězové kladky, kde jsou z obou stran zajištěna pojistnými kroužky 52 ČSN 02 2931. Z důvodu malých otáček během provozu, a častého statického zatížení byla provedena statická kontrola. Dle [17], str. 621 je statická únosnost ložiska $C_0 = 7800 \text{ N}$. **Ložiska byla použita ve všech kladnicích shodná.**



Obr. 17 Ložisko 6205-2Z [18]

Radiální síla na jedno ložisko F_r

$$F_r = \frac{Q_{bř}}{2} \quad [N] \quad (4.28)$$

$$F_r = \frac{1962}{2} = 981 \text{ N}$$

Ekvivalentní statické zatížení F_{e0}

Dle [17], str. 619

$$F_{e0} = F_r \cdot X + F_a \cdot Y \quad [N] \quad (4.29)$$

$$F_{e0} = 981 \cdot 1 + 0 = 981 \text{ N}$$

$$F_{e0} < C_0 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

F_a [N] - axiální síla na jedno ložisko

X [-] - součinitel pro radiální sílu dle [17], str. 620

Y [-] - součinitel pro axiální sílu dle [17], str. 620

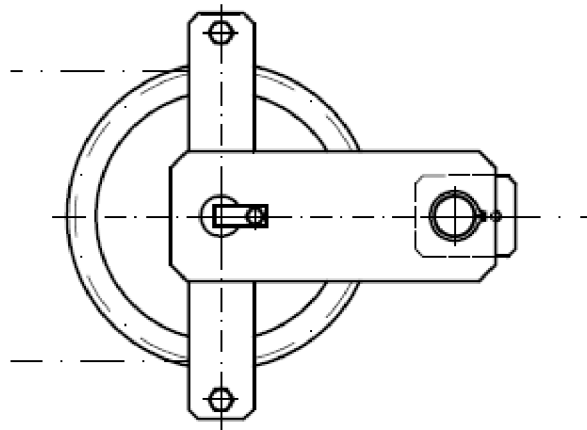
Statická bezpečnost ložiska s_0

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{e0}} \quad [-] \quad (4.30)$$

$$s_0 = \frac{7800}{981} = 7,95$$

4.5. Návrh a výpočet komponent navazujících volných kladnic

Z komponent navazujících volných kladnic byl zkontrolován pouze čep na připojení spojovacího třmenu pro připojení řetězu. Ostatní součásti svým namáháním vyhoví díky podstatně nižšímu namáhání v horních větvích kladkostroje. Ložiska byla použita shodná jako ve spodní volné kladnici s hákem.



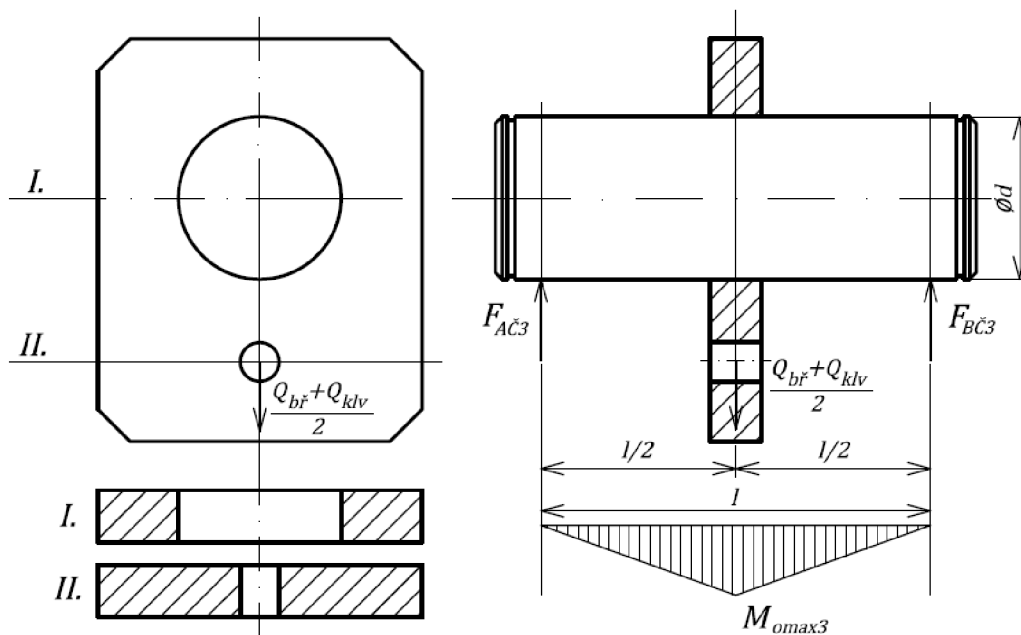
Obr. 18 Navazující volná kladnice

4.5.1. Návrh a kontrola čepů

- Čep na připojení spojovacího třmenu

Čep je vyroben z materiálu S355J0 s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 520 \text{ MPa}$ [16], str. 234.

Je uložen v dolních otvorech bočnic a z každé strany zajištěn pojistným kroužkem 25 ČSN 02 2930. Na svém středu má navařený plech s otvorem pro připojení řetězu spojovacím třmenem. Čep byl zkontrolován na ohyb a smyk, průřez plechu na tah a otvor pro spojovací třmen na otláčení.



Obr. 19 Silové rozložení na čepu pro připojení spojovacího třmemu

Silová rovnováha

$$\sum F_x = 0:$$

$$\sum F_y = 0: -\frac{Q_{bř} + Q_{vkl}}{2} + F_{Ač3} + F_{Bč3} = 0$$

$$\sum M_o = 0: -\frac{Q_{bř} + Q_{vkl}}{2} \cdot \frac{l}{2} + F_{Bč3} \cdot l = 0$$

$$F_{Bč3} = F_{Ač3} = \frac{Q_{bř} + Q_{vkl}}{4} \quad [N] \quad (4.31)$$

kde:

$F_{Ač3}, F_{Bč3}$ [N] - reakce na čep od bočnic volné kladnice

Maximální ohybový moment na čep M_{omax3}

$$M_{omax3} = \frac{l}{2} \cdot \frac{Q_{bř} + Q_{vkl}}{4} \quad [Nm] \quad (4.32)$$

$$M_{omax3} = 0,03 \cdot \frac{1962 + 98,1}{4} = 15,45 \text{ Nm}$$

Napětí v ohybu čepu σ_{o3}

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{omax3}}{W_o} = \frac{32M_{omax3}}{\pi d^3} \quad [MPa] \quad (4.33)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{32 \cdot 15,45}{\pi \cdot 0,025^3} = 10,1 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v ohybu dle materiálu a bezpečnosti σ_{od}

Dle [17], str. 26

$$\sigma_{od} = \frac{R_e \cdot 0,675}{k} \quad [MPa] \quad (4.34)$$

$$\sigma_{od} = \frac{333 \cdot 0,675}{7} = 32,11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o3} \leq \sigma_{od} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Napětí ve střihu čepu $\tau_{sč3}$

$$\tau_{sč3} = \frac{Q_{bř} + Q_{vkl}}{S_{\check{c}}} \quad [MPa] \quad (4.35)$$

$$\tau_{sč3} = \frac{1962 + 98,1}{490,9} = 1,05 \text{ MPa}$$

kde:

$S_{\check{c}}$ $[mm^2]$ - výpočtový průřez čepu na střih

Dovolené napětí ve střihu τ_d

Dle [17], str. 26

$$\tau_d = \frac{R_e \cdot 0,4}{k} \quad [MPa] \quad (4.36)$$

$$\tau_d = \frac{333 \cdot 0,4}{7} = 19 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sč3} \leq \tau_d \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Síla zatěžující třmen navařený na čepu $F_{tř}$

$$F_{tř} = \frac{Q_{bř} + Q_{klv}}{2} \quad [N] \quad (4.37)$$

$$F_{tř} = \frac{962 + 98,1}{2} = 1030,1 \text{ N}$$

Napětí v tahu ve třmenu navařeném na čepu $\sigma_{tř}$

$$\sigma_{tř} = \frac{F_{tř}}{S_{tř}} \quad [MPa] \quad (4.38)$$

$$\sigma_{tř} = \frac{1030,1}{200} = 5 \text{ MPa}$$

kde:

$S_{tř}$ $[mm^2]$ - výpočtový průřez třmenu pro napětí v tahu

Dovolené napětí v tahu ve třmenu dle materiálu a bezpečnosti $\sigma_{třd}$

Dle [17], str. 26

$$\sigma_{třd} = \frac{R_e \cdot 0,525}{k} \quad [MPa] \quad (4.39)$$

$$\sigma_{třd} = \frac{333 \cdot 0,525}{7} = 24,97 \text{ MPa}$$

$\sigma_{tř} \leq \sigma_{třd} \rightarrow$ Vyhovuje

Napětí v tlaku v otvoru pro připojení spojovacího třmenu $\sigma_{Dtř}$

$$\sigma_{Dtř} = \frac{F_{tř}}{S_{Dtř}} \quad [MPa] \quad (4.40)$$

$$\sigma_{Dtř} = \frac{1030,1}{48} = 21,46 \text{ MPa}$$

kde:

$S_{Dtř}$ $[mm^2]$ - výpočtová plocha třmenu pro napětí v tlaku

Dovolené napětí v tlaku σ_{dD}

Dle [17], str. 26

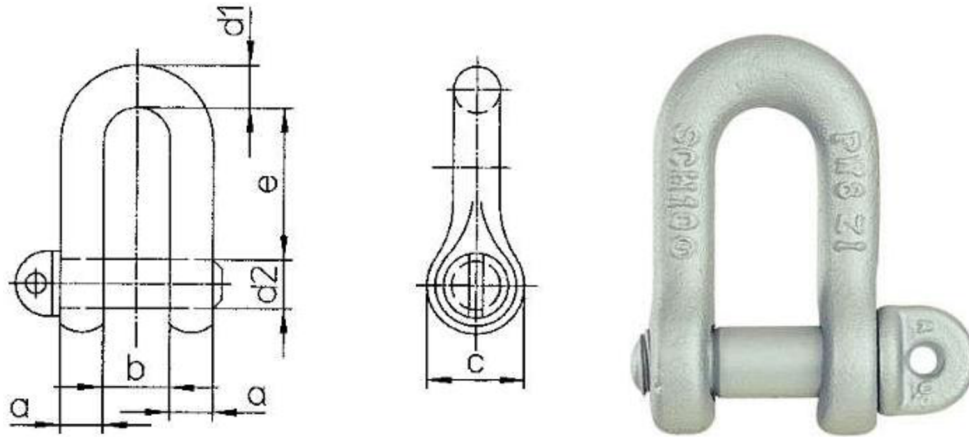
$$\sigma_{dD} = \frac{R_e \cdot 0,9}{k} \quad [MPa] \quad (4.41)$$

$$\sigma_{dD} = \frac{333 \cdot 0,9}{7} = 42,8 \text{ MPa}$$

$\sigma_{Dtř} \leq \sigma_{dD} \rightarrow$ Vyhovuje

4.5.2. Volba spojovacího třmenu

Pro připojení řetězu k navazující volné kladce byl vzhledem k zatížení a bezpečnosti zvolen spojovací třmen SCH od společnosti REGION, spol. s r. o., o nosnosti 800 kg.



Obr. 20 Spojovací třmen[19]

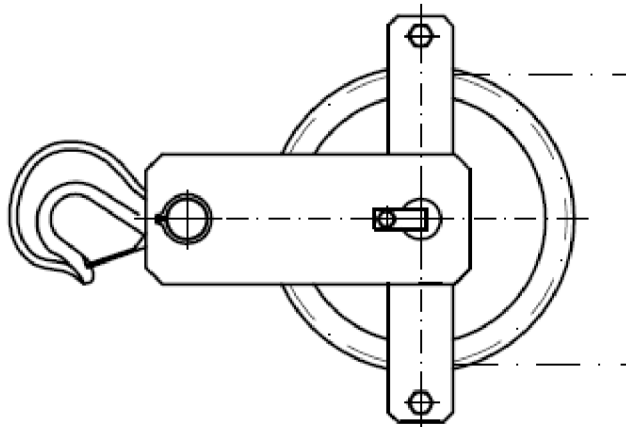
Tabulka 3: Rozměry a zatížení spojovacích třmenů

označení	nosnost	e	b	a	d1	c	d2	váha 1 ks
	Kg	mm	Mm	mm	mm	mm	mm	kg
SCH 5/0,8T	800	18	8	5	6	12	6	0,02
SCH 6/1,12T	1120	24	11	7	8	16	8	0,05
SCH 7-8/2T	2000	30	14	8	10	20	10	0,09

Zdroj: vlastní zpracování dle [19]

4.6. Návrh pevné kladnice

Součásti pevné kladnice nebylo nutné kontrolovat, protože z důvodu sjednocení součástí byla použita totožná kladnice, jako je dolní volná kladnice, s tím rozdílem, že je otočena o 180° a zavěšena k příslušné nosné konstrukci kladkostroje.



Obr. 21 Pevná kladnice

4.7. Doplnující výpočty

Teoretický převodový poměr i_{kt}

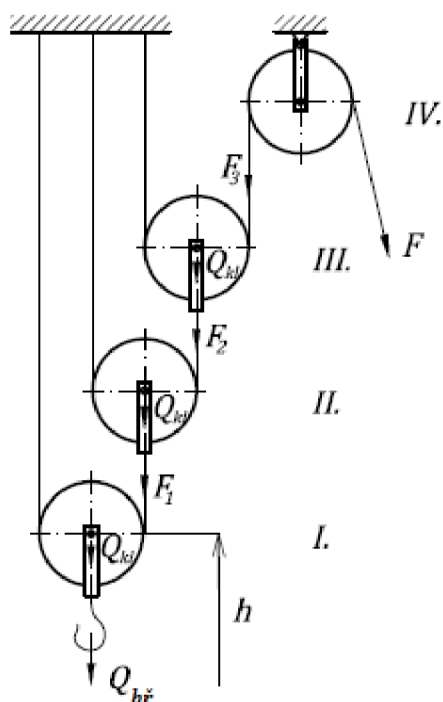
V úvodu k návrhu Archimédova kladkostroje byl uveden teoretický převodový poměr $i_{kt} = 8$, který je vypočítán ze vztahu (3.34).

$$i_{kt} = 2^n \quad [-]$$

$$i_{kt} = 2^3 = 8$$

Za účelem ověření vztahu (3.40) pro zjištění celkové účinnosti byly odvozeny níže uvedené vztahy pro výpočet teoretické ovládací síly, skutečné ovládací síly a celkové účinnosti s ohledem na vykonanou práci jednotlivými silami. Celková účinnost byla vyjádřena jako podíl změny energie k vynaložené práci potřebné pro tuto změnu.

Dle [20], str. 42 byla zvolena účinnost jedné kladky pro valivé uložení $\eta_1 = 0,98$.



Obr. 22 Schéma Archimédova kladkostroje

Odvození vztahu pro výpočet teoretické ovládací síly F_0

$$I. \quad F'_1 = \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{2}$$

$$II. \quad F'_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{2} + \frac{Q_{kl}}{2} = \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{4} + \frac{Q_{kl}}{2}$$

$$III. \quad F'_3 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{4} + \frac{Q_{kl}}{2} \right) + \frac{Q_{kl}}{2} = \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{8} + \frac{Q_{kl}}{4} + \frac{Q_{kl}}{2}$$

$$= \frac{Q_{bř} + Q_{kl} + 2Q_{kl} + 4Q_{kl}}{8} = \frac{Q_{bř} + 7Q_{kl}}{8}$$

$$IV. \quad F'_3 = F_0 = \frac{Q_{bř} + 7Q_{kl}}{8} \quad [N] \quad (4.42)$$

Teoretická ovládací síla F_0 dosazením do vztahu (4.42)

$$F_0 = \frac{1962 + 7 \cdot 98,1}{8} = 331,1 \text{ N}$$

Odvození vztahu pro výpočet skutečné ovládací síly F

$$I. \quad (Q_{bř} + Q_{kl}) \cdot h = F_1 \cdot \eta_1 \cdot 2h \rightarrow F_1 = \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{2\eta_1}$$

$$\begin{aligned}
II. \quad & \left(\frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{2\eta_1} + Q_{kl} \right) \cdot 2h = F_2 \cdot \eta_1 \cdot 4h \rightarrow F_2 = \frac{\frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{2\eta_1} + Q_{kl}}{2\eta_1} \\
& = \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{4\eta_1^2} + \frac{Q_{kl}}{2\eta_1} \\
III. \quad & (F_2 + Q_{kl}) \cdot 4h = F_3 \cdot \eta_1 \cdot 8h \rightarrow F_3 = \frac{F_2 + Q_{kl}}{2\eta_1} = \frac{F_2}{2\eta_1} + \frac{Q_{kl}}{2\eta_1} \\
& = \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{8\eta_1^3} + \frac{Q_{kl}}{4\eta_1^2} + \frac{Q_{kl}}{2\eta_1} \\
IV. \quad & F \cdot \eta_1 \cdot 8h = F_3 \cdot 8h \rightarrow F = \frac{F_3}{\eta_1} = \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{8\eta_1^4} + \frac{Q_{kl}}{4\eta_1^3} + \frac{Q_{kl}}{2\eta_1^2} \quad [N] \quad (4.43)
\end{aligned}$$

kde:

h [m] - zdvih

Skutečná ovládací síla F dosazením do vztahu (4.43)

$$F = \frac{1962 + 98,1}{8 \cdot 0,98^4} + \frac{98,1}{4 \cdot 0,98^3} + \frac{98,1}{2 \cdot 0,98^2} = 356,32 \text{ N}$$

Skutečný převodový poměr i_{ks}

$$i_{ks} = \frac{Q_{bř} + Q_{kl}}{F} = \frac{1962 + 98,1}{356,32} = 5,78$$

Odvození vztahu pro výpočet celkové účinnosti Archimédova kladkostroje η

$$\begin{aligned}
(Q_{bř} + Q_{kl}) \cdot h + Q_{kl} \cdot 2h + Q_{kl} \cdot 4h &= F \cdot 8h \cdot \eta \rightarrow \\
\eta &= \frac{Q_{bř} + Q_{kl} + 2Q_{kl} + 4Q_{kl}}{8F} = \frac{Q_{bř} + 7Q_{kl}}{8F} \quad [-] \quad (4.44)
\end{aligned}$$

Celková účinnost η dosazením do vztahu (4.44)

$$\eta = \frac{1962 + 7 \cdot 98,1}{8 \cdot 356,32} = 0,93 \rightarrow \eta = \frac{F_0}{F} = \frac{356,32}{331,1} = 0,93$$

ZÁVĚR

Na základě zadání byl v této bakalářské práci proveden rešeršní rozbor vybraných konstrukcí kladkostrojů, včetně základních výpočtů. Dále byl vypracován pro vhodně zvolené parametry konstrukční návrh Archimédova kladkostroje včetně výpočtů. Prvním krokem byla volba řetězu a háku na základě jejich maximálních zatížení. Podle velikosti řetězu a příslušných vztahů byly vypočítány parametry řetězové kladky. Následně byla provedena kontrola navržených částí kladnic. Bočnice byly zkontrolovány na tah a otláčení v otvorech pro čepy. Ty byly zkontrolovány na ohyb a stříh. Ložiska byla použita ve všech kladnicích stejná a byla zkontrolována na statickou únosnost. Pro připojení řetězu mezi volnými kladnicemi byl vzhledem k zatížení a bezpečnosti zvolen vhodný spojovací třmen.

Mezi doplňující výpočty byl zahrnut výpočet teoretického převodového poměru a za účelem ověření vztahu pro zjištění celkové účinnosti byly odvozeny vztahy pro výpočet teoretické ovládací síly, skutečné ovládací síly a celkové účinnosti s ohledem na vykonanou práci jednotlivými silami, do kterých byly započítány i hmotnosti jednotlivých volných kladnic. Celková účinnost byla vyjádřena jako podíl změny energie k vynaložené práci potřebné pro tuto změnu. Výsledek se rovnal hodnotě vypočtené z podílu teoretické a skutečné ovládací síly.

Na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ČSN EN 14492-2+A1. *Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem. Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem.* Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha, 2010. 104 s.
- [2] Výlet do historie ke kladkám [online]. 2011 [cit. 2015-02-11] Dostupné z: <http://www.ceskatelevize.cz/porady/10319921345-rande-s-fyzikou/211563230150010-mechanicky-tlak/5842-vylet-do-historie-ke-kladkam/>
- [3] Jednoduché stroje [online]. [cit. 2015-02-16]. Dostupné z: http://www.trivis.cz/editor/image/stranky3_soubory/jednoduche-stroje-kopie-1.pdf
- [4] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana.* Český normalizační institut, Praha, 2008. 9 s.
- [5] BIGOŠ P., KULKA J., KOPAS M., MANTIČ M. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení.* 1. vydání. TU v Košiciach, 2012. 356 s. ISBN 978-80-553-1187-6
- [6] Off-limits.cz [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.off-limits.cz/teorie/kladkostroj/>
- [7] Střední průmyslová škola strojnická Olomouc. Výuka zdvihadla [online]. [cit. 2015-02-14]. Dostupné z: <http://www.spssol.cz/~vyuka/tridy/3.C/SPS/Zdvihadla/>
- [8] MALÁŠEK, J. *Dopravní a manipulační zařízení.* Skripta, Elektronické vydání Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010
- [9] GlobalSecurity.org. [online] John Pike 2000 – 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: www.globalsecurity.org/military/library/policy/army/fmy/55-17/ch6.htm
- [10] Differential Pulleys [patent]. T. A. Weston, US134337. Uděleno Dec 24, 1872
- [11] Differential Pulley Apparatus [patent]. W. H. Thomson, US225953. Uděleno Mar. 30, 1880
- [12] ČSN EN 13157+A1. *Jeřáby - Bezpečnost - Ručně poháněné jeřáby.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.

- [13] Řetězárna a.s. [online]. 2015 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: <http://www.retezarna.cz/cz/katalog-produktu/k1554-retezy-pro-kladkostroje/19-retezy-pro-kladkostroje.html>
- [14] Metaltrade International s.r.o. [online]. 2008 - 2015 [cit. 2015-04-23]. Dostupné z: <http://www.metal-trade.cz/uploads/images/8830.jpg>
- [15] ČSN ISO 01 4805: 1969. *Řetězová kola pro svařované řetězy – kalibrované krátkočlánkové a dlouhočlánkové – Výpočet a konstrukce profilu zubů*. Praha: Český normalizační institut, 1971. 9 s.
- [16] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Třetí doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2006. 914 s. ISBN 80-7361-033-7
- [17] SHIGLEY, J. E., a kol. *Konstruování strojních součástí*. 1. vydání. Brno: VUTIUUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [18] AMAZON.de . [online]. 1998 - 2015 [cit. 2015-05-2]. Dostupné z: <http://www.amazon.de/Koyo-2053513-Kugellager-6205-2Z-C3/dp/B0060KXOHU>
- [19] REGION, spol. s r.o. [online]. 2008 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: <http://www.region-lana.cz/prislusenstvi-retezy/spojovaci-trmen-sch-2.html>
- [20] ERNST H. *DIE HEBERZEUGE*. 4. vydání. Friedr. Vieweg+Sohn: Braunschweig, 1973. ISBN 528 081414

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost lůžka od středu
b	[mm]	hloubka drážky
b_2	[mm]	Šířka věnce řetězového kola
c	[mm]	šířka drážky
D	[mm]	teoretický průměr lanové a řetězové kladky
d	[mm]	průměr průřezu článku řetězu
D_a	[mm]	průměr hlavové kružnice řetězové kladky
D_f	[mm]	dolní průměr drážky řetězové kladky
d_l	[mm]	jmenovitý průměr lana
F	[N]	skutečná ovládací síla v laně
F^*	[N]	ovládací síla potřebná ke spouštění
$F'_1, F'_2, F'_3,$ F'_4, F'_5, F'_6	[N]	teoretické síly v jednotlivých větvích
F_0	[N]	teoretická ovládací síla v laně v klidu
F_0	[N]	axiální síla na jedno ložisko
$F_1, F_2, F_3,$ F_4, F_5, F_6	[N]	síly v jednotlivých nosných průřezech
$F_{A\check{c}1}, F_{B\check{c}1}$	[N]	reakce na čep od bočnic volné kladnice
$F_{A\check{c}3}, F_{B\check{c}3}$	[N]	reakce na čep od bočnic volné kladnice
F_{e0}	[N]	ekvivalentní statické zatížení
F_{maxb}	[N]	maximální síla v jedné bočnici
$F_{maxř}$	[N]	předpokládaná maximální síla v řetězu
F_r	[N]	radiální síla na jedno ložisko
$F_{tř}$	[N]	síla zatěžující třmen navařený na čepu
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
h	[m]	zdvih
i_k	[-]	převodový poměr
i_{ks}	[-]	skutečný převodový poměr
i_{kt}	[-]	teoretický převodový poměr
$i_{řp}$	[-]	počet nosných pramenů na dolní volné kladce

k	[–]	součinitel bezpečnosti
l	[m]	vzdálenost mezi podporami čepů, která je u všech čepů shodná
$l_{ř}$	[m]	délka nejdelší větve řetězu
$m_{bř}$	kg	hmotnost břemene
M_{omax1}	[Nm]	maximální ohybový moment na čep
M_{omax2}	[Nm]	maximální ohybový moment na čep řetězové kladky
M_{omax3}	[Nm]	maximální ohybový moment na čep
$m_{ř}$	[kg]	hmotnost nejdelší větve řetězu
$m_{ř1m}$	[kg]	hmotnost 1 m řetězu
m_{vkl}	[kg]	hmotnost volné kladnice
n	[–]	počet volných kladek
Δp	[mm]	odchylka rozteče řetězu
Q	[N]	zatížení
$Q_{bř}$	[N]	zatížení od hmotnosti břemene
Q_{cel}	[N]	celkové zatížení
Q_{kl}	[N]	zatížení od kladnice
$Q_{ř}$	[N]	zatížení od vlastní hmotnosti řetězu
Q_{vkl}	[N]	předpokládané zatížení od hmotnosti volné kladnice
r	[mm]	poloměr menší kladky
R	[mm]	poloměr větší kladky
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
s	[mm]	šířka věnce
s_0	[–]	statická bezpečnost ložiska
S_b	[mm^2]	výpočtový průřez bočnice na tah
$S_{\check{c}}$	[mm^2]	výpočtový průřez čepu na stříh
S_D	[mm^2]	výpočtová plocha bočnice na tlak
$S_{Dtř}$	[mm^2]	výpočtová plocha třmenu pro napětí v tlaku
$S_{tř}$	[mm^2]	výpočtový průřez třmenu pro napětí v tahu
t	[mm]	vnitřní délka článku
t_g	[mm]	rozteč Gallova řetězu

v	[mm]	vůle v lůžku
W_o	[m^3]	modul průřezu v ohybu, který je u všech čepů shodný
X	[–]	součinitel pro radiální sílu
Y	[–]	součinitel pro axiální sílu
z	[–]	počet zubů
z_1	[–]	počet zubů větší kladky
z_2	[–]	počet zubů menší kladky
α	[–]	součinitel podle druhu kladky a skupiny jeřábů podle ČSN 27 0310
β	[°]	úhel drážky
η	[–]	celková účinnost
η_1	[–]	účinnost jedné kladky
σ_{tb}	[MPa]	napětí v tahu v jedné bočnici
σ_{tdb}	[MPa]	dovolené napětí v tahu dle materiálu a bezpečnosti
σ_{Db}	[MPa]	napětí v tlaku v jedné bočnici
σ_{dDb}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku dle materiálu a bezpečnosti
σ_{o1}	[MPa]	napětí v ohybu čepu
σ_{o2}	[MPa]	napětí v ohybu na čepu řetězové kladky
σ_{o3}	[MPa]	napětí v ohybu čepu
σ_{dD}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku
$\sigma_{Dtř}$	[MPa]	napětí v tlaku v otvoru pro připojení spojovacího třmenu
σ_{od}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu dle materiálu a bezpečnosti
$\sigma_{ttř}$	[MPa]	napětí v tahu ve třmenu navařeném na čepu
$\sigma_{ttřd}$	[MPa]	dovolené napětí v tahu ve třmenu dle materiálu a bezpečnosti
$\tau_{sč1}$	[MPa]	napětí ve stříhu čepu
$\tau_{sč2}$	[MPa]	napětí ve stříhu čepu
$\tau_{sč3}$	[MPa]	napětí ve stříhu čepu
τ_d	[MPa]	dovolené napětí ve stříhu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1	Pevná a volná kladka	12
Obrázek 2	Tvar a rozměr věnce lanové kladky	13
Obrázek 3	Profil řetězové kladky	14
Obrázek 4	Násobné kladkostroje, a) s jedním párem pevné a volné kladky, b) se dvěma pevnými a jednou volnou kladkou	18
Obrázek 5	Násobné kladkostroje c) se dvěma páry pevných a volných kladek, d) se třemi páry pevných a volných kladek	21
Obrázek 6	Násobné kladkostroje	24
Obrázek 7	Westonův diferenciální kladkostroj, a) schéma, b) Westonův patent	25
Obrázek 8	Thompsonův diferenciální kladkostroj	28
Obrázek 9	Archimédův kladkostroj, a) se dvěma volnými kladkami, b) se třemi volnými kladkami	29
Obrázek 10	Schéma článkového řetězu	34
Obrázek 11	Hák s okem	35
Obrázek 12	Dolní volná kladnice	36
Obrázek 13	Rozměry řetězové kladky	36
Obrázek 14	Nosná část bočnice	38
Obrázek 15	Silové rozložení na čepu háku	40
Obrázek 16	Silové rozložení na čepu řetězové kladky	42
Obrázek 17	Ložisko 6205-2Z	44
Obrázek 18	Navazující volná kladnice	45
Obrázek 19	Silové rozložení na čepu pro připojení spojovacího třmenu	46
Obrázek 20	Spojovací třmen	49
Obrázek 21	Pevná kladnice	50
Obrázek 22	Schéma Archimédova kladkostroje	51

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1	Rozměry a zatížení článkových řetězů	34
Tabulka 2	Rozměry a zatížení háku	35
Tabulka 3	Rozměry a zatížení spojovacích třmenů	49

PŘÍLOHY

Příloha č. 1: Archimédův kladkostroj

č. v. 0-AK-00

Příloha č. 2: Řetězová kladka

č. v. 4-AK-01