

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 KLDNICE - NOSNOST 5T

CRANE BEAM - LOAD CAPACITY 5T

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Filip Hájek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Filip Hájek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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 5t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh jeřábové kladnice.
Skupina klasifikace mechanismu dle ČSN ISO 4301–1 M5.
Nosnost 5 000 kg.

Cíle bakalářské práce:

Vypracování rešerše a funkčně – technických porovnaní různých typů kladkostrojů při použití jednolanového či dvoulanového bubnu, při použití řetězu.
Zdůvodnění řešení vlastní vybrané jeřábové kladnice.
Technická zpráva s funkčními a základními pevnostními výpočty.
Nakreslení výkresu celkové sestavy a důležitých detailních výkresů.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.).
Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

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

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem jeřábové kladnice s nosností 5000 kg dle klasifikace ČSN ISO 4301–1 M5. Teoretická část stručně popisuje jeřábovou kladnici, její dílčí části a návrh konstrukčního řešení. Praktická část se věnuje výpočtům a dimenzování jednotlivých částí; hák, příčník, bočnice, osy kladek, ložiska, kladka, matice háku, lana. Práce je doplněná technickou dokumentací sestavy jeřábové kladnice a lanové kladky.

KLÍČOVÁ SLOVA

jeřábová kladnice, nosnost 5000 kg, jeřábový hák, lanová kladka, příčník

ABSTRACT

This bachelor's thesis focuses on the design of a crane block with a lifting capacity of 5000 kilograms, classified according to ČSN ISO 4301-1 M5. The theoretical part briefly describes the crane block, its individual components, and the proposed structural solution. The practical part is dedicated to calculations and dimensioning of specific parts, including the hook, cross member of the hook block, sidewalls, pulley axis, bearings, rope pulley, hook nut, and ropes. The thesis is supplemented with technical documentation for the crane block assembly and the rope pulley.

KEYWORDS

crane hook block, lifting capacity 5000 kilograms, crane hook, rope pulley, cross member of the hook block

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HÁJEK, Filip. *Jeřábová kladnice – nosnost 5t*. Online, bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2025. Vedoucí práce Jiří MALÁŠEK. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165586>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiří Malásek, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. května 2025

.....

Jméno a přímení

PODĚKOVÁNÍ

Na prvním místě děkuji svému vedoucímu práce, doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady, odborné vedení a trpělivost, kterou mi po celou dobu věnoval. Jeho odborné znalosti a konstruktivní připomínky významně přispěly ke kvalitě této práce.

OBSAH

Úvod.....	8
1 Jeřábová kladnice	9
1.1 Rozdělení podle konstrukčního provedení.....	9
1.2 Rozdělení podle počtu kladek	10
1.3 Rozdělení podle nosnosti	11
1.4 Rozdělení podle použití lana nebo řetězu	11
2 Jednotlivé části jeřábové kladnice	13
2.1 Kladky.....	13
2.2 Hák.....	14
2.2.1 Prostředky k uchopení břemene.....	16
2.3 Krytování	16
2.4 Matice háku.....	16
2.5 Čep kladek.....	17
2.6 Bočnice.....	17
2.7 Příčník	17
2.8 Další strojní části jeřábů.....	17
2.8.1 Bubny	17
2.8.2 Brzdy a zdrže	17
2.8.3 Pojížděcí kola.....	18
3 Konstrukční řešení.....	19
4 Návrh a výpočet.....	20
4.1 Výpočet a návrh lana.....	20
4.1.1 Výpočet zátěžových sil	20
4.1.2 Výpočet a volba lana.....	21
4.1.3 Výpočet skutečné bezpečnosti lana.....	23
4.2 Výpočet a návrh kladky	23
4.2.1 Výpočet teoretického průměru kladky	24
4.2.2 Výpočet jmenovitého průměru kladky.....	24
4.3 Výpočet a návrh háku	25
4.4 Výpočet a návrh ložisek.....	27
4.4.1 Radiální ložiska.....	27
4.4.2 Axiální ložisko	29
4.5 Výpočet a návrh příčníku.....	29
4.5.1 Výpočet maximálního ohybového momentu pro střední část příčníku	30
4.5.2 Kontrola navrženého rozměru střední části příčníku	30
4.5.3 Výpočet maximálního ohybového momentu pro čep příčníku	32
4.5.4 Kontrola navrženého rozměru čepu příčníku.....	32
4.6 Výpočet a návrh bočnice.....	33
4.6.1 Výpočet napětí v tahu pro bočnici	34
4.6.2 Výpočet napětí v tlaku (otlačení) pro bočnici.....	34
4.7 Výpočet a návrh čepu kladky.....	35
4.7.1 Výpočet maximálního ohybového momentu	35
4.7.2 Kontrola navrženého rozměru čepu kladky	36

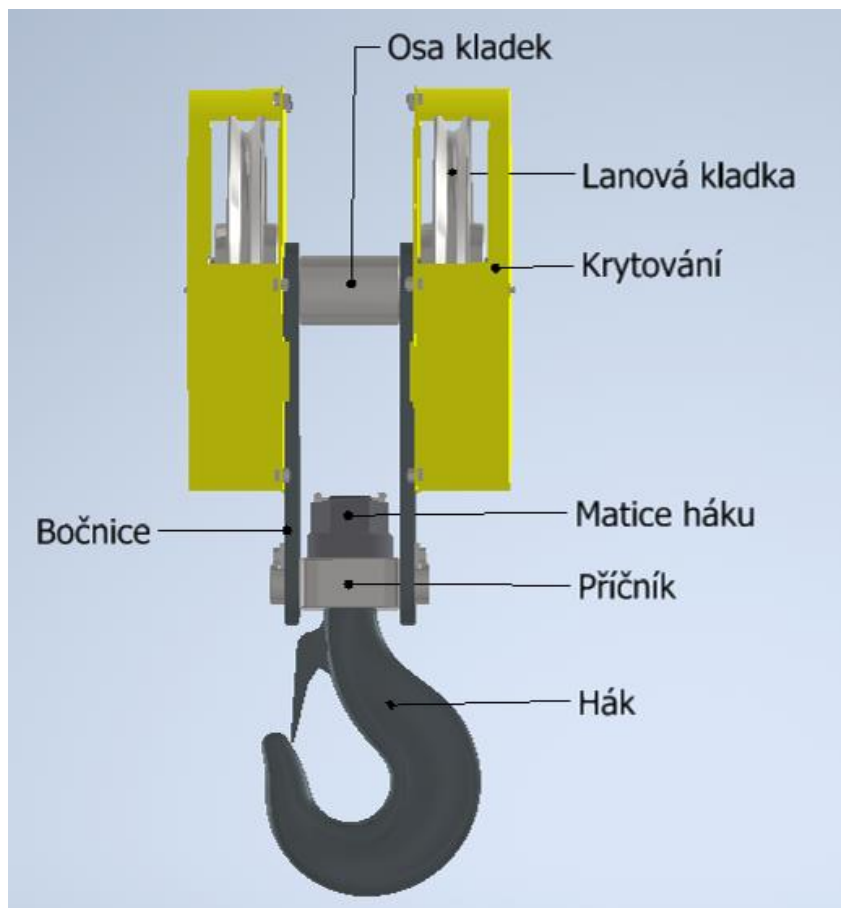
4.8	Výpočet a návrh matice háku	36
4.8.1	Výpočet napětí v tlaku (otlačení) v matici háku a volba výšky matice háku ...	37
4.8.2	Výpočet a kontrola dřívku háku na tah.....	37
Závěr		39
Použité informační zdroje		40
Seznam použitých zkratk a symbolů		42
Seznam příloh		44

ÚVOD

Jeřábová kladnice je klíčovým prvkem zdvihacího zařízení, která umožňuje efektivní a bezpečnou manipulaci s těžkými břemeny. Skládá se z několika částí, těmi hlavními jsou například bočnice, čep kladek, příčník, hák, lanová kladka viz. obr. 1.1, do dalších částí můžeme zařadit krytování kladek.

Kladnice se běžně využívají v různých průmyslových odvětvích jako je stavebnictví, logistika, těžký průmysl nebo lodní doprava. V závislosti na konstrukci a použití mohou být součástí jednoduchých kladkostrojů i složitějších jeřábových systémů. Správná údržba a kontrola jeřábových kladnic jsou klíčové, protože zajišťují bezpečnou manipulaci s břemeny.

Dle normy ČSN ISO 4301–1 M5 se jedná o středně těžké provozní zatížení a byla zvolena skupina jeřábu III., tedy s motorickým pohonem [1].



Obr. 1.1 Jeřábová kladnice

1 JEŘÁBOVÁ KLDNICE

Jeřábová kladnice je část jeřábu, která slouží k dosažení kladkostrojového převodu [2]. Tento převod je definován jako poměr velikosti zatížení od břemene k teoretické tažné síle bez vlivu pasivních odporů. [3]

$$i_k = \frac{Q}{F} \quad (1)$$

Kde:

i_k	[-]	Převodový poměr
Q	[N]	Zatížení od břemena
F	[N]	Teoretická tažná síla

Provedení, ve kterém se použije převod $i_k > 4$, se používá při nosnosti nad 25 tun. Nižší převody se používají pro jednoduché nebo zdvojené provedení kladkostroje u mostových jeřábů, převod $i_k = 1$ se používá u malých nosností do tří tun. [3]

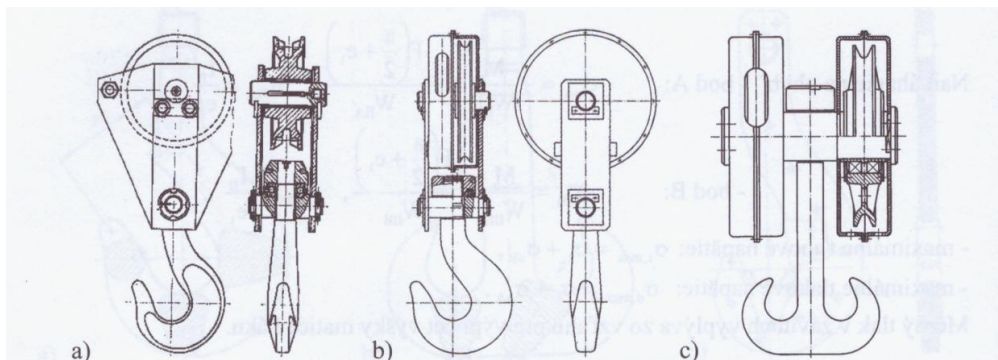
Kladnice lze rozdělit podle několika hledisek: podle konstrukčního provedení, podle počtu kladek, podle nosnosti, lano/řetěz.

1.1 ROZDĚLENÍ PODLE KONSTRUKČNÍHO PROVEDENÍ

Provedení klasické vnější/vnitřní: Nejčastější provedení u lanové kladnice s dvěma nebo více kladkami [2].

Výhodou klasického vnitřního provedení je, že buben může mít kratší délku za cenu nižšího zdvihu. U některých typů jeřábů může být právě zdvihací výška rozhodující. Týká se to zejména mostových jeřábů, proto se častěji používá pro dvoukladkové a čtyřkladkové kladnice provedení klasické vnější. Pokud je kladek větší počet, používá se provedení klasické vnitřní. [4]

Existuje ještě jeden typ provedení a to vnější zkrácené, ve kterém chybí čep kladek a kladky jsou umístěné přímo na příčníku. Toto provedení zjednodušuje konstrukci, která vede k nižší hmotnosti kladnice a nižším výrobním nákladům. Nevýhoda zkráceného provedení je nemožnost použít více jak čtyř kladek [3].



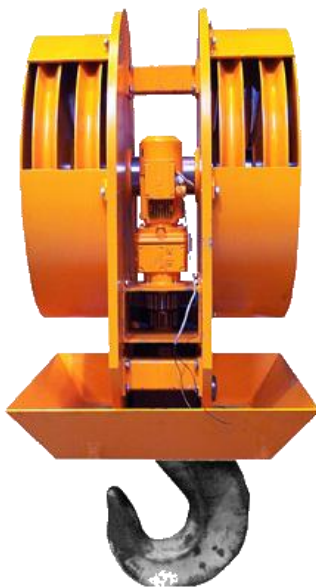
Obr. 1.2 Základní typy kladnic: a) řetězová, b) klasická lanová vnitřní, c) lanová vnější zkrácená [5]

1.2 ROZDĚLENÍ PODLE POČTU KLADEK

Jeřábová kladnice může mít různý počet kladek:

- Jednokladková: obsahuje pouze jednu kladku, využívá se u menších nosností a jednodušších zdvihacích mechanismů, viz obr. 1.4.
- Dvoukladková: obsahuje dvě kladky, které umožňují rozdělení zatížení a snižuje potřebnou tažnou sílu oproti jednokladkové variantě
- Tříkladková: obsahuje tři kladky a umožňuje větší mechanickou výhodu při zvedání břemene
- Čtyřkladková: čtyři kladky zajišťují ještě efektivnější rozložení zatížení a snížení potřebné síly, viz obr. 1.3.
- Vícekladková (pět a více kladek): využívá se u jeřábů s vysokou nosností, kde je nutné minimalizovat zatížení lana a motoru

Počet kladek přímo ovlivňuje převodový poměr a sílu potřebnou ke zdvihání břemene. Při použití více kladek se síla od břemene lépe rozloží do lan, což má pozitivní vliv na životnost lana a také se zvýší nosnost [3]. Při použití více kladek se konstrukce stává složitější a hmotnost kladnice roste, což je nutné brát v potaz při návrhu.



Obr. 1.3 Kladnice se čtyřmi kladkami [6]



Obr. 1.4 Kladnice s jednou kladkou [7]

1.3 ROZDĚLENÍ PODLE NOSNOSTI

Nosnost [t]				
0,1	1	10	100	1 000
0,125	1,25	12,5	125	
—	—	—	140	
0,16	1,6	16	160	
—	—	—	180	
0,2	2	20	200	
—	—	—	225	
0,25	2,5	25	250	
—	—	—	280	
0,32	3,2	32	320	
—	—	—	360	
0,4	4	40	400	
—	—	—	450	
0,5	5	50	500	
—	—	—	560	
0,63	6,3	63	630	
—	—	—	710	
0,8	8	80	800	
—	—	—	900	

Obr. 1.5 Základní řada nosností jeřábů [2]

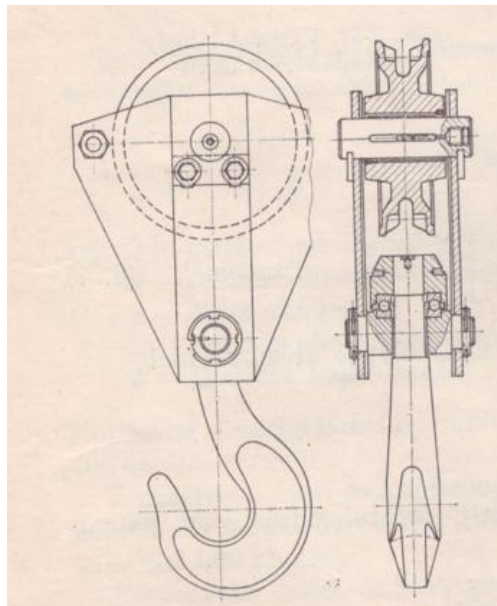
Jeřábové kladnice lze rozdělit do různých kategorií dle nosnosti. Toto členění vychází z praktického pohledu na jejich využití, ale není definováno žádnou konkrétní normou. Základní řada nosností jeřábů je popsána tabulkou, viz obr. 1.5.

Jeřábové kladnice lze rozdělit dle základní řady nosnosti, viz obr. 1.5, kde se kladnice do cca 5 tun používají u menších zdvihacích zařízení jako jsou lehké mostové jeřáby, pojízdné kladkostroje nebo stavební výtahy. Obvykle mají jednu až dvě kladky. V rozmezí 5 až 50 tun se kladnice používají u průmyslových mostových a portálových jeřábů. Často mají dvě až čtyři kladky pro lepší rozložení zatížení a menší namáhání lana. Při nosnosti 50 až 200 tun se kladnice používají v těžkém průmyslu, ocelárnách, loděnicích nebo ve stavebnictví pro manipulaci s těžkými konstrukčními prvky. Mají robustní konstrukci, více kladek a často i speciální ložiska pro snížení tření. Nad 200 tun jsou pak speciální aplikace jako jsou těžební jeřáby, lodní jeřáby nebo jeřáby pro manipulaci s extrémně těžkými břemeny. Mohou obsahovat pět a více kladek, více závěsných bodů a speciální bezpečnostní prvky. [3; 8]

Nosnost kladnice závisí na počtu kladek, průměru lana, materiálu konstrukce a použitých ložiscích.

1.4 ROZDĚLENÍ PODLE POUŽITÍ LANA NEBO ŘETĚZU

Řetězové kladnice mají většinou pouze jednu kladku, která se otáčí na pevném čepu kladky uložené ve dvou postranních bočnicích, viz obr. 1.6. Řetěz můžeme použít standartní článkový nebo kloubové (Gallovy). [2; 3]



Obr. 1.6 Řetězová kladnice [2]

Řetězy se většinou používají k zavěšování břemen do háků, a to zejména tam, kde nelze využít lan, například v kovárnách při přenášení žhavých kusů. Velkou nevýhodou řetězů je velká hmotnost ve srovnání s drátěným lanem a velká citlivost vůči rázům. Řetěz může být v jakémkoliv místě špatně svařen nebo může být vadný článek a celý řetěz se může přetrhnout, neboť je málo pružný. Další nevýhodou je hlučný a neklidný chod, řetěz se tedy nedoporučuje použít při větších rychlostech. [2; 3]

Lanové kladnice

Při použití jedné kladky je lanová kladnice konstruována stejným způsobem jako řetězové. Aby se ušetřilo na váze, tak i zde má bočnice tloušťku dle potřeby a krytování je pouze z tenkých plechů. [2]

2 JEDNOTLIVÉ ČÁSTI JEŘÁBOVÉ Kladnice

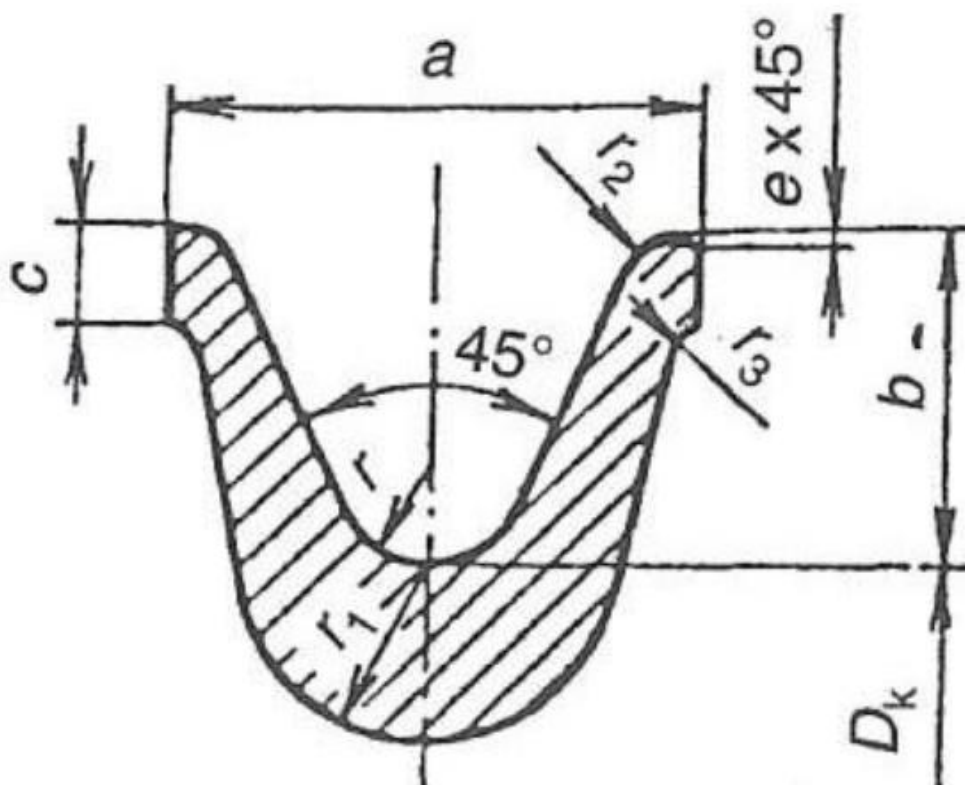
Kladnice se skládá z háku, příčníku, bočnic, čepu kladek, krytování a kladek, kde dle konstrukce kladnice může čep kladek chybět, viz. kap. 1.1. Jednotlivé části umožňují bezpečné a efektivní zdvihání břemen. Kladnice podléhá pravidelnou kontrolou a revizí dle ČSN 27 0142 [9].

2.1 Kladky

Kladky slouží k vedení lana a mění jeho směr podle potřeby zdvihacího mechanismu. Také nám zvyšují mechanickou výhodu, což znamená, že ke zvednutí stejně těžkého břemene je třeba menší síly, což nám i prodlužuje životnost lana, díky rozložení sil. Kladky jsou spojené s kladnicí pomocí ložisek, pohyb lana je tedy hladký a kontrolovatelný, což minimalizuje náhlé rázy a zajišťuje bezpečný provoz.

Kladky rozlišujeme podle funkce na vyrovnávací, vodící a hnací neboli trakční kotouč. Funkce vyrovnávací kladky je vyrovnat nestejně zatížené lan, vodící mění směr pohybu lana a trakční kotouč přenáší hnací obvodovou sílu na nosná lana převážně díky tření. Trakční kotouč nejčastěji najdeme u bezpřevodových výtahů. [10]

Při úhlu rozevření žlábků kladky 45° , viz obr. 2.1, může být lano odkloněno od roviny kladky maximálně 6° . Při větším odklonu je nutné zvolit větší rozevření žlábků, aby se lano netřelo o boky kladky (věnce). Nejčastěji se zhotovují z lité oceli 42 2650.2 (GS52) pro větší rychlosti a pro menší vytížení kladky pak ze šedé litiny 42 2424 (GS240) nebo 42 2432 (GS320). [4]



Obr. 2.1 Úhel žlabu kladky [11]

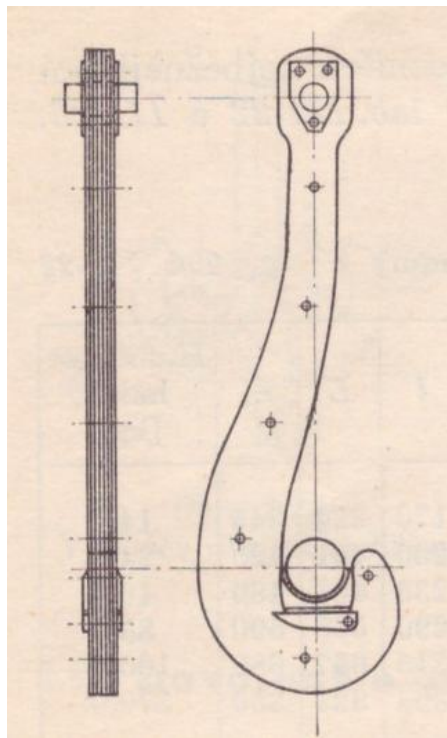
Dřív byly kladky uloženy v bronzových pouzdrech, dnes se ale častěji využívají valivá ložiska [4].

2.2 HÁK

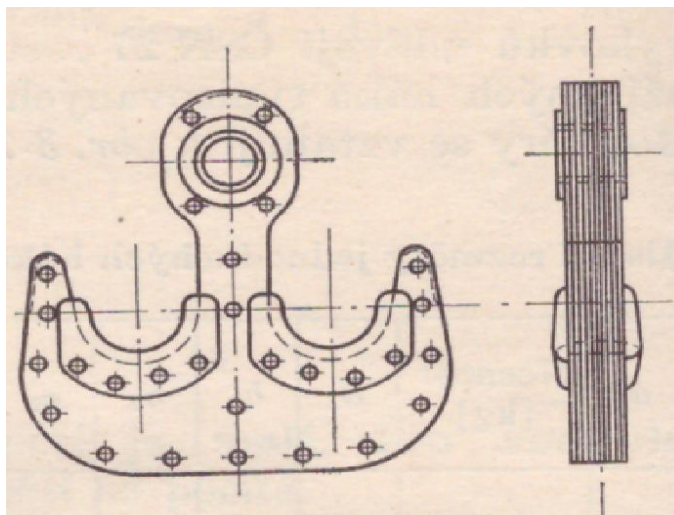
Háky slouží k zavěšení břemen. Podle výrobního postupu se dělí na kované v zápustkách a lamelové. Kované háky jsou nejrozšířenější a vhodné pro menší a střední nosnosti. Pro háky je doporučený materiál 12 020.1 (C16E) s hutním osvědčením. Výkovky musí projít normalizačním vyžiháním a musí mít hladký a neporušený povrch.

Máme háky jednoduché, které se používají do nosnosti 32 tun a pro větší nosnosti se používají háky dvojité s nosností až do 200 tun. Velmi důležitou částí háku je závit, dle normy používáme do nosnosti 12,5 tun závit metrický, při větších nosnostech pak závit lichoběžníkový. Břemeno se k háku váže vždy tak, aby směr vázacího lana byl souhlasný s osou háku. Při použití dvou vázacích lan musí být úhel mezi nimi menší jak 90° . [2; 3]

Lamelové háky se převážně používají u licích jeřábů k zavěšování licích pánví. Skládají se z jednotlivých lamel z plechu jakosti 10 373.0 (USt37-2) spojených nýty k sobě, které nejsou úplně těsné, aby se lamely mohly mírně posouvat. Jsou buď jednoduché, viz obr 2.2, nebo dvojité pro nosnost nad 100 tun, viz obr 2.3. [4]

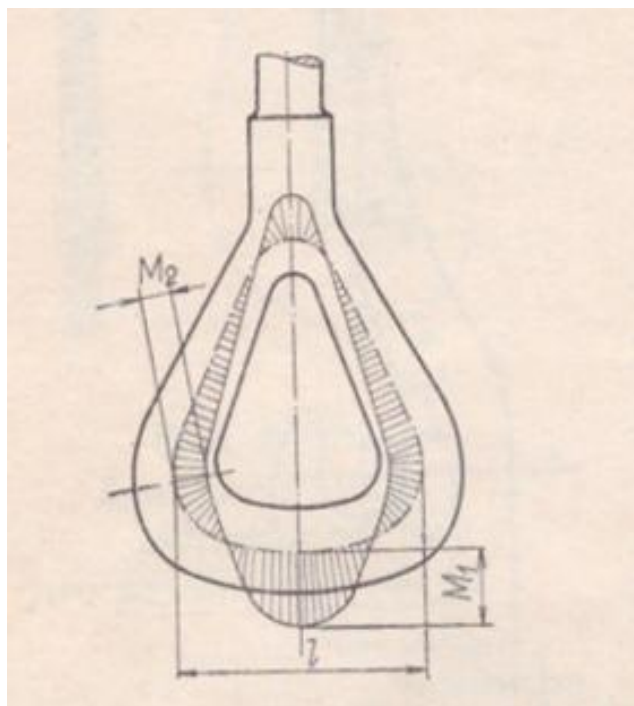


Obr. 2.2 Lamelový hák jednoduchý pro zavěšování pánví [2]

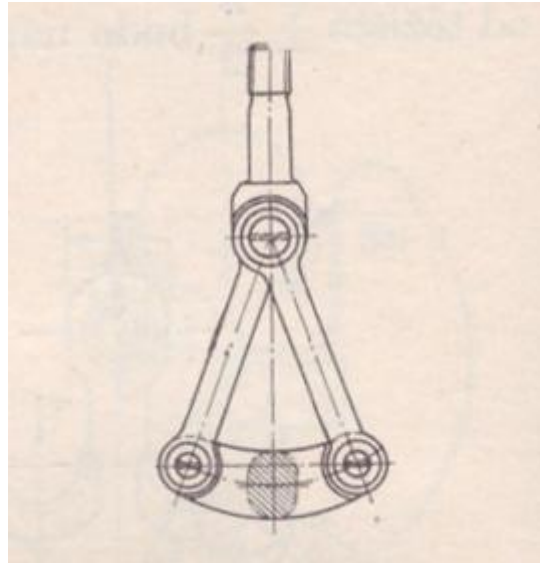


Obr. 2.3 Lamelový hák dvojitý [2]

Pro obzvlášť těžká břemena se používají třmeny a pro zvýšení bezpečnosti, tedy aby lano nevyskočilo ze třmenu, se používají třmeny uzavřené. Díky lepšímu průběhu zatížení, viz obr. 2.4, se dosáhne menších rozměrů než u háku stejných nosností. Pro menší nosnost je třmen z jednoho kusu, pro maximální zatížení je třmen kloubový (trojdílný), viz obr. 2.5. Třmeny jsou vhodné pro břemena od 150 tun až do 500 tun. [4]



Obr. 2.4 Kovaný třmen – rozložení zatížení [2]



Obr. 2.5 Třmen kloubový (trojdílný) [2]

2.2.1 PROSTŘEDKY K UCHOPENÍ BŘEMENE

Obecně by měly splňovat tyto požadavky: umožnit snadné a rychlé uchopení břemene, zajistit dostatečnou bezpečnost při provozu, mít nízkou hmotnost a nepoškozovat přepravované břemeno [2].

Dle povahy přepravovaného materiálu se používají různé prostředky. Pro kusový materiál se využívají například vázací prostředky, traverzy, závěsy, kleště nebo břemenové magnety. Pro manipulaci s drobnými a sypkými materiály se pak používají nádoby či drapáky. [2]

Vázací lana jsou buď konopná, polyamidová nebo ocelová. Konopná i polyamidová jsou určeny k vázání kusových břemen, která se nemají poškodit. Důležité je u těchto lan zkontrolovat, jestli se neopírají o ostrou hranu. Pokud ano, je třeba použít vložku nebo chránič proti přetrhnutí lana. Ocelová lana mají závěsná oka a jsou lehčí a náhle se netrhají oproti řetězům. Vázací řetězy se používají pro manipulaci s horkými břemeny. [2]

Další časté použití v průmyslu mají břemenové elektromagnety, které slouží ke zdvihání magnetického materiálu. Jejich velkou výhodou je, že se břemeno nemusí vázat a podstatně se zrychlí čas manipulace. Nevýhodou je velká hmotnost magnetu, což pro jeřáb představuje trvalé břemeno. [2] Aby magnet správně fungoval, musí na břemeno dosednout celou plochou a dotýkající plochy musí být čisté, nesmí zde být zbylé třísky po obrábění či jiné zbytky materiálu, které by i mohly poškodit povrch břemene.

2.3 KRYTOVÁNÍ

Krytování jeřábové kladnice slouží k ochraně kladnicového mechanismu, zejména k ochraně proti nečistotám, ochraně proti nárazu či oděru nebo ochraně obsluhy. Ve většině případech je krytování z plechu a přišroubované ke kladnici

2.4 MATICE HÁKU

Matice háku zajišťuje pevné uchycení háku. Je vyrobena z tyčového polotovaru a následně obrobena na soustruhu pro dosažení požadovaných rozměrů. Matice má závit, viz kapitola

4.8, a často je vybavena zajišťovacím mechanismem, například příložkou nebo perem, který zabrání samovolnému povolení. Na vnitřní straně je taky osazení, kam se vloží axiální ložisko pro umožnění otáčení háku.

2.5 ČEP KLADEK

Čep kladek, též může být osa kladek, slouží k upevnění kladek v rámu kladnice a umožňuje jejich plynulou rotaci při pohybu lana. Čep je vyroben z tyčového polotovaru a přesné rozměry jsou dokončeny na soustruhu a brusce. Na čepu jsou uloženy ložiska, která mohou být zajištěna pojistným kroužkem nebo KM maticí a MB podložkou. V čepu jsou také vyvrtány díry pro vedení maziva pro ložiska.

2.6 BOČNICE

Bočnice je hlavní nosný prvek konstrukce, který spojuje hákové uložení s příčnickem k čepu kladek, viz obr. 1. Vyrábí se z plechu jako výpalek. Hlavní zatížení na bočnici je tah a kontroluje se také na otláčení.

2.7 PŘÍČNÍK

Příčnick je nejčastěji vyroben z konstrukční oceli jako výkovek, kde se následně obrábí místa pod bočnicí a osazení pro umístění axiálního ložiska. Bočnice jsou nejčastěji zajištěny k příčnicku pomocí přídržek nebo méně často pro menší nosnosti pomocí pojistných kroužků.

2.8 DALŠÍ STROJNÍ ČÁSTI JEŘÁBŮ

2.8.1 BUBNY

Slouží k navíjení a odvíjení lana/řetězu při zdvihání nebo spouštění břemena. Bubny se vyrábí hladké nebo drážkované na válcové části bubnu. A z důvodu hospodářské výroby se lanové bubny nejčastěji vyrábí svařováním trubek nebo zakroužených plechů, méně často jsou lité z litiny nebo oceli. Pro maximální životnost lana by měla být lana navíjena jen v jedné vrstvě. Drážkovaný buben zajišťuje lepší navíjení lana a menší opotřebení než hladký buben s použitím navíjení ve více vrstvách. Příruby bubnu by měly přesahovat nad poslední vrstvou lana minimálně o 1,5násobek průměru lana a konec lana je uchycený příložkou, aby se lano nevysmýklo. Podle způsobu uložení mají čela svařovaných bubnů přivařené pevné osy anebo čelo s nábojem. Na jedné straně je buben uložený krátkým čepem v naklápěcím valivém ložisku, na druhé straně je nasazený na konec hřídele převodovky. Kroutící moment přenáší zubová spojka, která i umožňuje malé vychýlení os. [12; 3]

2.8.2 BRZDY A ZDRŽE

Zdrže umožňují zadržení břemena, přestane-li působit hnací síla. Na rozdíl od brzd účinkují pouze v jednom směru otáčení hřídele. Existují zdrže zubové a třecí. [12]

Zubové zdrže se samostatně používají málokdy, nejvýše při ručním pohonu, kdežto ve spojení s lamelovými brzdami nebo spojkami se uplatňují i při motorickém pohonu. Skládají se z rohatky a západky, kde rohatky mohou mít ozubení jak vnější, tak i vnitřní a západky mají nejčastěji tvar palce, méně často tvar háku. [3]

Třecí zdrže přenáší kroutící moment třením mezi kotoučem a západkou, a proto pracují zcela nehlukně. Západky se nachází vně nebo uvnitř kotouče a z bezpečnostních důvodů se na obvodě dává více západek, které působí společně. [3]

Brzdy mají za úkol zastavit nebo zpomalit různé druhy pohybu jeřábu nebo jeho částí. Brzda musí být schopna vyvinout až 2krát větší moment, než je moment způsobený břemenem. Rozeznáváme tři typy brzd a to stavěcí, které zastavují pohyb, regulační, které pohyb zpomalují a spouštěcí, které jsou stále zabrzděné a při spouštění je nutné překonat brzdící moment hnací silou. Nejčastější brzdy stavěcí jsou čelist'ové nebo pásové. Brzdy regulační/stavěcí jsou čelist'ové, západkové pásové, kuželové, lamelové, odstředivé a jiné. Hlavním činitelem každé brzdy je tření funkčních ploch o sebe, takže zmařená pohybová energie se projeví v ohřátí brzdy. Proto silně využitě brzdy, zejména spouštěcí, musí být kontrolovány i na zahřátí. [3; 12]

2.8.3 POJÍŽDĚCÍ KOLA

Nejčastěji se používají kola s jedním nebo dvěma nákolky, kde jsou zmíněné nákolky určeny k zachycování bočních sil, kolmých k jízdní dráze. Mezi nákolkem a kolejnicí musí být vůle s ohledem na nepřesnosti jeřábové dráhy a možné příčení jeřábu. U kol s jedním nákolkem je odvalovací plocha obvykle kuželová, u kol se dvěma nákolky je plocha válcová. [12]

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Dle zadání, tedy navrhnout jeřábovou kladnici s nosností 5 000 kg, bylo zvoleno konstrukční řešení vnější nezkrácené se dvěma lanovými kladkami, tedy se čtyřmi nosnými průřezy lan.

Toto řešení bylo zvoleno na základě rešerše výše. Pro nosnost 5 000 kg je tedy nejobvyklejší lanová jeřábová kladnice se dvěma kladkami. Takovou kladnici vyrábí i řada výrobců, například:

Firma Abus, ta dělá hned několik provedení s označením – GM 1000, GM 1050, GM 2050, GM 3050, viz obr. 3.1.

Firma Lanocel: Ta dělá například kladnici s označením 1HB velikost 4, viz obr. 3.2.



Obr. 3.1 Elektrický lanový kladkostroj GM [13]



Obr. 3.2 Jeřábová kladnice 1HB [14]

4 NÁVRH A VÝPOČET

V této kapitole je proveden výpočet důležitých částí jeřábové kladnice. Jedná se o lano, kladku, hák, příčník, čep kladek a volba radiálních a axiálních ložisek.

4.1 VÝPOČET A NÁVRH LANA

Návrh lana a výpočet byl proveden dle [15].

4.1.1 VÝPOČET ZÁTĚŽOVÝCH SIL

$$F_{BR} = (m_b \cdot \gamma_N + m_S) \cdot g \quad (2)$$

$$F_{BR} = (5000 \cdot 1,3 + 101,7) \cdot 9,81$$

$$F_{BR} = 64\,763\,N$$

Kde:

F_{BR}	[N]	Zatížení od břemen
m_b	[kg]	Hmotnost jmenovitého břemene (náklad)
γ_N	[-]	Součinitel náhodného zvětšení břemene
m_S	[kg]	Hmotnost stálého břemene (kladnice – dle tab. 4.1)
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení

Tab. 4.1 Přibližné hmotnosti stálého břemene (kladnice), dle [2]

nosnost [t] - skupina jeřábů		druh háku	přibližná hmotnost [kg]
sk. I.	sk. II. a III.		
6,3	5,0	jednoduchý	101,7
		dvojitý	98,8
16	12,5	jednoduchý	231,0
		dvojitý	226,2
10	8	jednoduchý	133,9
		dvojitý	125,6
25	20	jednoduchý	360,1
		dvojitý	351,3
40	32	jednoduchý	757,0
		dvojitý	711,0
63	50	jednoduchý	1350
		dvojitý	1252

$$\delta_H = 1,2 + 0,26 \cdot v_H \quad (3)$$

$$\delta_H = 1,2 + 0,26 \cdot \frac{25}{60}$$

$$\delta_H = 1,308$$

Kde:

δ_H [-] Dynamický zdvihový součinitel (nerovnoměrnost zdvihu)

v_H [$m \cdot s^{-1}$] Rychlost zdvihu (dle tab. 4.2)

Tab. 4.2 Doporučené rychlosti zdvihu, dle [2]

nosnost [t]	5	8	12,5	20	32	50
doporučená rychlost zdvihu [m/min]	25	16	8	5	3	2

$$F_C = F_{BR} \cdot \delta_H \quad (4)$$

$$F_C = 64\,763 \cdot 1,308$$

$$F_C = 84\,710 \text{ N}$$

Kde:

F_C [N] Celkové zatížení

4.1.2 VÝPOČET A VOLBA LANA

$$F_{1L} = \frac{F_C}{\eta \cdot n_l \cdot z} \quad (5)$$

$$F_{1L} = \frac{84\,710}{0,99 \cdot 2 \cdot 2}$$

$$F_{1L} = 21\,391 \text{ N}$$

Kde:

F_{1L} [N] Zatížení v jednom laně

η [-] Účinnost kladkostroje, určeno dle [15].

n_l [-] Počet nosných průřezů lana v jedné větvi

z [-] Počet větví převodu

$$F_j = k_1 \cdot F_{1L} \quad (6)$$

$$F_j = 4,1 \cdot 21\,391$$

$$F_j = 87\,703 \text{ N}$$

Kde:

F_j [N] Jmenovitá únosnost lana

k_1 [-] Koeficient bezpečnosti lana, dle tab. 4.3

Tab. 4.3 Koeficient bezpečnosti lana, dle [15]

k1	druh užití
3,0	lana nosná přenosných lanových stavebních jeřábů
3,5	lana nosná stabilních jeřábů
3,7	lana kotevní
4,1	lana ručních jeřábů a zdvihadel
4,1	lana kladkostrojů s motorickým pohonem
5,0	lana drapáková, lana kočky tažná

Pro volbu lana pak musí platit:

$$F_j \leq F_{TAB} \quad (7)$$

$$87\,703 \leq F_{TAB}$$

Kde:

F_{TAB} [N] Jmenovitá únosnost lana, dle tab. 4.4.

Tab. 4.4 Výňatek tabulky jmenovité únosnosti lana [16]

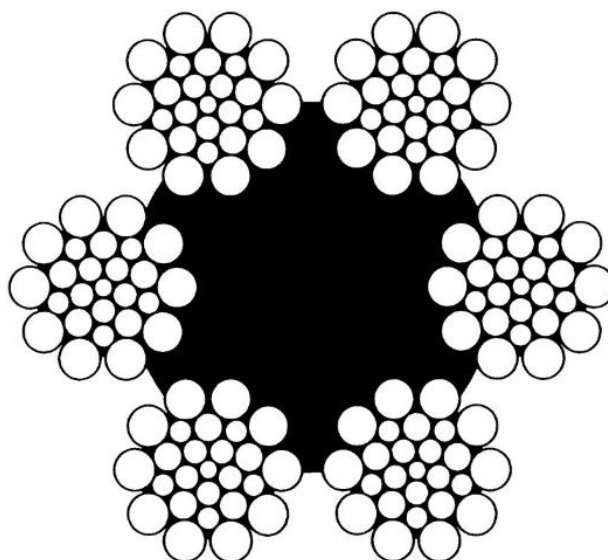
Jmenovitý průměr lana [mm]	Hmotnost lana [kg/m]	Minimální síla při přetržení lana F_{\min} v kN při jmenovité pevnosti drátů MPa	
		1770	1960
10	0,359	58,4	64,7
11,2	0,433	70,7	78,3
12,5	0,517	84,1	93,1
13	0,607	98,7	109

Na základě rovnice (7) a tab. 4.4 volím lano Warrington Seal 6x26WS – FC. Je vinuté souběžným způsobem. Kombinuje přednosti lan typu Seal a Warrington. Lano typu Seal Warrington obsahuje dráty většího průřezu ve vnější vrstvě, čímž je zlepšena odolnost proti oděru (výhoda lan typu Seal) a zároveň jednotlivé vrstvy obsahují dráty střídavě s větším a menším průměrem, čímž je dosaženo lepšího využití průřezu lana, lze vidět na obr. 4.1, (výhoda lan typu Warrington). Díky drátům s menším průřezem je zajištěna dostatečná ohebnost i při poměrně malém počtu drátů. Tyto lana se skládají ze 6 pramenů. Duše je tvořena z konopných vláken. [16]

Ověření platnosti rovnice (7): $87\,703 \leq 93\,100 \rightarrow$ *splňuje*

Specifikace lana:

- Jmenovitá pevnost lana 1960 MPa.
- Únosnost lana 93 100 N.
- Průměr lana 12,5 mm. [16]



Obr 4.1 Šestipramenné lano WARRINGTON SEAL [16]

4.1.3 VÝPOČET SKUTEČNÉ BEZPEČNOSTI LANA

$$k_S = \frac{F_{TAB}}{F_{1l}} \quad (8)$$

$$k_S = \frac{93\,100}{21\,391}$$

$$k_S = 4,35$$

Kde:

$$k_S \quad [-] \quad \text{Skutečná bezpečnost lana}$$

4.2 VÝPOČET A NÁVRH KLADKY

Návrh kladky a výpočet byl proveden dle [11].

4.2.1 VÝPOČET TEORETICKÉHO PRŮMĚRU KLDKY

$$D_p = \alpha \cdot d_1 \quad (9)$$

$$D_p = 24 \cdot 12,5$$

$$D_p = 300 \text{ mm}$$

Kde:

D_p [mm] Předběžný průměr kladky

α [-] Součinitel druhu kladky pro provoz III. (vodící), dle tab. 4.5

d_1 [mm] Průměr lana

Tab. 4.5 Součinitel druhu a užití kladky, výňatek - ČSN 27 1820 [11]

součinitel druhu a užití kladky α			
navíjení lana	skupina jeřábů dle ČSN 27 0310		
	I.	II.	III.
vodící kladka	20	22	24
lanový buben	18	20	22
vyrovnávací kladka	14	15	16

4.2.2 VÝPOČET JMENOVITÉHO PRŮMĚRU KLDKY

$$D_K = D_p - d_1 \quad (9)$$

$$D_K = 300 - 12,5$$

$$D_K = 287,5 \text{ mm}$$

Kde:

D_K [mm] Jmenovitý průměr kladky

Skutečný průměr kladky D_K volím průměr 315 mm dle tab. 4.6. Rozměry pro drážku kladky určím dle průměru lana a tab. 4.7. [11] Rozměry drážky můžeme vidět na obr. 2.1.

a [mm]	b [mm]	c [mm]	e [mm]	r_1 [mm]	r_2 [mm]	r_3 [mm]	r [mm]
36	25	7	1	11	3	2	7

Tab. 4.6 Normalizovaný průměr D_k , dle [11]

normalizovaný průměr D_k [mm]		
100	355	800
125	400	900
160	450	1000
220	500	1120
250	560	1250
280	630	1400
315	710	1600

Tab. 4.7 Rozměry drážky kladky dle průměru lana [11]

Drážka kladky		Průměr lana d	Rozměry						
ozna- čení	polo- měr r		a	b	c	e	r_1	r_2	r_3
1	2	3,55; 4	15	10	4	—	5	1,5	1
2	2,7	4,5; 5	18	12,5	4	—	6	2	1
3	3,5	6,3	22	15	5	—	8	2,5	1,5
4	5	8; 9; 9,5	28	18	6	0,5	10	2,5	1,5
5	6	10; 10,6; 11,2	32	22	7	0,5	10	2,5	2
6	6,5	11,8	34	24	7	1	10	2,5	2
7	7	12,5; 13,2	36	25	7	1	11	3	2
8	7,5	14	38	26	7,5	1	12	3	2,5
9	8,5	15; 16	45	30	8	1	14	4	2,5

4.3 VÝPOČET A NÁVRH HÁKU

Podle celkového zatížení F_C [N] volím pevnostní třídu háku M/P/S a číslo háku 5, dle tab. 4.8.

$$m_c = \frac{F_C}{g} \quad (10)$$

$$m_c = \frac{84\,710}{9,81}$$

$$m_c = 8635 \text{ kg}$$

Kde:

m_C [kg] Celková hmotnost břemene

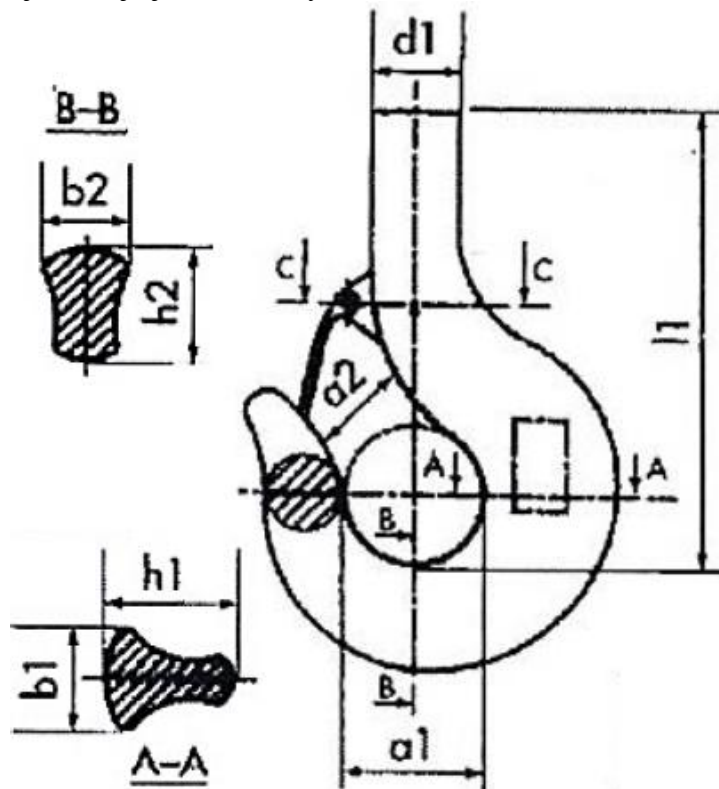
Tab. 4.8 Nosnosti háků [17]

číslo háku	pevnostní třída háku / nosnost [kg]				
	S	P/S	M/P/S	M/P/S	M/P/S
2,5	8000	6300	5000	4000	3200
4	12500	10000	8000	6300	5000
5	16000	12500	10000	8000	6300
6	20000	16000	12500	10000	8000
8	25000	20000	16000	12500	10000
10	32000	25000	20000	16000	12500
12	40000	32000	25000	20000	16000
16	50000	40000	32000	25000	20000
20	63000	50000	40000	32000	25000
25	80000	63000	50000	40000	32000

Tab. 4.9 Rozměry jednoduchých háků [17]

číslo háku	a1	a2	b1	b2	d1	h1	h2	l1	hm. [kg]
1	50	40	38	32	30	48	40	197	3,2
1,6	56	45	45	38	36	56	48	224	4,5
2,5	63	50	53	45	42	67	58	253	6,3
4	71	56	63	53	48	80	67	285	8,8
5	80	63	71	60	53	90	75	318	12,3
6	90	71	80	67	60	100	85	380	17,1
8	100	80	90	75	67	112	95	418	24
10	112	90	100	85	75	125	106	452	34
12	125	100	112	95	85	140	118	510	47
16	140	112	125	106	95	160	132	582	66
20	160	125	140	118	106	180	150	653	95
25	180	140	160	132	118	200	170	724	136
32	200	160	180	150	132	224	190	796	187

Číslo háku mi již určuje jeho rozměry, dle tab. 4.9, které můžeme vidět na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Rozměry háku

a1 [mm]	a2 [mm]	b1 [mm]	b2 [mm]	d1 [mm]	h1 [mm]	h2 [mm]	l1 [mm]	hm. [kg]
80	63	71	60	53	90	75	318	12,3

4.4 VÝPOČET A NÁVRH LOŽISEK

Radiální ložisko se otáčí vyššími otáčkami, a proto bude navrženo jak podle statické únosnosti, tak i pomocí dynamické. Axiální ložisko bude kontrolováno pouze na statickou únosnost, protože se otáčí pomalu a zřídka. Návrh a výpočet byl proveden dle [18].

4.4.1 RADIÁLNÍ LOŽISKA

$$F_r = \frac{F_C}{i_{ko} \cdot i_l} \quad (11)$$

$$F_r = \frac{84\,710}{2 \cdot 2}$$

$$F_r = 21\,178 \text{ N}$$

Kde:

F_r	[N]	Radiální zatížení
i_{ko}	[-]	Počet kladek na ose
i_l	[-]	Počet ložisek nesoucích jednu kladku

$$C = P \cdot \frac{f_h}{f_n} \quad (12)$$

$$C = 21\,178 \cdot \frac{2,5}{1,1}$$

$$C = 48\,132 \text{ N}$$

Kde:

C	[N]	Dynamická únosnost ložiska
P	[N]	Ekvivalentní zatížení; zjednodušeně $P = F_r$
f_h	[-]	Součinitel trvanlivosti, dle tab. 4.10 pro střední provoz
f_n	[-]	Součinitel počtu otáček, dle tab. 4.11 a rovnice (13)

Tab. 4.10 Součinitel trvanlivosti [18]

L_h (hodin)	4000	8000	13000
f_h	2	2,5	3
provoz jeřábu	lehký	střední	těžký

Dle dynamické únosnosti zvolím radiální kuličkové ložisko, které následně zkontroluji na statickou únosnost dle rovnice (14).

Tab. 4.11 Součinitel počtu otáček [18]

$n \text{ (min}^{-1}\text{)}$	10	15	18	25	33,3	46	55	65
f_n	1,5	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,85	0,8

Výpočet otáček pro určení součinitele počtu otáček:

$$n = \frac{v_H}{D_K \cdot \pi} \quad (13)$$

$$n = \frac{\frac{25}{60}}{\pi \cdot 0,315}$$

$$n = 0,421 \text{ s}^{-1} = 25,26 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$$n \quad [\text{s}^{-1}] \quad \text{Otáčky ložiska při maximálním zdvihu}$$

Volím dle katalogu ZKL ložisko s jednostranným krytváním 6311-RS s těmito parametry:

Statická únosnost C_{0r} [kN]	Dynamická únosnost C [kN]	Průměr vnitřního kroužku [mm]	Šířka ložiska [mm]	Průměr vnějšího kroužku [mm]
44,5	71,5	55	29	120

Kontrola statické únosnosti:

$$C_{0r} \geq P \quad (14)$$

$$C_{0r} \geq 21\,178$$

$$44\,500 \geq 21\,178 \rightarrow \text{platí}$$

Kde:

$$C_{0r} \quad [N] \quad \text{Statická únosnost radiálního ložiska}$$

Bezpečnost radiálního ložiska:

$$k_L = \frac{C_{0r}}{F_r} \quad (15)$$

$$k_L = \frac{44\,500}{21\,178}$$

$$k_L = 2,1 \rightarrow \text{bezpečnost zaručena}$$

Kde:

k_L [N] Bezpečnost radiálního ložiska

4.4.2 AXIÁLNÍ LOŽISKO

$$F_A = F_C \quad (16)$$

$$F_A = 84\,710\text{ N}$$

Kde:

F_A [N] Axiální zatížení ložiska

Volím dle katalogu ZKL ložisko 51210** s těmito parametry [19]:

Statická únosnost C_{0A} [kN]	Průměr vnitřního kroužku [mm]	Šířka ložiska [mm]	Průměr vnějšího kroužku [mm]
111	50	22	78

Kontrola statické únosnosti:

$$C_{0A} \geq F_A \quad (17)$$

$$C_{0A} \geq 84\,710$$

$$111\,000 \geq 84\,710 \rightarrow \text{platí}$$

Kde:

C_{0A} [N] Statická únosnost axiálního ložiska

4.5 VÝPOČET A NÁVRH PŘÍČNÍKU

Pro příčník volím materiál E360 (11 700), který má mez kluzu $R_{ePR} = 345\text{ MPa}$ dle [20]. Navržené rozměry jsou vyobrazené na obr. 4.3, stejně tak rozložení sil.

K výpočtu budeme potřebovat sílu, která působí na bočnice:

$$F_B = \frac{F_C}{i_B} \quad (18)$$

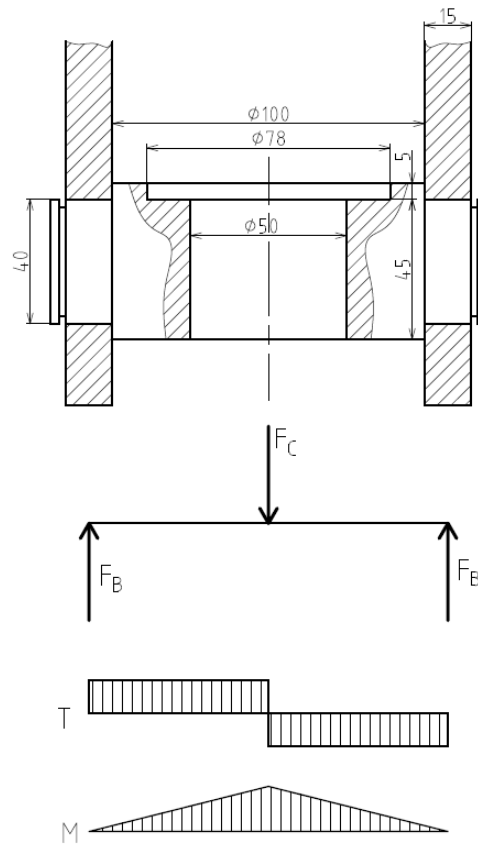
$$F_B = \frac{84\,710}{2}$$

$$F_B = 42\,355\text{ N}$$

Kde:

F_B [N] Síla na jednu bočnici

i_B [-] Počet bočnic



Obr. 4.3 Rozměry a vnitřní silové účinky příčnicku

4.5.1 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU PRO STŘEDNÍ ČÁST PŘÍČNÍKU

$$M_{OmaxPS} = F_B \cdot \left(\frac{t_B}{2} + \frac{l_1}{2} \right) \quad (19)$$

$$M_{OmaxPS} = 42\,355 \cdot \left(\frac{15}{2} + \frac{100}{2} \right)$$

$$M_{OmaxPS} = 2\,435\,412 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde:

M_{OmaxPS} [N · mm] Maximální ohybový moment pro střední část příčnicku

t_B [mm] Šířka bočnice

l_1 [mm] Délka příčnicku

4.5.2 KONTROLA NAVRŽENÉHO ROZMĚRU STŘEDNÍ ČÁSTI PŘÍČNÍKU

Nejdřív byl vypočítán průřezový modul:

$$W_{OPS} = \frac{\left(\frac{l_1 \cdot m_1^3}{12} - \frac{l_2 \cdot m_2^3}{12} - \frac{l_3 \cdot m_3^3}{12} \right)}{\frac{m_1}{2}} \quad (20)$$

$$W_{OPS} = \frac{\left(\frac{100 \cdot 50^3}{12} - \frac{50 \cdot 45^3}{12} - \frac{78 \cdot 5^3}{12} \right)}{\frac{50}{2}}$$

$$W_{OPS} = 26\,447 \text{ mm}^3$$

Kde:

W_{OPS}	[mm ³]	Průřezový modul střední části příčnicku
l_2	[mm]	Průměr díry pro hák
l_3	[mm]	Průměr díry pro uložení axiálního ložiska
m_1	[mm]	Výška střední části příčnicku
m_2	[mm]	Hloubka díry pro hák
m_3	[mm]	Hloubka díry pro uložení axiálního ložiska

Následně po zjištění průřezového modulu může být vypočítán maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{OmaxPS} = \frac{M_{OmaxPS}}{W_{OPS}} \quad (21)$$

$$\sigma_{OmaxPS} = \frac{2\,435\,412}{26\,447}$$

$$\sigma_{OmaxPS} = 92,09 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{OmaxPS}	[MPa]	Maximální napětí v ohybu pro střední část příčnicku
-------------------	-------	---

Dle rovnice (22) je zkontrolován navržený rozměr:

$$\sigma_{DOPS} = \frac{R_{ePR}}{k_P} \geq \sigma_{OmaxPS} \quad (22)$$

$$\sigma_{DOPS} = \frac{345}{2} \geq 92,09$$

$$\sigma_{DOPS} = 172,5 \geq 92,09 \rightarrow \text{platí}$$

Kde:

σ_{DOPS}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro střední část příčnicku
k_P	[-]	Bezpečnost příčnicku

4.5.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU PRO ČEP PŘÍČNÍKU

Výpočet ohybového napětí na čepu příčnicku:

$$M_{OmaxPČ} = F_B \cdot \frac{t_B}{2} \quad (23)$$

$$M_{OmaxPČ} = 42\,355 \cdot \frac{15}{2}$$

$$M_{OmaxPČ} = 317\,663 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde:

$$M_{OmaxPČ} \quad [N \cdot mm] \quad \text{Maximální ohybový moment pro čep příčnicku}$$

4.5.4 KONTROLA NAVRŽENÉHO ROZMĚRU ČEPU PŘÍČNÍKU

Nejdřív byl vypočítán průřezový modul:

$$W_{OPČ} = \frac{\pi \cdot d_{PČ}^3}{32} \quad (24)$$

$$W_{OPČ} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32}$$

$$W_{OPČ} = 6283,2 \text{ mm}^3$$

Kde:

$$W_{OPČ} \quad [mm^3] \quad \text{Průřezový modul čepu příčnicku}$$

$$d_{PČ} \quad [mm] \quad \text{Průměr čepu příčnicku}$$

Následně po zjištění průřezového modulu může být vypočítán maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{OmaxPČ} = \frac{M_{OmaxPČ}}{W_{OPČ}} \cdot \alpha_{PČ} \quad (25)$$

$$\sigma_{OmaxPČ} = \frac{317\,663}{6283,2} \cdot 1,9$$

$$\sigma_{OmaxPČ} = 96,06 \text{ MPa}$$

Kde:

$$\sigma_{OmaxPČ} \quad [MPa] \quad \text{Maximální napětí v ohybu čepu příčnicku}$$

$$\alpha_{PČ} \quad [-] \quad \text{Součinitel koncentrace napětí kvůli vrubu, určeno dle [21]}$$

Čep příčnicku je namáhán i na smykové napětí, a proto je vypočítán dle rovnice (26).

$$\tau_{PČ} = \frac{F_B}{\frac{\pi \cdot d_{PČ}^2}{4}} \quad (26)$$

$$\tau_{P\check{C}} = \frac{42\,355}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}}$$

$$\tau_{P\check{C}} = 33,71 \text{ MPa}$$

Kde:

$$\tau_{P\check{C}} \quad [\text{MPa}] \quad \text{Smykové napětí na čepu příčnicku}$$

Vzhledem k výskytu kombinovaného napětí na čepu příčnicku byla využita teorie HMH dle [21] pro výpočet redukovaného napětí.

$$\sigma_{REDP\check{C}} = \sqrt{\sigma_{OmaxP\check{C}}^2 + 3 \cdot \tau_{P\check{C}}^2} \quad (27)$$

$$\sigma_{REDP\check{C}} = \sqrt{96,06^2 + 3 \cdot 33,71^2}$$

$$\sigma_{REDP\check{C}} = 112,41 \text{ MPa}$$

Kde:

$$\sigma_{REDP\check{C}} \quad [\text{MPa}] \quad \text{Redukované napětí na čepu příčnicku}$$

Dle rovnice (28) je zkontrolován navržený rozměr:

$$\sigma_{DOP\check{C}} = \frac{R_{ePR}}{k_P} \geq \sigma_{REDP\check{C}} \quad (28)$$

$$\sigma_{DOP\check{C}} = \frac{345}{2} \geq 112,41$$

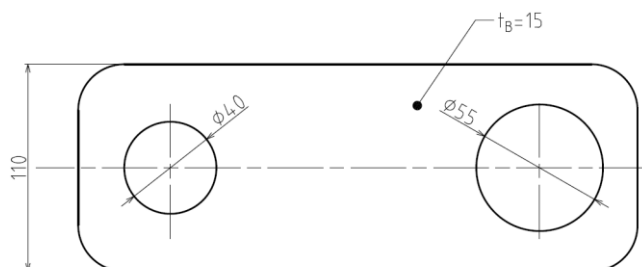
$$\sigma_{DOP\check{C}} = 172,5 \geq 112,41 \rightarrow \text{platí}$$

Kde:

$$\sigma_{DOP\check{C}} \quad [\text{MPa}] \quad \text{Dovolené napětí v ohybu pro čep příčnicku}$$

4.6 VÝPOČET A NÁVRH BOČNICE

Pro příčnick volím materiál E335 (11 600), který má mez kluzu $R_{eB} = 295 \text{ MPa}$ dle [20]. Navržené rozměry jsou vyobrazené na obr. 4.4. Na bočnici působí síla F_B , která byla spočítána v kapitole 4.5 rovnicí (18). Bočnice je namáhána na tah a na otláčení.



Obr. 4.4 Rozměry bočnice

4.6.1 VÝPOČET NAPĚTÍ V TAHU PRO BOČNICI

Výpočet napětí v tahu bočnice:

$$\sigma_{TB} = \frac{F_B}{S_B} \cdot \alpha_B \quad (29)$$

$$\sigma_{TB} = \frac{42\,355}{(110-55) \cdot 15} \cdot 2,4$$

$$\sigma_{TB} = 123,2 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{TB}	[MPa]	Napětí v tahu pro bočnici
S_B	[mm ²]	Nejmenší plocha bočnice
α_B	[-]	Součinitel koncentrace napětí kvůli vrubu, určeno dle [21]

Kontrola bočnice na tah:

$$\sigma_{DOVB} = \frac{R_{eB}}{k_B} \geq \sigma_{TB} \quad (30)$$

$$\sigma_{DOVB} = \frac{295}{2} \geq \sigma_{TB}$$

$$\sigma_{DOVB} = 147,5 \geq 123,2 \text{ MPa} \rightarrow \text{platí}$$

Kde:

σ_{DOVB}	[MPa]	Dovolené napětí v tahu pro bočnici
k_B	[-]	Bezpečnost bočnice

4.6.2 VÝPOČET NAPĚTÍ V TLAKU (OTLAČENÍ) PRO BOČNICI

Výpočet napětí v otláčení pro bočnici:

$$p_B = \frac{F_B}{S_{Botl}} \quad (31)$$

$$p_B = \frac{42\,355}{15 \cdot 40}$$

$$p_B = 70,6 \text{ MPa}$$

Kde:

p_B	[MPa]	Napětí v tlaku pro bočnici
S_{Botl}	[mm ²]	Nejmenší plocha, spočítána jako $t_B \cdot d_{P\check{c}}$

Kontrola bočnice na otláčení:

$$p_{DOVB} \geq p_B \quad (32)$$

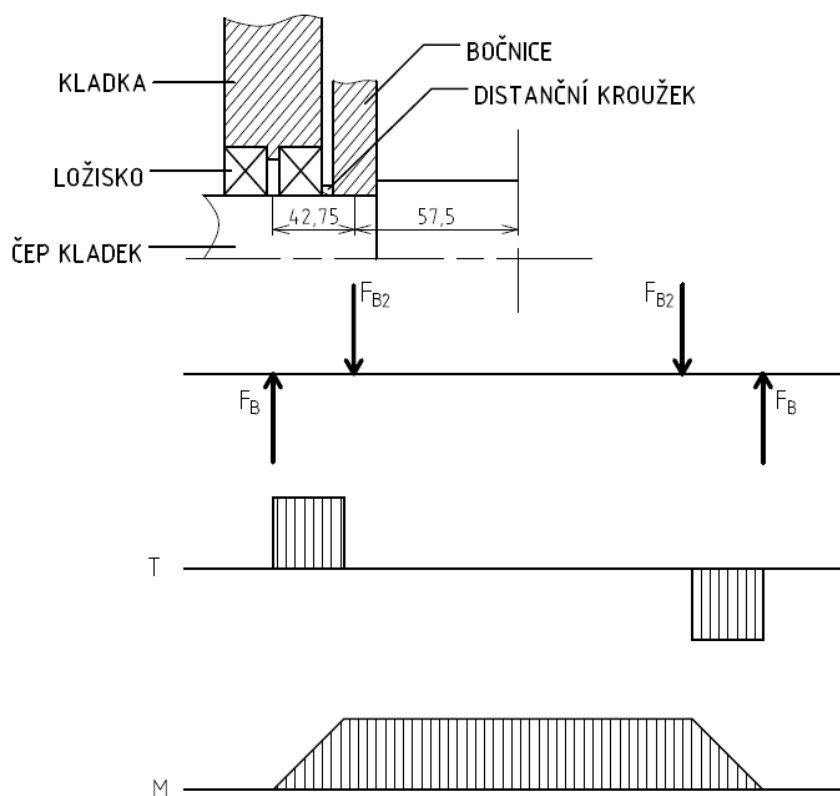
$$80 \geq 70,6 \rightarrow \text{platí}$$

Kde:

$$p_{DOVB} \quad [\text{MPa}] \quad \text{Dovolené napětí v otláčení pro bočnici, určeno dle [22]}$$

4.7 VÝPOČET A NÁVRH ČEPU KLADKY

Pro čep kladek nebo lépe osu kladek volím materiál E360 (11 700), který má mez kluzu $R_{e\check{C}K} = 345 \text{ MPa}$ dle [20]. Rozměry, které jsou potřeba pro výpočet ohybového napětí, jsou zobrazeny na obr. 4.5. a zároveň jsou na obrázku uvedeny výsledné vnitřní účinky.



Obr. 4.5 Rozměry a vnitřní silové účinky čepu kladky

4.7.1 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

$$M_{Omax\check{C}P} = F_{B2} \cdot x \quad (33)$$

$$M_{Omax\check{C}P} = 42\,355 \cdot 42,75$$

$$M_{Omax\check{C}P} = 1\,810\,676 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde:

$M_{Omax\check{C}P}$	[N · mm]	Maximální ohybový moment na čepu kladky
F_{B2}	[N]	$F_{B2} = F_B$
x	[mm]	Délka ramene, na kterém působí moment, viz obr. 4.5

4.7.2 KONTROLA NAVRŽENÉHO ROZMĚRU ČEPU Kladky

$$\sigma_{O\check{C}P} = \frac{M_{Omax\check{C}P}}{W_{O\check{C}P}} \quad (34)$$

$$\sigma_{O\check{C}P} = \frac{1\,810\,676}{\frac{\pi \cdot 55^3}{32}}$$

$$\sigma_{O\check{C}P} = 110,85 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{O\check{C}P}$	[MPa]	Napětí v ohybu pro čep kladky
$W_{O\check{C}P}$	[mm ²]	Průřezový modul v ohybu pro čep kladky

Výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_{DOV\check{C}P} = \frac{R_{e\check{C}P}}{k_{\check{C}P}} \geq \sigma_{O\check{C}P} \quad (35)$$

$$\sigma_{O\check{C}P} = \frac{345}{2} \geq 110,85$$

$$\sigma_{O\check{C}P} = 172,5 \geq 110,85 \rightarrow \text{platí}$$

Kde:

$\sigma_{DOV\check{C}P}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro čep kladky
$k_{\check{C}P}$	[-]	Bezpečnost čepu kladky

4.8 VÝPOČET A NÁVRH MATICE HÁKU

Pro matici háku volím materiál E335 (11 600), který má mez kluzu $R_{eMH} = 295 \text{ MPa}$ dle [20]. Materiál jeřábového háku volím 12 020.1 (C16E) dle kapitoly 2.2, který má mez kluzu $R_{eJH} = 235 \text{ MPa}$ dle [20]. Zavít je kontrolován na otlačení a dřík háku na tah. Dle kapitoly 2.2 volím metrický zavít M48x5 s rozměry dle [20].

Rozměry závitu:

Průměr závitu [mm]	Střední průměr závitu (průměr stoupání) [mm]	Malý průměr závitu [mm]	Malý průměr šroubu [mm]	Stoupání závitu [mm]
$D = 48$	$D_2 = 44,752$	$D_1 = 42,587$	$d_3 = 42,587$	$P_z = 5$

4.8.1 VÝPOČET NAPĚTÍ V TLAKU (OTLAČENÍ) V MATICI HÁKU A VOLBA VÝŠKY MATICE HÁKU

$$H_1 = \frac{D-D_1}{2} \quad (36)$$

$$H_1 = \frac{48-42,587}{2}$$

$$H_1 = 2,7065 \text{ mm}$$

Kde:

H_1 [mm] Hloubka závitu, kde se přenáší zatížení

Rovnice pro kontrolu otláčení závitu dle [21].

$$p_{MK} = \frac{F_C}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot Z} \leq p_{DOVMK} \quad (37)$$

$$p_{MK} = \frac{F_C}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot \frac{h_{MK}}{P_z}} \leq p_{DOVMK}$$

Kde:

p_{MK} [MPa] Napětí v tlaku v závitech matice háku

Z [-] Počet závitů, $Z = \frac{h_{MK}}{P}$

h_{MK} [mm] Výška závitu matice háku

p_{DOVMK} [MPa] Dovolené napětí v tlaku v závitech matice háku, voleno dle [23]

Z rovnice (37) si vyjádříme výšku matice háku:

$$h_{MK} = \frac{F_C \cdot P_z}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot p_{DOVMK}} \quad (38)$$

$$h_{MK} = \frac{84710 \cdot 5}{\pi \cdot 44,752 \cdot 2,7065 \cdot 50}$$

$$h_{MK} = 22,26 \text{ mm}$$

Dle rovnice (38) zvolím výšku matice 30 mm.

4.8.2 VÝPOČET A KONTROLA DŘÍKU HÁKU NA TAH

$$\sigma_{TDH} = \frac{F_C}{A_S} \leq R_{eJH} \cdot 0,6 \quad (39)$$

$$\sigma_{TDH} = \frac{84710}{1470} \leq 235 \cdot 0,6$$

$$\sigma_{TDH} = 57,63 \leq 141 \rightarrow \text{platí}$$

Kde:

σ_{TDH}	[MPa]	Napětí v tahu dřívku háku
A_S	[mm ²]	Výpočtový průřez šroubu, dle [21]
$R_{eJH} \cdot 0,6$	[MPa]	Výpočet dovoleného napětí v tahu, dle [24]

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala návrhem a analýzou jeřábové kladnice s nosností 5000 kg, přičemž byla provedena jak teoretická rešerše, tak konstrukční řešení s důrazem na bezpečnost. V úvodu byly představeny základní pojmy spojené s jeřábovou kladnicí a jejich klasifikací dle ČSN ISO 4301-1. Následně byla v rešeršní části podrobně popsána problematika jeřábových kladnic, jejich druhy, jednotlivé části jeřábových kladnic, výhody a nevýhody použití lana nebo řetězu. V závěru rešerše bylo také zvoleno konstrukční řešení kladnice, které je pro tuto nosnost a klasifikaci optimální. V praktické části bylo provedeno pevnostní a konstrukční hodnocení kladnice s cílem zajistit její spolehlivost a bezpečnost při manipulaci s břemeny. Výsledky ukazují, že navržená kladnice splňuje stanovené normy a je vhodná pro použití ve středně těžkém provozu.

Z hlediska aplikace lze konstatovat, že správně navržená jeřábová kladnice nejen zvyšuje bezpečnost manipulace s břemeny, ale také optimalizuje provozní náklady a prodlužuje životnost zařízení. Případné zlepšení by mohlo spočívat v modernizaci materiálového řešení nebo integraci senzorických prvků pro hlídání přetížení.

Kladnice byla vymodelována v programu Autodesk Inventor 2023, kde byly rovněž vytvořeny základní pohledy pro výkresovou dokumentaci. Výkresy byly dále upraveny a dokončeny v programu AutoCAD 2023.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 4301-1, *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně*. 1992.
- [2] REMTA, František; DRAŽAN, František; KUPKA, Ladislav; JURÁŠEK, Oldřich; LEDR, Zdeněk et al. *Jeřáby. I. díl*. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974.
- [3] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [4] DRAŽAN, František a KUPKA, Ladislav. *Jeřáby*. Praha: SNTL, 1968.
- [5] HOFFMANN, K. a KRENN, E. *Fördertechnik Band 2. Maschinensätze-Fördermittel*. Oldenbourg Verlag Wien, 1994. ISBN 3-7029-0381-3.
- [6] PRESTAR, S.R.O. *Otočné kladnice pro jeřáby*. Online. Dostupné z: <https://cz.kompass.com/p/prestar-s-r-o/cz016929/otocne-kladnice-pro-jeřaby/02796906-fb48-4a7e-95b2-fcb398852dfc/>. [cit. 2025-02-17].
- [7] LANOCEL SPOL. S R.O. *Jeřábová kladnice IUB*. Online. C2021-2025. Dostupné z: <https://www.lanocel.cz/p/jeřabova-kladnice-1ub#25981>. [cit. 2025-02-17].
- [8] HENAN ZOKE CRANE CO., LTD. *Vše, co potřebujete vědět o jeřábech*. Online. 2023. Dostupné z: <https://www.zoke-crane.com/cs/posts/8734/>. [cit. 2025-02-19].
- [9] ČSN 27 0142, *Jeřáby a zdvihadla - Zkoušení provozovaných jeřábů a zdvihadel*. 01.08.2023.
- [10] STŘEDNÍ PRŮMYSLOVÁ ŠKOLA JESENÍK. *Dopravní a zdvihací stroje*. Online. C2025. Dostupné z: <chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclefindmkaj/https://www.soje.cz/storage/user-76/module-349/dopravni-a-zdvihaci-stroje-15501545010phtmiojw.pdf>. [cit. 2025-02-17].
- [11] ČSN 27 1820, *Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana*. 01.07.1957.
- [12] KEMKA, Vladislav; BARTÁK, Jiří; MILČÁK, Petr a ŽITEK, Pavel. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení : pro SPŠ strojní*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [13] ITECO S.R.O. *Elektrické lanové kladkostroje GM*. Online. Dostupné z: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclefindmkaj/https://www.iteco.cz/files/products_files/0/01-lanove-kladkostroje.pdf. [cit. 2025-02-17].
- [14] LANOCEL SPOL. S R.O. *Jeřábová kladnice IHB*. Online. C2021-2025. Dostupné z: <https://www.lanocel.cz/p/jeřabova-kladnice-1hb#25991>. [cit. 2025-02-17].

- [15] ČSN 27 0100, *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. 01.05.1978.
- [16] MARTIN HOVORKA - LANA - ŘETĚZY. *Šestipramenné lano WARRINGTON SEAL 6x26WS - FC*. Online. C2025. Dostupné z: <https://www.lana-retezy.cz/sestipramenna-lana-seal-warrington/sestipramenne-lano-warrington-seal-6x26ws-fc/>. [cit. 2025-02-24].
- [17] VINGU-STEEL S.R.O. *Kované háky dle DIN 15401 / 15402*. Online. Dostupné z: <https://www.vingu.cz/katalog/kovane-haky-dle-din-15401-15402>. [cit. 2025-02-24].
- [18] ČSN ISO 281, *Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost*. 01.12.2008.
- [19] ZKL, A.S. *Jednosměrná axiální kuličková ložiska*. Online. C2024. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/p/51210>. [cit. 2025-02-24].
- [20] SVOBODA, Pavel a BRANDEJS, Jan. *Výběry z norem: pro konstrukční cvičení*. Vydání sedmé, přepracované a doplněné. Brno: CERM, 2023. ISBN 978-80-7623-112-2.
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. (Richard Gordon); HARTL, Martin a VLK, Miloš. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [22] E-KONSTRUKTÉR. *Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel*. Online. 2013. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>. [cit. 2025-02-25].
- [23] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [24] INTEGROVANÁ STŘEDNÍ ŠKOLA TECHNICKÁ MĚLNÍK, PŘÍSPĚVKOVÁ ORGANIZACE. *Výpočet šroubu*. Online. Dostupné z: <https://www.isstechn.cz/stroje-a-zarizeni/>. [cit. 2025-02-26].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_s	[mm ²]	Výpočtový průřez šroubu
C	[N]	Dynamická únosnost ložiska
C_{0A}	[N]	Statická únosnost axiálního ložiska
C_{0r}	[N]	Statická únosnost radiálního ložiska
ČSN	[-]	česká technická norma
D	[mm]	Průměr závitu
d_1	[mm]	Průměr lana
D_1	[mm]	Malý průměr závitu
D_2	[mm]	Střední průměr závitu (průměr stoupání)
d_3	[mm]	Malý průměr šroubu
D_K	[mm]	Jmenovitý průměr kladky
D_P	[mm]	Předběžný průměr kladky
$d_{pČ}$	[mm]	Průměr čepu příčnicku
F	[N]	teoretická tažná síla
F_{1L}	[N]	Zatížení v jednom laně
F_A	[N]	Axiální zatížení ložiska
F_B	[N]	Síla na jednu bočnici
F_{B2}	[N]	$F_{B2} = F_B$
F_{BR}	[N]	zatížení od břemen
F_C	[N]	Celkové zatížení
f_h	[-]	Součinitel trvanlivosti, dle tab. 4.10 pro střední provoz
F_j	[N]	Jmenovitá únosnost lana
F_{min}	[kN]	Minimální síla při přetržení lana při jmenovité pevnosti drátů
f_n	[-]	Součinitel počtu otáček, dle tab. 4.11 a rovnice (13)
F_r	[N]	Radiální zatížení
F_{TAB}	[N]	Jmenovitá únosnost lana, dle tab. 4.4.
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
H_1	[mm]	Hloubka závitu, kde se přenáší zatížení
HMH	[-]	Huber-Mises-Hencky
h_{MK}	[mm]	Výška závitu matice háku
i_B	[-]	Počet bočnic
i_k	[-]	převodový poměr
i_{ko}	[-]	Počet kladek na ose
i_l	[-]	Počet ložisek nesoucích jednu kladku
k_1	[-]	Koeficient bezpečnosti lana, dle tab. 4.3
k_B	[-]	Bezpečnost bočnice
$k_{ČP}$	[-]	Bezpečnost čepu kladky
k_L	[N]	Bezpečnost radiálního ložiska
k_P	[-]	Bezpečnost příčnicku
k_S	[-]	Skutečná bezpečnost lana
l_1	[mm]	Délka příčnicku
l_2	[mm]	Průměr díry pro hák
l_3	[mm]	Průměr díry pro uložení axiálního ložiska
m_1	[mm]	Výška střední části příčnicku
m_2	[mm]	Hloubka díry pro hák
m_3	[mm]	Hloubka díry pro uložení axiálního ložiska
m_b	[kg]	Hmotnost jmenovitého břemene (náklad)

m_c	[kg]	Celková hmotnost břemene
$M_{OmaxČP}$	[N·mm]	Maximální ohybový moment na čepu kladky
$M_{OmaxPČ}$	[N·mm]	Maximální ohybový moment pro čep příčnicku
M_{OmaxPS}	[N·mm]	Maximální ohybový moment pro střední část příčnicku
m_s	[kg]	hmotnost stálého břemene (kladnice – dle tab. 4.1)
n	[s ⁻¹]	Otáčky ložiska při maximálním zdvihu
n_l	[-]	Počet nosných průřezů lana v jedné větvi
P	[N]	Ekvivalentní zatížení; zjednodušeně $P = F_r$
p_B	[MPa]	Napětí v tlaku pro bočnici
p_{DOVB}	[MPa]	Dovolené napětí v otlacení pro bočnici
p_{DOVMK}	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku v závitech matice háku
p_{MK}	[MPa]	Napětí v tlaku v závitech matice háku
P_z	[mm]	Stoupání závitu
Q	[N]	zatížení od břemena
R_{eB}	[MPa]	Mez kluzu materiálu bočnice
$R_{eČK}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu čepu kladky
R_{eJH}	[MPa]	Mez kluzu materiálu jeřábového háku
R_{eMH}	[MPa]	Mez kluzu materiálu matice háku
R_{ePR}	[MPa]	Mez kluzu materiálu příčnicku
S_B	[mm ²]	Nejmenší plocha bočnice
S_{Botl}	[mm ²]	Nejmenší plocha, spočítána jako $t_B \cdot d_{PČ}$
t_B	[mm]	Šířka bočnice
v_H	[m·s ⁻¹]	rychlost zdvihu (dle tab. 4.2)
$W_{OPČ}$	[mm ³]	Průřezový modul čepu příčnicku
W_{OPS}	[mm ³]	Průřezový modul střední části příčnicku
x	[mm]	Délka ramene, na kterém působí moment, viz obr. 4.5
z	[-]	Počet větví převodu
Z	[-]	Počet závitů
α	[-]	Součinitel druhu kladky pro provoz III. (vodící), dle tab. 4.5
α_B	[-]	Součinitel koncentrace napětí kvůli vrubu
$\alpha_{PČ}$	[-]	Součinitel koncentrace napětí kvůli vrubu
γ_N	[-]	součinitel náhodného zvětšení břemene
δ_H	[-]	dynamický zdvihový součinitel (nerovnoměrnost zdvihu)
η	[-]	Účinnost kladkostroje
$\sigma_{DOPČ}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro čep příčnicku
σ_{DOPS}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro střední část příčnicku
σ_{DOVB}	[MPa]	Dovolené napětí v tahu pro bočnici
$\sigma_{OČP}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro čep kladky
$\sigma_{OmaxPČ}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu čepu příčnicku
σ_{OmaxPS}	[MPa]	Maximální napětí v ohybu pro střední část příčnicku
$\sigma_{REDPČ}$	[MPa]	Redukované napětí na čepu příčnicku
σ_{TB}	[MPa]	Napětí v tahu pro bočnici
σ_{TDH}	[MPa]	Napětí v tahu dřívku háku
$\tau_{PČ}$	[MPa]	Smykové napětí na čepu příčnicku

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Lanová kladka

Jeřábová kladnice

Kusovník

výkres součásti

sestava

kusovník k sestavě kladnice

SSZ/3-248469-1

SSZ/3-248469-2

SSZ/3-248469-3