

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

NÁVRH HORNÍHO NOSNÍKU DVOUSLOUPOVÉHO REGÁLOVÉHO ZAKLADAČE

DESIGN OF THE UPPER BEAM TWO COLUMNED SHELF STACKER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN KUDĚLA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Kuděla

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 diplomové práce:

Návrh horního nosníku dvousloupového regálového zakladače

v anglickém jazyce:

Design of the upper beam two columned shelf stacker

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh horního nosníku dvousloupového regálového zakladače se zaměřením na lanové vedení zdvihu zvedacího vozíku a lanového vedení k protizávažím.

Základní technické parametry:

Max. hmotnost břemene	2x1250kg (2500kg)
Rychlost zdvihu	1,2m/s
Výška zakladače	45m

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- návrh pohonu dvojice navijáků synchronizovaných elektronickým kardanem,
- návrh kladkového uspořádání s výpočtem lan, kladek a hřídelů,
- návrh kladkového uložení lanového vedení k protizávažím,
- další výpočty dle pokynů vedoucího DP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení,
- případné podsestavy a dílenské výkresy dle pokynů vedoucího DP.

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Firemní literatura

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 11.11.2013





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem horního nosníku dvousloupového regálového zakladače. V úvodu práce je provedena rešerše skladovacích systémů a popis základních částí regálového zakladače. Dále je proveden návrh kladkového uspořádání s výpočtem lan, kladek a hřídelů a současně návrh kladkového uložení lanového vedení k protizávažím. Následuje návrh pohonu dvojice navijáků synchronizovaných elektronickým kardanem. V poslední části práce je provedena dynamická analýza pohybu zvedacího vozíku v závislosti na velikosti břemene a rozložení břemene s ohledem na dynamický účinek působení protizávaží.

KLÍČOVÁ SLOVA

Regálový zakladač, horní nosník, skladovací zařízení, lanový systém, zdvihový mechanismus, lano, kladka

ABSTRACT

This master thesis deals with a concept of two columned shelf stacker's upper beam. The first part contains a research of storage systems used in logistics and a description of the shelf stack's basic parts. The second part is dedicated to the draft of the pulley arrangement with a rope calculation, pulleys and shafts, in the same the draft of the pulley attachment to the rope leading to the counterweights. It is followed by the concept of the couple winch drive ensues synchronized with the electronic cardan. The final part depicts the dynamic analysis of the lifting truck's movement in the dependence on the load size and distribution respecting the dynamic effect of the counterweight act.

KEYWORDS

Shelf stacker, upper beam, storage facilities, rope system, lifting mechanism, rope, pulley



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUDĚLA, J. *Návrh horního nosníku dvousloupového regálového zakladače*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 96s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2014

.....

Jan Kuděla



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc a mému konzultantovi za firmu SSI Schäfer Ing. Zbigněvu Kozokovi za vstřícnost, cenné připomínky a odborné rady při vypracování diplomové práce. Poděkování patří také mým rodičům za umožnění studia na vysoké škole, za jejich podporu a trpělivost v průběhu studia.



OBSAH

Úvod	11
1 Skladování	12
2 Paletizace	13
2.1 Palety	13
2.1.1 Rozdělení palet	13
3 Skladovací zařízení	14
3.1 Konvenční regály	14
3.2 Vjezdové a projezdové regály	15
3.3 Spádové regály	15
3.4 Zatlačovací regály	16
3.5 Mobilní regály	17
3.6 Regály pro automatizované sklady	17
4 Manipulační prostředky pro skladování	19
4.1 Vozíky se zdvižnou plošinou	19
4.1.1 Nízkozdvižné vozíky	19
4.1.2 Vysokozdvižné vozíky	19
4.2 Stohovací jeřáby	20
4.3 Regálový zakladač	21
5 Části dvousloupového regálového zakladače	23
5.1 Pojezdová jednotka	23
5.2 Nosný sloup	24
5.3 Horní nosník	24
5.4 Zdvihací zařízení	25
5.5 Zakládací zařízení	25
6 Návrh lanového systému	26
7 Návrh a výpočet lan	27
7.1 Účinnost lanového převodu	27
7.2 Síla v laně	27
7.3 Součinitel bezpečnosti lana	28
7.4 Návrh lana	29
7.5 Kontrola lana	29
8 Návrh a výpočet lanového bubnu	30
8.1 Výpočet hlavních rozměrů lanového bubnu	30
8.2 Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu	33
8.2.1 Namáhání ohybem	33



8.2.2	Namáhání krutem	34
8.2.3	Namáhání vnějším přetlakem	34
8.2.4	Redukované napětí	35
9	Návrh a výpočet kladek	36
9.1	Výpočet kladek zdvihu	36
9.2	Výpočet kladek k protizávaží	37
9.3	Návrh kladek	37
10	Návrh pohonů zdvihového ústrojí	39
10.1	Výpočet potřebného výkonu motoru	39
10.2	Volba převodového motoru	40
10.3	Kontrola zdvihové rychlosti	40
10.4	Kontrola motoru na rozběh	41
11	Návrh osy pod kladkou zdvihu	43
11.1	Reakce v podporách	45
11.2	Výpočet ohybového momentu	46
11.3	Napětí v ohybu	46
11.4	Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti	47
11.5	Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti	47
12	Návrh osy pod kladkou k protizávaží	52
12.1	Reakce v podporách	54
12.2	Výpočet ohybového momentu	54
12.3	Napětí v ohybu	55
12.4	Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti	55
13	Návrh hřídele bubnu	56
13.1	Reakce v podporách	57
13.2	Výpočet napětí v nebezpečných průřezích	58
13.3	Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti	62
13.4	Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti	62
13.5	Návrh pera	65
13.5.1	Kontrola pera na otlačení	66
13.6	Návrh ložisek	66
13.6.1	Návrh a výpočet axiálně vodícího soudečkového ložiska	67
13.6.2	Návrh a výpočet axiálně volného soudečkového ložiska	69
14	Dynamická analýza	71
14.1	Výpočtový model	71
14.2	Výpočet ekvivalentních tuhostí	72



14.3	Pohybové rovnice výpočtového modelu	74
14.3.1	Potenciální energie	75
14.3.2	Kinetická energie	76
14.3.3	Dissipativní funkce	76
14.3.4	Vnější zobecnělé síly	77
14.3.5	Metoda zrychlujících sil	78
14.4	Výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů	79
Závěr		84
Seznam použitých zkratk a symbolů		88
Seznam příloh		96



ÚVOD

Regálový zakladač je speciální skladištní zařízení určené k zakládání a vykládání materiálu z regálových buněk. Toto zařízení je vhodné zejména pro skladování palet ve vysokoregálovém skladu s velmi úzkými pracovními uličkami. Regálový zakladač s automatizovaným řešením pro příjem a vyskladnění zboží na paletách má vliv na rychlost a bezpečnost skladovacího procesu. Využitím sloupových zakladačů ve vysokoregálovém skladu je dosaženo značné úspory při provozu skladu. Automatické skladovací systémy s regálovými zakladači jsou vhodnou technologií pro výrobní podniky celého spektra průmyslu.

Cílem diplomové práce je návrh horního nosníku dvousloupového regálového zakladače se zaměřením na lanové vedení zdvihu zakládacího vozíku a lanové vedení k protizávaží. V první části práce je uvedení do problematiky skladování s výčtem skladovacího zařízení a manipulačních prostředků pro skladování. Dále pokračuje práce popisem základních částí dvousloupového regálového zakladače. Po teoretické úvodní části následuje konstrukční řešení lanového systému. Nejprve je zařazen výpočet a návrh lan zdvihu a lan k protizávaží. Následuje výpočet hlavních rozměrů lanového bubnu s pevnostní kontrolou pláště. Dále jsou na základě provedených výpočtů navrženy kladky lanového systému zdvihu a kladky lanového systému k protizávaží. Následující část je zaměřena na návrh a dimenzování pohonu dvojice navijáků synchronizovaných elektronickým kardanem. Navazující část se zabývá návrhem a výpočtem osy pod kladkou zdvihu a návrhem osy pod kladkou k protizávaží. Následuje návrh hřídele bubnu s pevnostní kontrolou při proměnlivém namáhání, dále pak návrh těsného pera a volba ložisek. V poslední části práce je provedena dynamická analýza pohybu zvedacího vozíku v závislosti na velikosti břemene s ohledem na dynamický účinek působení protizávaží. Je sestaven výpočtový model stroje a pomocí metody zrychlujících sil jsou sestaveny pohybové rovnice. Dynamickou analýzu uzavírá výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů.



1 SKLADOVÁNÍ

Skladové hospodářství je ta část činnosti podniku, která má zajistit uskladnění materiálu a jeho včasnou přípravu pro výrobní proces, zajišťovat uskladnění a odesílání hotových výrobků, jakož i těch předmětů, u nichž se děje směna zboží. Je to činnost, při níž se množství a jakost, tj. fyzikální ani jiné parametry skladovaného materiálu nemění. Z ekonomického hlediska nenabývá materiál jakéhokoli druhu skladováním vyšší užitné hodnoty. Naopak, skladování vyvolává obvykle značné náklady, které se projevují nepříznivě v rentabilitě výrobku. Účelem skladování je také vytvoření zásob pro plynulé zásobování odběratelů.

Ve skladovém hospodářství jde vždy o snížení nákladů na skladování, tj. snížit stav zásob na optimální míru, zvýšit rychlost obratu a zvýšit produktivitu práce ve skladu. Produktivita práce se zvyšuje organizovaným uspořádáním uskladňovaného zboží, dokonalým využitím prostoru, lehkou přístupností, krátkými dopravními cestami pro příjem a výdej materiálu a tím rychlými operacemi pro uskladnění a vyskladnění [1].

Skladové hospodářství plní funkci regulujícího mezičlánku mezi výrobou a spotřebou, odstraňuje disproporce mezi nimi. V materiálovém toku výrobního, distribučního a spotřebního procesu vznikají zákonité a nahodilé nepravidelnosti. Z toho vyplývá základní funkce skladu - vyrovnaní nepravidelností materiálového toku. Sklad tedy působí jako zásobník, do něhož na straně vstupu přitéká jistý materiálový tok a na straně výstupu z něho jistý tok vystupuje, přičemž oba toky jsou v jisté časové jednotce rozdílné co do skladby i objemu. Rozdíly mezi vstupujícím a vystupujícím materiálovým tokem mají tyto hlavní příčiny:

zákonité - rozdílná doba zpracování na jednotlivých stupních výrobního procesu, rozdílné výrobní a spotřební kapacity na jednotlivých stupních výrobního, distribučního a spotřebního procesu, technologické změny materiálu během skladování (stárnutí odlitků, vysychání řeziva apod.),

nahodilé - poruchy na jednotlivých stupních výrobního, distribučního a spotřebního procesu.

Jednotlivé druhy materiálu vyžadují podle svého množství, tvaru, hmotnosti, objemu a skupenství různý způsob tvorby manipulačních jednotek a skladování, jakož i různé zařízení pro skladování a mechanizační prostředky pro manipulaci. Rozeznáváme dva hlavní způsoby skladování:

skladování volné - materiál, obvykle bez obalu, je volně uskladněn v jedné nebo více vrstvách. Používá se většinou u hromadných sypkých materiálů jako uhlí, písku ale i odlitků, výkovků a pod.

skladování v zařízeních - materiál je skladován v přepravních pomůckách (bednách, paletách, kontejnerech). Patří zde také skladování baleného nebo nebaleného materiálu ve skladovacích zařízeních, na příklad v regálech [2].



2 PALETIZACE

Paletizace je manipulační metoda používající pro ukládání předmětů palet. Paletizace snižuje počet manipulačních jednotek a tím zvyšuje produktivitu manipulace s materiálem. Paletizace ve skladech přináší mnoho výhod. Současné skladování je bez paletizace nemyslitelné. Pokud je to možné skladují se palety volně bez regálů a stohují se do maximální výšky. Pro takovýto způsob jsou vhodné ohradové palety nebo palety s různými nástavky. Volně lze palety skladovat několika způsoby [2], [3].

Při blokovém a přímém ukládání jsou palety v řadách, resp. ve stozích těsně vedle sebe. Tento způsob je vhodný v případech, kdy se skladuje buď jeden nebo jen několik málo druhů materiálu a kdy nezáleží na pořadí jejich odebírání. Využití plochy skladu je nejvyšší a skladovací náklady nejnižší. Další způsoby se liší tím, že se palety ukládají jen v jedné nebo ve dvou řadách vedle sebe. Tím vznikne víc cest, ale i podstatně nižší využití skladu. Ke každé paletě je však přímý přístup. Palety je možno ukládat i pod určitým úhlem k podélné ose dopravní cesty. Výhodou je rychlost práce a tím i pohotovost skladu. Volné stohování palet ve skladu má však i své nevýhody. Potřebujeme-li odebrat palety, které jsou dole, je nutná několikerá manipulace s vrchními paletami [2].

2.1 PALETY

Palety jsou přepravní a skladovací prostředky uzpůsobené pro stohování a vidlicovou manipulaci, zpravidla obdélníkového, výjimečně i čtvercového půdorysu. Palety jsou určeny pro přepravu a uložení kusového materiálu, který se skládá do několika vrstev, nebo pro uložení jednoho nebo několika velkých kusů. Naložená paleta tvoří manipulační jednotku pro přepravu materiálu i pro jeho uložení. Při vlastním skladování nabývá tato manipulační jednotka podobu skladovací jednotky. Paleta musí být nabíratelná ze čtyř stran [12].

2.1.1 ROZDĚLENÍ PALET

Palety rozdělujeme podle konstrukčního provedení nebo podle použitého materiálu [1].

Dle konstrukčního provedení:

- Palety prosté
- Palety ohradové - ty mohou být s plnými stěnami nebo se stěnami s výplní pletiva nebo mřížemi.
- Palety skříňové
- palety sloupkové

Dle použitého materiálu:

- Dřevěné
- Kovové
- Plastové
- Lepenkové



3 SKLADOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Skladovací zařízení je používáno pro uchování nebo vyrovnání materiálového toku v rámci časového intervalu. Mezi některé skladovací zařízení lze zahrnout dopravu materiálu (tzn. třídící zařízení v rámci skladu, oběžné regály nebo stojany). Jestliže je možno materiály skladovat a stohovat přímo na podlaze, pak není potřeba skladovací vybavení [9]. Skladovací systémy se dělí na nepaletizační, paletizační a kontejnerové.

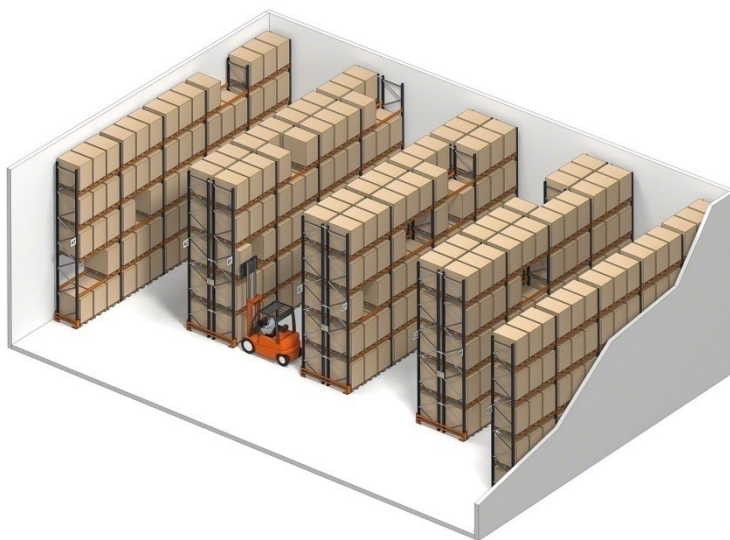
Dále je uvedeno pouze zařízení pro skladování paletizovaného materiálu. Ve všech případech jsou zde jako skladovací a manipulační jednotky použity prosté a ohradové palety normálního rozměru $1200 \times 800\text{mm}$.

3.1 KONVENČNÍ REGÁLY

Nejuniverzálnější regálový systém pro přímý a snadný přístup k uskladněnému zboží (obr. 3.1). Pro přístup k požadovanému zboží není nutné přemisťovat ostatní palety. Výška regálů, šířka pracovní uličky a další rozměry závisí na výšce skladu, technických parametrech základního zařízení a rozměru palet. Pro uskladnění většího množství palet je možná instalace regálů s dvojitou hloubkou, které umožňují skladování dvou palet za sebou, každou na jedné straně uličky [14]. Konvenční regály se instalují uvnitř budov, ale umožňují také výstavbu samonosných skladů.

Výhody:

- Neustálý přímý a jednoduchý přístup ke všem paletám.
- Snadná kontrola zboží.
- Velká flexibilita uspořádání skladu, přizpůsobivost rozměru a váze zboží.



Obr. 3.1 Konvenční regály [14]



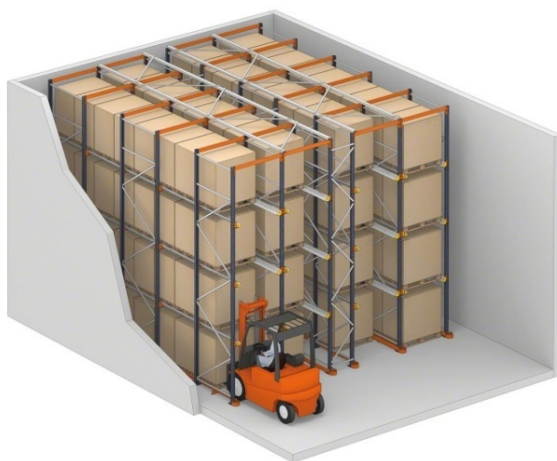
3.2 VJEZDOVÉ A PROJEZDOVÉ REGÁLY

Regály vhodné pro skladování velkého objemu palet se stejným druhem zboží. V porovnání s konvenčními regály je prostor skladu, díky odstranění pracovních uliček, efektivněji využitý. Vozík zajíždí do vnitřních uliček tvořených jednotlivými regálovými sekcemi a ukládá palety na kolejnice, jednu za druhou. Z toho vyplývá, že jednotlivé palety nemohou být přímo dostupné, ale pouze jedna po druhé z čela regálu. Tento systém se často používá v chladicích a mrazicích komorách, které vyžadují maximální využití prostoru pro skladování produktů [9].

Výhody:

- Vysoké využití skladového prostoru (až 85%).
- Odstranění uliček mezi regály.
- Přísná kontrola vstupů a výstupů.

Zboží ve vjezdových regálech (obr. 3.2) je zaskladňováno a vyskladňováno podle principu LIFO (poslední dovnitř – první ven). Zboží v průjezdných regálech (obr. 3.3) je zaskladňováno a vyskladňováno podle principu FIFO (první dovnitř – první ven).



Obr. 3.2 Vjezdové regály [15]



Obr. 3.3 Projezdové regály [15]

3.3 SPÁDOVÉ REGÁLY

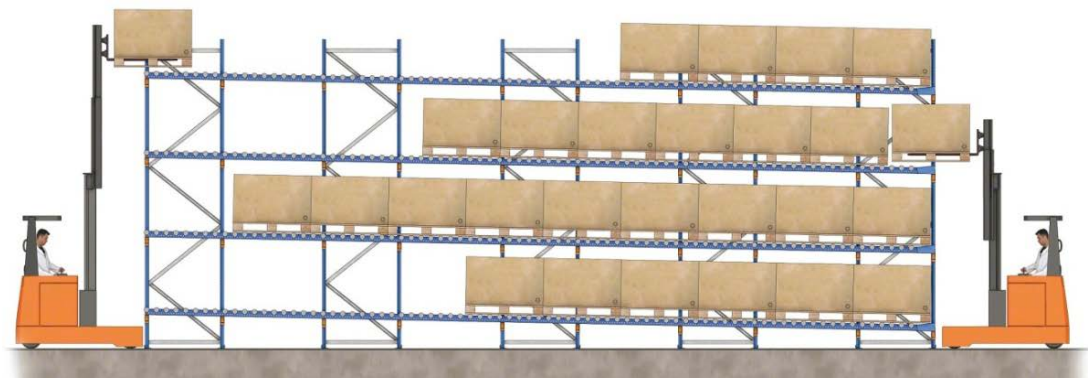
Lehce nakloněné regály, které mají zabudovaný válečkový systém umožňující posouvání palet pomocí gravitace. Na základací straně se palety umístí do ukládacích drah a automaticky se gravitací posouvají dopředu na nakloněných válečkových dopravnících. Aby nedocházelo k poškození zboží, je rychlost pohybu palety regulována sérií brzdících válečků. Na spodním konci trati jsou zarážky [9].

Výhody:

- Dokonalá rotace palet (systém FIFO).
- Kompaktní skladování, potřeba menšího počtu uliček.
- Úspora času a prostoru při manipulaci s paletami.



Spádové regály (obr. 3.4) jsou vhodné pro manipulaci v expedičních skladech, v meziskladech, pro manipulaci s rychle se kazícím zbožím, a mnoha dalších odvětvích průmyslu či distribuce.



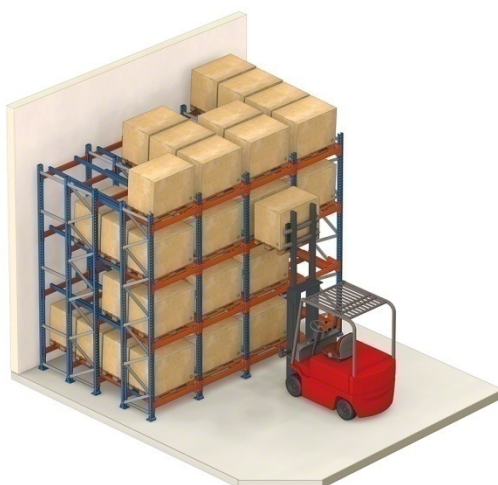
Obr. 3.2 Spádové regály [16]

3.4 ZATLAČOVACÍ REGÁLY

Sběrný skladovací systém, který umožňuje na každé úrovni skladovat několik palet za sebou (viz. obr. 3.5). Maximální hloubka kanálu při použití plošiny je čtyři palety, v případě válečkové dráhy až deset palet. Palety jsou zakládány z jedné strany regálu, nově vložená paleta zatlačí předchozí paletu (systém LIFO). Jednotlivé palety založené v řadě za sebou nejsou přímo přístupné. Manipulace s materiálem probíhá rychle, protože vysokozdvizný vozík nemusí zajíždět do pracovních uliček [9], [17].

Výhody:

- Úspora prostoru.
- Rychlá manipulace se zbožím.
- Naložení a vyložení probíhá v centrální uličce.



Obr. 3.3 Zatlačovací regály [17]



Je to ideální systém pro skladování produktů střední rotace, s možností uskladnění dvou a více palet pro typ produktu. Může také sloužit jako dodatečný skladovací prostor v jinak nevyužitelných místech skladu.

3.5 MOBILNÍ REGÁLY

Mobilní regály (obr. 3.6) vzniknou spojením konvenčních regálů s pojízdnými podvozky. Účelem je zmenšit počet pracovních uliček a zvýšit kapacitu skladu, beze ztráty přímého přístupu ke každé paletě. Zařízení regálů je upevněno na mobilní základně, která umožňuje otevírání a zavírání pracovních uliček mezi řadami mobilních regálů. Prakticky celý prostor skladu je možné zaplnit regály. Možnost instalace manuálního nebo dálkového ovládání [18].

Výhody:

- Zvýšení kapacity uskladnění.
- Odstranění uliček mezi regály.
- Přímý přístup ke všem paletám.

Mobilní regály jsou ideální pro chladicí a mrazicí komory a expediční mezisklady, nebo pro obecné sklady s nízkou až střední obměnou zboží.



Obr. 3.4 Mobilní regály [18]

3.6 REGÁLY PRO AUTOMATIZOVANÉ SKLADY

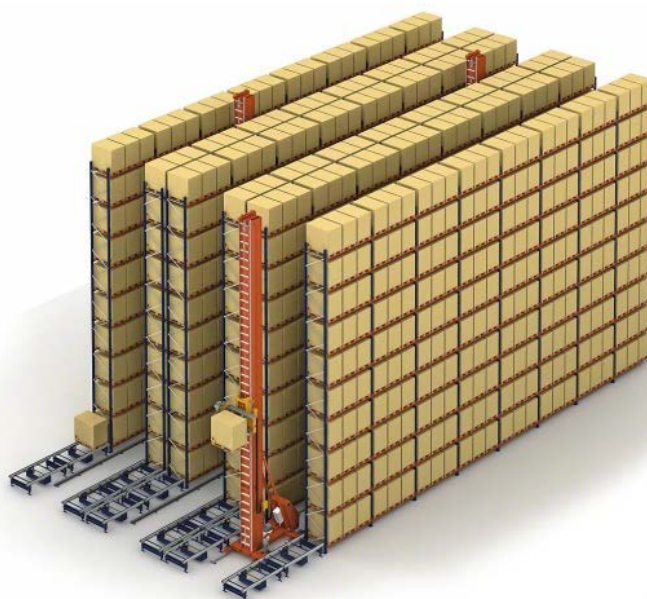
Pro potřebu maximálního využití dostupné plochy ve skladech regálových zakladačů, strojů navržených pro práci ve velmi úzkých uličkách a ve výškách, které přesahují 30 metrů. Regály pro automatizované sklady (obr. 3.7) neslouží jen pro ukládání palet, ale také pro horní vedení zakladačů a jako nosná konstrukce skladu. Tyto regály jsou navrženy tak, že



tvoří kompaktní skupinu se střechou a bočním opláštěním skladu, bez nutnosti zásadních stavebních prací. Díky automatizovanému provozu je až ztrojnásobena kapacita manipulace a vyjímání palet. Tyto sklady mohou mnít jednoduchou nebo dvojitou hloubku [9].

Výhody:

- Automatizace operací vstupu a výstupu.
- Odstranění chyb pocházejících s ručního ovládání.
- Skladování ve velké výšce umožňuje maximální využití dostupné plochy.
- Možnost skladování široké škály produktů.



Obr. 3.5 Regály pro automatizované sklady [19]

Tyto regály vyžadují vysoké nároky na přesnost výroby a instalace z důvodu automatického provozu. Optimálních přínosů v oblasti velikosti investičních a následně provozních nákladů je dosahováno při výškách skladu mezi 15 a 25 metry, v kombinaci se sloupovými zakladači [20].



4 MANIPULAČNÍ PROSTŘEDKY PRO SKLADOVÁNÍ

Zřízení, které pohybuje materiálem z jednoho umístění na další. Regály je možno obsluhovat do omezené výšky vozíky se zdvižnou plošinou a pro větší výšky lze užít stohovacích jeřábů nebo regálových zakladačů.

4.1 VOZÍKY SE ZDVIŽNOU PLOŠINOU

Ručních i motoricky poháněných vozíků se zdvihacími plošinami se s úspěchem používá při dopravě nejrůznějších výrobků během výroby i při přesunu do skladů a zejména při ukládání do regálů.

Tyto vozíky lze rozdělit dle několika hledisek:

- Podle druhu pohonu (elektrický, spalovací motor vznětový nebo zážehový, stlačeným vzduchem).
- Podle konstrukce (vozíky nízkozdvižné, vysoko zdvižné).
- Podle umístění obsluhy (ručně vedené, se sedícím nebo stojícím řidičem).

4.1.1 NÍZKOZDVIŽNÉ VOZÍKY

Pohon těchto vozíků je ruční nebo motorický, mají zdvih do 200 mm. Nízkozdvižné vozíky s ručním pohonem (obr. 4.1) mají hydraulické zvedání vidlic nebo plošiny. Tlakovou tekutinu dodává ruční čerpadlo. Nízkozdvižné vozíky mohou mít i motorický pohon, jde převážně o akumulátorové vozíky [1].



Obr. 4.1 Nízkozdvižný vozík [21]

4.1.2 VYSOKOZDVIŽNÉ VOZÍKY

Vysoko zdvižné vozíky mívají zařízení pro uchycení břemena se zdvihem obvykle 1,5 až 3 m. Toto zařízení se zvedá hydraulickými válci s kloubovým řetězem. Vedení s vidlicemi lze naklápět dopředu a dozadu a vidlice mívají i boční posuv. Pro lepší využití těchto vozíků



se používá různých přídatných zařízení (prodloužené vidlice, kleště, chapadla, nosný čep). Pohon mohou mít opět ruční nebo motorický.

Vysokozdvížné vozíky s ručním pohonem se uplatňují hlavně při stohování palet a při nakládání a skládání břemen z nákladních vozů. Zdvih je maximálně 1,6m. Největší rozsah použití však mají motorové vysokozdvížné vozíky s motorickým zdvihem a pojezdem (viz obr. 4.2). Všechny pojezdové funkce, tj. zdvih, spouštění, naklápění a boční posuv vidlic se ovládají šoupátkovým rozvaděčem. Pojezdová část je obdobně řešena jako u vozidel. U novějších konstrukcí se používá hydrodynamických měničů s mechanickými převody [1].



Obr. 4.2 Vysokozdvížný vozík [22]

4.2 STOHOVACÍ JEŘÁBY

Tyto jeřáby jsou určeny především pro manipulaci s paletami prostými a ohradovými zejména ve skladovém hospodářství, kde manipulační výška již vylučuje použití vysokozdvížných vozíků. Je to vlastně mostový normální nebo podvěsný jeřáb se zvláštní kočkou nesoucí jednoduchý (obráz. 4.3) nebo teleskopický sloup se zdvižnými vidlicemi stejného provedení, jako mají vysokozdvížné vozíky. Současně s vidlicemi se může posouvat i kabina. Sloup je otočný o 360°. Při podvěsném provedení mostu může kočka se sloupem přejíždět z jednoho pole do druhého a obsloužit tak celý sklad [1]. Jeřáb s teleskopickým sloupem, jehož díly se do sebe postupně zasouvají, může jezdit i nad regálovým systémem. Stohovací jeřáby mohou pracovat i v automatickém režimu. Jednou z výhod je, že nekladou téměř žádné nároky na jakost podlahy skladu.



Obr. 4.3 Stohovací jeřáb [23]

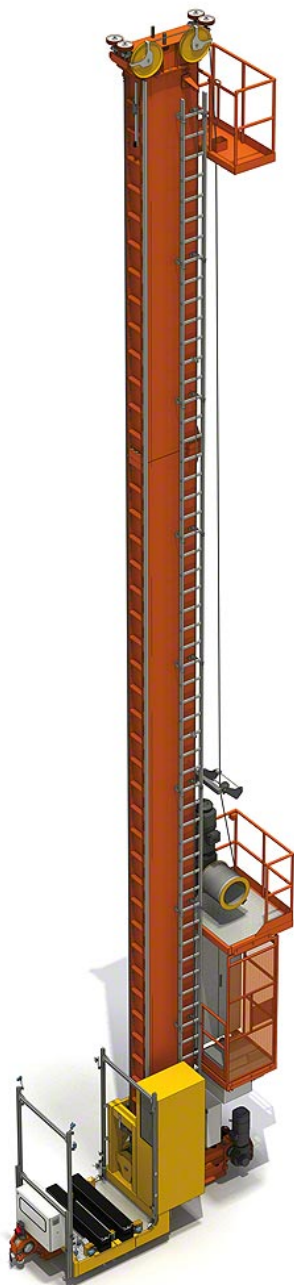
4.3 REGÁLOVÝ ZAKLADAČ

Regálový zakladač je speciální skladištní zařízení určené k zakládání a vykládání materiálu z regálových buněk. Toto zařízení je vhodné zejména pro skladování palet ve vysokoregálovém skladu s velmi úzkými pracovními uličkami. Oproti vysokozdvizným vozíkům má regálový zakladač přednosti ve vyšších výškách zdvihu a také v tom, že nosnost vozíku neklesá s rostoucí výškou zdvihu, ale je zachována v celém rozsahu. Stabilitu zakladačů zajišťují pojezdová kola pojíždějící po nosné kolejnici zabudované v podlaze společně s vedením v horní části, které je uchyceno na obou řadách regálů, nebo je v horní regálové části veden vodící kolejnicí. S ohledem na konstrukční provedení nemohou regálové zakladače nabírat palety přímo ze země, ani je ukládat na zem. Tok materiálu mezi zakladači a ostatními částmi skladu musí být zprostředkován nízkozdviznými, vysokozdviznými vozíky nebo dopravníkovými dráhami. Ekonomika zakladačů závisí na délce a výšce skladu. Je vždy nutné zhodnotit počet vyskladňovacích operací za jednotku času. Zpravidla platí, že čím je regálová řada delší, tím je využití tohoto zařízení větší. Podle počtu vyskladňovacích operací mohou být zakladače umístěny v každé uličce nebo jeden zakladač obsluhuje více uliček. Při tzv. rychlém skladování se počítá se zakladači v každé uličce. Tohoto uspořádání se obvykle využívá v automatizovaných skladech. U skladovacího systému s pomalejší obrátkou přechází jeden zakladač z uličky do uličky. V tomto případě se zakladače doplňují tzv. přesuvnými nebo musí být schopné přejet obloukem z jedné uličky do druhé [1], [13].

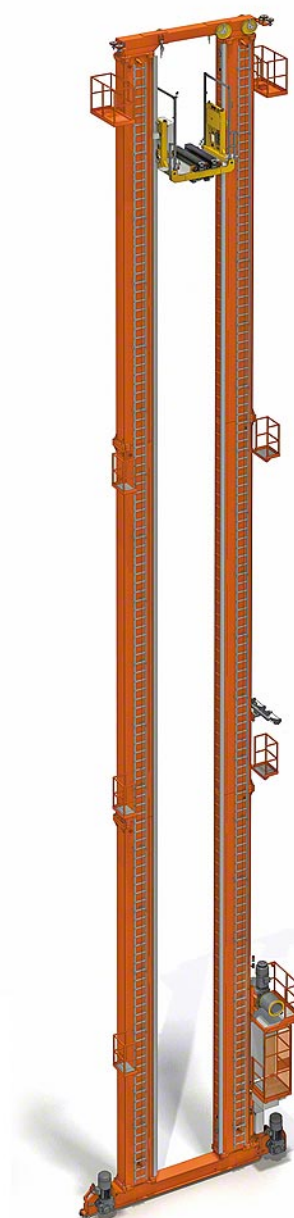
Regálové zakladače mohou být řízené ručně nebo automaticky. U ručně řízeného zakladače řidič ovládá zakladač ze stanoviště řidiče (kabiny), umístěného na zakladači. Zdvih kabiny včetně manipulační plošiny má svou samostatnou hnací jednotku. S ohledem na bezpečnost obsluhy ručně řízených zakladačů je omezena jejich pracovní výška. Ve skladech s výškou regálů přesahující 16 metrů se zakladače automatizují. Automaticky řízené zakladače nemusí mít stanoviště obsluhy, musí však být možnost ovládat provoz zakladače ručně z bezpečného místa pro případ nouzového provozu nebo údržby. Automaticky řízené



zakladače jsou ovládané řídicím softwarem, který koordinuje veškeré pohyby [13]. Dle nosné konstrukce se rozdělují na jednosloupové (obr. 4.4) a dvousloupové (obr. 4.5). Tyto automaticky řízené stroje mohou dosáhnout výšky i více než 40 metrů a pohybovat se v uličce široké pouhých 1,5 metru, umožňují tak navrhovat sklady s vysokou skladovací kapacitou.



Obr. 4.4 Jednosloupový regálový zakladač [24]



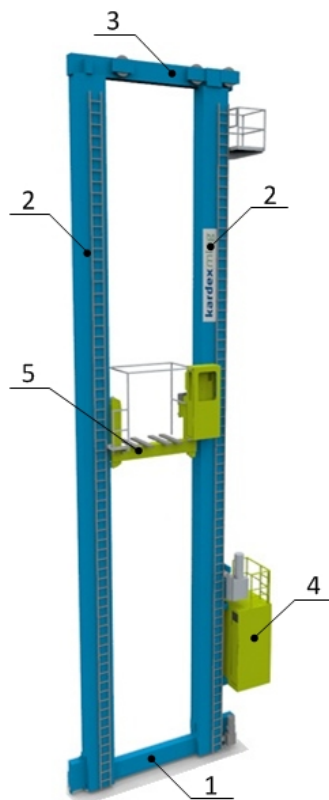
Obr. 4.5 Dvousloupový regálový zakladač [24]

Existuje mnoho výhod použití jednosloupového regálového zakladače oproti dvousloupovému. Mezi zjevné výhody patří snížení celkových nákladů na projekt, větší dynamický výkon a nižší spotřeba energie. Avšak někdy je nutné vzhledem k velikosti, tvaru a nebo hmotnosti nákladu použít dva nosné sloupky.



5 ČÁSTI DVOUSLOUPOVÉHO REGÁLOVÉHO ZAKLADAČE

Konstrukci dvousloupového regálového zakladače tvoří pojezdová jednotka, dva nosné sloupy, horní nosník, zdvihací zařízení a zakládací zařízení. Na obr. 5.1 jsou označeny jednotlivé části dvousloupového regálového zakladače.



Obr. 5.1 Dvousloupový regálový zakladač [25]: 1-pojezdová jednotka; 2-nosný sloup; 3-horní nosník; 4-zdvihací zařízení; 5-zakládací zařízení

5.1 POJEZDOVÁ JEDNOTKA

Pojezdová jednotka tvoří základní část celého zakladače, na kterou jsou připevněny oba nosné sloupy včetně poháněcího ústrojí pro pojezd. Regálový zakladač se pohybuje po dvou pojezdových kolech pojíždějících po kolejnici zabudované v podlaze. Přičemž je zde možnost pohonu pouze jednoho kola převodovým motorem, nebo lze použít dva převodové motory, každý na jednom pojezdovém kole. Druhé řešení je sice konstrukčně složitější a musí být zajištěna dokonalá synchronizace obou pohonů, ale při rozjezdu a brzdění, kdy může dojít k nadlehčení jednoho z kol, vykazuje tento systém plynulejší rozjezd a vyšší brzdňý účinek. U regálových zakladačů je kladen důraz na co možná největší skladovou kapacitu, proto je třeba navrhnout rám pojezdové jednotky tak, aby bylo zakládací zařízení co možná nejméně výškově omezeno. Regálové zakladače musí být vybaveny zařízením, které zabraňuje vykolejení z kolejové dráhy. Běžně se k tomuto účelu využívá deska s profilovým výřezem kolem hlavy kolejničky.

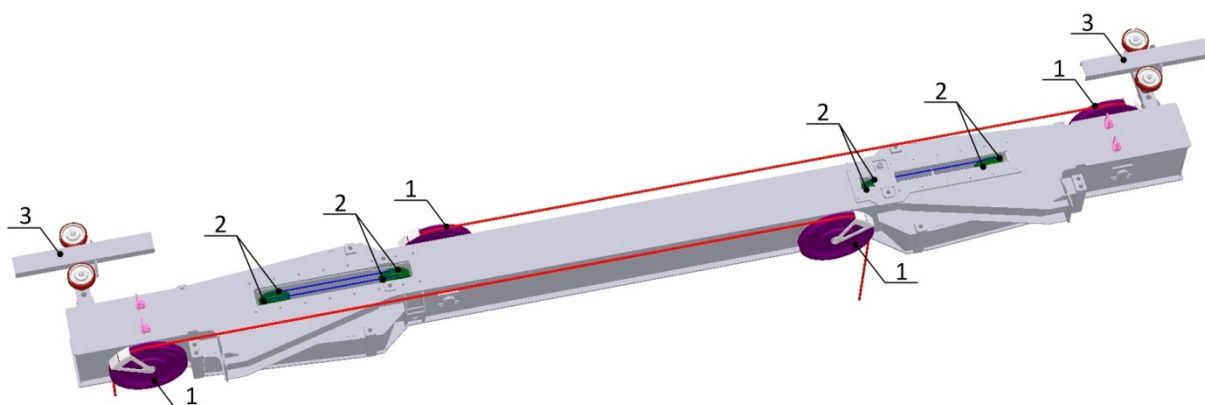


5.2 NOSNÝ SLOUP

Oba nosné sloupy jsou pevně fixovány mezi pojezdovou jednotku a horní nosník, společně tak tvoří kompaktní celek dvousloupového regálového zakladače. Celý sloup je v podstavě svařenec z ohýbaných plechů. Tato tenkostěnná konstrukce vykazuje dobrý poměr hmotnosti k tuhosti. Nosný sloup je po své délce rozdělen na několik vzájemně trvale sešroubovaných sekcí. Stavebnicový princip zjednodušuje montáž. V mnoha případech, většinou u dané výrobní řady, jsou díly plně identické a zaměnitelné, což usnadňuje přepravu a sestavení. Příčný průřez je jednoduše řečeno obdélníkový, ale ve skutečnosti jde o tvarově složitější profil z důvodu vybrání pro vedení zakládacího zařízení. Po celém vnitřním obvodu pláště sloupu jsou výztuhy z tvarových plechů. Díky tomuto žebrovaní je nosný sloup dostatečně tuhý. Uvnitř nosného sloupu je skrz všechny výztuhy otvor pro protizávaží. Protizávaží není běžnou součástí regálových zakladačů, vyplatí se až u větších hmotností břemene. Kde se protizávažím docílí snížení požadavků na výkon pohonu pro zdvih. Vodítka k protizávaží jsou jednoduše tvořena ze dvou naproti sobě jdoucích jáklí profilů.

5.3 HORNÍ NOSNÍK

Horní nosník tvoří spojovací prvek mezi vrcholy nosných sloupů. Jedná se o svařenec tvarových a ohýbaných plechů se zabudovaným kladkovým systémem. Po obou stranách horního nosníku navrhovaného v této práci jsou umístěny vždy dvě kladky lanového systému zdvihu. Uvnitř jeho konstrukce jsou uloženy kladky lanového systému k protizávaží, přičemž na každé straně jsou tyto kladky z bezpečnostních důvodů čtyři. Tento počet má své opodstatnění, neboť je protizávaží na obou stranách uchyceno na dvou lanech a každé z těchto lan vede přes jeden pár kladek. Horní nosník je s nosnými sloupky spojen šroubovými spoji přes spojovací kostky. Horní nosník zajišťuje u dvousloupového regálového zakladače rovnoběžnost nosných sloupů. Součástí horního nosníku jsou také jednoduché držáky v podobě dvou stavitelných roln pro horní vedení. Dvě rolny na každé straně horního nosníku svírají vodící kolejnici a zajišťují tak stabilitu regálového zakladače.



Obr. 5.2 Horní nosník dvousloupového regálového zakladače: 1-kladka zdvihu; 2-kladka k protizávaží; 3-horní vedení



5.4 ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ

Zdvihací zařízení zahrnuje vše, co souvisí se zdvihem nákladu. Skládá se ze dvou převodových pohonů, každý s frekvenčním měničem a brzdou. Dále pak z lanového bubnu, kladek k lanovému systému zdvihu, kladek lanového systému k protizávaží a lana. Pohon dvojice navijáků je synchronizovaný elektronickým kardanem. Při návrhu pohonů zdvihu je třeba zohlednit skutečnost, že u dvousloupové konstrukce hrozí vzpříčení základací jednotky ve vedení, a proto je třeba počítat s vyššími nároky na synchronizaci obou pohonů. Elektrickou hřídel lze řešit různými stupni přesnosti. To vše vyžaduje odbornou konzultaci s výrobcem motorů.

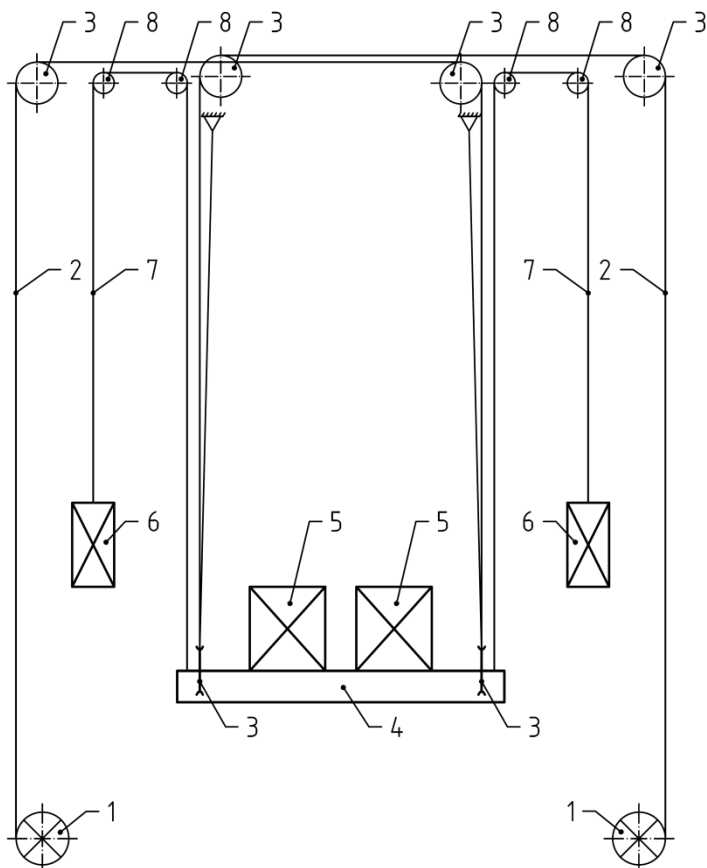
5.5 ZAKLÁDACÍ ZAŘÍZENÍ

Zakládací zařízení slouží k odebrání palety z kuličkového nebo válečkového stolu a jejímu následnému uložení do regálové buňky. Tento proces probíhá i v opačném pořadí a v rámci co nejvyšší efektivity regálového zakladače je žádoucí, aby bylo zakládací zařízení v obou směrech naložené. Zakládací zařízení se skládá ze dvou částí, ze zdvihacího vozíku a výsuvného zařízení. Zdvihací vozík plní funkci rámu pro výsuvné zařízení, kterým může být výsuvná plošina, teleskopické vidle nebo kyvadlový vozík. Volba daného typu výsuvného zařízení záleží na druhu manipulační jednotky (krabice, palety, speciální kontejnery).

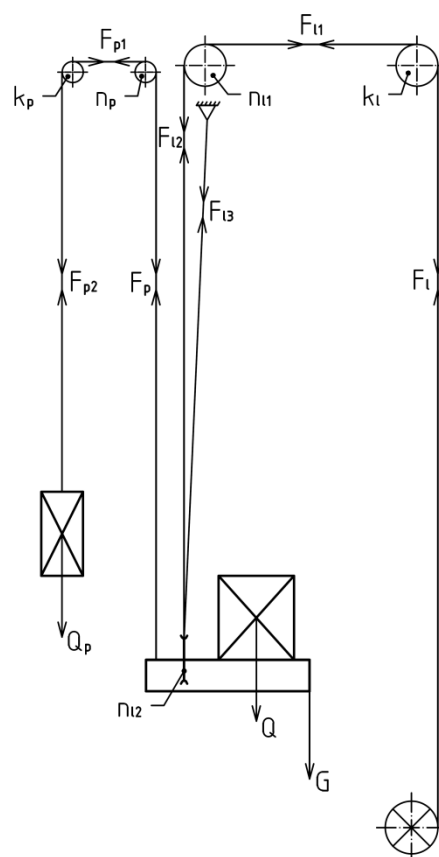
Teleskopické vidle se skládají ze dvou ramen spojených hnacím hřídelem a mohou být jednoduché, dvojité, v ojedinělých případech i trojité. V závislosti na vztahu mezi statickou a dynamickou kapacitou je třeba uvážit použití jednoduchého, dvouhloubkového nebo tříhloubkového systému. Hloubkou se rozumí počet palet, které mohou být uloženy v regálu na každé straně uličky. V systémech s jedinou hloubkou je kladen důraz na rychlost a flexibilitu, zatímco u tříhloubkového systému na maximální skladovací kapacitu. U dvouhloubkových systémů je dosaženo optimální rovnováhy mezi úložnou kapacitou a rychlostí manipulace [27]. Kyvadlový vozík je vybaven zvedacím mechanismem. Pohybuje se po vodítkách uvnitř regálu, což umožňuje vykládat a nakládat palety ve skladovacích prostorech s více násobnou hloubkou. V takové sestavě skladu se kombinuje princip kanálového skladování a obsluhy regálů pomocí zakladače [26]. Dosaženým efektem je potom mimořádné využití prostoru pro skladování. Regálový zakladač může obsluhovat i dvě palety najednou, na zdvihacím vozíku jsou pak umístěna dvě výsuvná zařízení.

6 NÁVRH LANOVÉHO SYSTÉMU

Celý lanový systém (obr. 6.1) se skládá z lanového systému zdvihu a lanového systému k protizávaží. U lanového systému zdvihu je lano vedeno od vrátku přes dvě vyrovnávací kladky dolů k zakládacímu zařízení a přes vodící kladku zpátky nahoru, kde je pevně uchyceno k hornímu nosníku. U lanového systému k protizávaží je lano vedeno od protizávaží přes dvě vyrovnávací kladky k zakládacímu zařízení.



Obr. 6.1 Schéma lanového systému: 1-lanový buben; 2-lano zdvihu; 3-kladka zdvihu; 4-zakládací zařízení; 5-břemeno; 6-protizávaží; 7-lano k protizávaží 8-kladka k protizávaží



Obr. 6.2 Schéma poloviny lanového systému

Pro další výpočty je lanový systém rozdělen na dvě části, přičemž na každou část připadá jeden buben. Rozdělení je vidět na obr. 6.2. Hmotnost břemene a hmotnost částí zvedaných současně s břemenem je tedy poloviční.

Základní technické parametry:

Maximální hmotnost břemene $Q = 1,25t$

Hmotnost částí zvedaných současně s břemenem redukována o protizávaží $G = 1,9t$

Hmotnost protizávaží $Q_p = 1,2t$

Rychlost zdvihu $v = 1,2ms^{-1}$

Zrychlení $a = 0,6ms^{-2}$



7 NÁVRH A VÝPOČET LAN

Výpočet lana zdvihu a lana k protizávaží je proveden dle ČSN 27 0100. Lana jsou namáhána tahem od osově síly a ohybem vznikajícím při navíjení lana na buben a kladky. Podle normy ČSN 27 0100 jsou lana počítána pouze na čistý tah, přičemž vliv ohybu a dalších faktorů je zahrnut v součiniteli bezpečnosti. Z důvodu vysoké hmotnosti břemene a základacího zařízení není při výpočtu lan uvažována jejich vlastní hmotnost.

7.1 ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

Při výpočtu účinnosti vycházíme z obr. 6.2. Účinnost lanového převodu pro břemeno Q visící na n průřezích lana při $n_{1,2}$ kladkách se určí podle rovnice

$$\eta = \eta_1 \cdot \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} [-], \quad (7.1)$$

kde η_1 je účinnost jedné kladky na pevné ose [-]

n - počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu [-].

Pro kladky na valivých ložiskách je $\eta_1 = 0,98$. Počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu podle obr. 6.2 je $n = 2$

$$\eta = 0,98 \cdot \frac{1 - 0,98^2}{2 \cdot (1 - 0,98)} = 0,97.$$

7.2 SÍLA V LANĚ

Statická síla v laně zdvihu je vyvolána hmotností břemene Q a hmotností částí zvedaných současně s břemenem G . Zatížení F_1 lana zdvihu se určí ze vztahu

$$F_{11} = \frac{Q + G}{z \cdot n} \cdot \frac{g}{\eta} [kN], \quad (7.2)$$

kde z je počet větví lanového převodu [-]

g - tíhové zrychlení ($9,81ms^{-2}$)

$$F_{11} = \frac{1,25 + 1,9}{1 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,97} = 15,93kN.$$

Je-li lano vedeno přes další počet k_l kladek, bude zatížení lana zdvihu

$$F_1 = \frac{F_{11}}{\eta_1} [kN] \quad (7.3)$$

$$F_1 = \frac{15,93}{0,98} = 16,26kN.$$



Statická síla v laně k protizávaží je vyvolána hmotností protizávaží Q_p . Zatížení lana k protizávaží se určí ze vztahu

$$F_{p1} = \frac{G_p}{\eta_1} \cdot g \text{ [kN]} \quad (7.4)$$

$$F_{p1} = \frac{1,2}{0,98} \cdot 9,81 = 12,01 \text{ kN}.$$

Je-li lano vedeno přes další počet k_p kladek, bude zatížení lana k protizávaží

$$F_{lp} = \frac{F_{p1}}{\eta_1} \text{ [kN]} \quad (7.5)$$

$$F_{lp} = \frac{12,01}{0,98} = 12,26 \text{ kN}.$$

Z důvodu bezpečnosti je protizávaží uchyceno na dvou lanech, proto bude výsledná statická síla v jednom laně k protizávaží poloviční $F_{lp} = 6,13 \text{ kN}$.

7.3 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI LANA

Součinitel bezpečnosti lana k_l se určí z tab. 6.1 podle počtu pracovních cyklů lana za rok a poměrného zatížení. Regálový zakladač pracuje v nepřetržitém provozu 60 cyklů za hodinu, 24 hodin denně, 7 dní v týdnu. Počet pracovních cyklů lana za rok je tedy 525600 cyklů. Poměrné zatížení je dáno vztahem

$$q = \frac{\text{zatížení od průměrného břemena}}{\text{zatížení od normového břemena}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (7.6)$$

$$q = \frac{\frac{(0,625 + 1,9) + (1,25 + 1,9)}{2}}{1,25 + 1,9} \cdot 100 = 90\%$$

Tab. 6.1 Součinitel bezpečnosti lana [10]

Poměrné zatížení lana $q(\%)$		Počet pracovních cyklů lana za rok				
		Přes do	- 20 000	20 000 50 000	50 000 180 000	180 000 -
Přes	do		Součinitel bezpečnosti k			
-	30		4,4	5	5,6	6,2
30	60		5	5,6	6,2	6,8
60	-		5,6	6,2	6,8	7,4

Pro počet pracovních cyklů lana za rok přesahujících 180 000 a poměrné zatížení větší než 60% je součinitel bezpečnosti $k_{lan} = 7,4$. Pro lana u nichž dochází ke střídavému



ohybu, se zvyšuje součinitel bezpečnosti k_{lan} o 0,7. Z obr. 6.2 je patrné že u lanového systému zdvihu mezi kladkou n_{l1} a n_{l2} ke střídavému ohybu dochází. Výsledný součinitel bezpečnosti lana zdvihu je tedy $k_{lan} = 8,1$. Součinitel bezpečnosti lana k protizávaží je $k_{pro} = 7,4$, ke střídavému ohybu zde nedochází.

7.4 NÁVRH LANA

Jako zdvihací lano bylo navrženo speciální lano veropower 8, průměr 17mm. Pro lano k protizávaží je zvoleno lano téhož typu, ale s průměrem 10mm. V tab. 6.2 jsou uvedeny základní parametry lan. Na obr. 6.3 je vidět průřez lana veropower 8. Jedná se o 8-pramenné lano se ztvárněnými prameny a plastem, přechované. Toto lano se vyznačuje vysokou únosností a je velmi odolné proti otěru.

Tab. 6.2 Základní parametry lan [28]

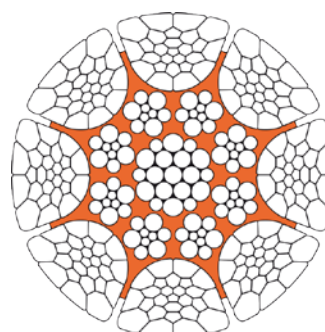
d_l [mm]	P [kN]	R_{ml} [MPa]	m_l [kg/m]
10	100,1	1960	0,499
17	295,8	1960	1,44

d_l - jmenovitý průměr lana [mm]

P - jmenovitá pevnost lana [kN]

R_{ml} - jmenovitá pevnost drátu v tahu [MPa]

m_l - hmotnost 1m lana [kg/m]



Obr. 6.3 Průřez lana Veropower 8 [29]

7.5 KONTROLA LANA

Maximální dovolené zatížení lana zdvihu F_{dov} se vypočítá podle rovnice

$$F_{dov} = \frac{P}{k_{lan}} \text{ [kN]} \geq F_l \text{ [kN]} \quad (7.7)$$

$$F_{dov} = \frac{295,8}{8,1} = 36,52 \text{ kN} \geq 16,26 \text{ kN}.$$

Z výsledku je patrné, že navržené lano zdvihu vyhovuje.

Maximální dovolené zatížení lana k protizávaží F_{dovp} se vypočítá podle rovnice

$$F_{dovp} = \frac{P}{k_{pro}} \text{ [kN]} \geq F_{lp} \text{ [kN]} \quad (7.8)$$

$$F_{dovp} = \frac{100,1}{7,4} = 13,53 \text{ kN} \geq 6,13 \text{ kN}.$$

Z výsledku je patrné, že navržené lano k protizávaží vyhovuje.

8 NÁVRH A VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU

Lanové bubny jsou nejčastěji svařované z trub nebo ze skružených plechů. Buben navržený v této práci je svařen z ocelové trubky $S355J2H$ 635 x 30. Mezi čela bubnu bude vevařena pevná osa, uložena na každé straně v soudečkovém ložisku. Výpočet lanového bubnu je proveden dle ČSN 27 1820. Při výpočtu bubnu se vychází z jmenovitého průměru lana zdvihu $d_l = 17\text{mm}$. Lano se bude na buben navíjet pouze v jedné vrstvě.

8.1 VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

Mezi hlavní rozměry bubnu patří jmenovitý průměr, celková šířka a tloušťka stěny pláště. Nejmenší dovolený základní průměr bubnu se vypočítá z rovnice

$$D_{bmin} = d_l \cdot \alpha_b \text{ [mm]}, \quad (8.1)$$

kde α_b je součinitel závislý na druhu provozu pro lanový buben [–] podle tab. 8.1

Tab. 8.1 Součinitel α_b závislý na druhu provozu [11]

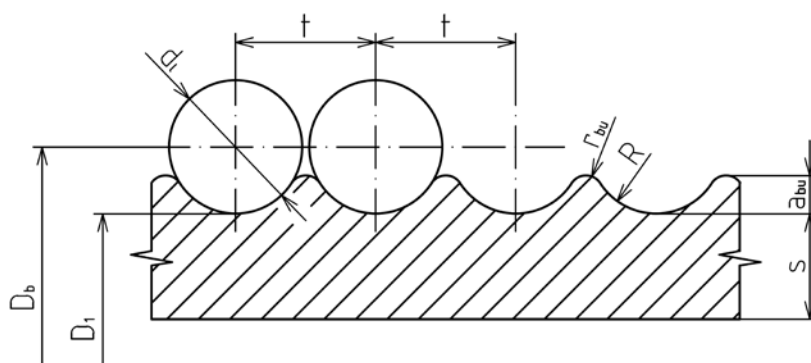
Druh provozu	Součinitel α_b
Lehký	18
Střední	20
Těžký	22
Velmi těžký	24

Pro velmi těžký provoz je $\alpha_b = 24$

$$D_{bmin} = 17 \cdot 24 = 408\text{mm}.$$

Jmenovitý průměr bubnu D_b je zvolen na základě výběru z normalizované řady a doporučení firmou SSI Schaefer $D_b = 630\text{mm}$.

Na povrchu bubnu jsou drážky, jejichž tvar je vidět na obr. 8.1. Rozměry geometrie drážek jsou pak v tab. 8.2.



Obr. 8.1 Profil lanových drážek na bubnu



Tab.8.2 Geometrie drážek lanového bubnu [11]

R [mm]	d_l [mm]	a_{bu} [mm]	t [mm]	r_b [mm]
9,5	17; 18	5,5	20	2,5

R - poloměr zaoblení drážky [mm]

a_{bu} - hloubka drážky [mm]

t - rozteč závitů [mm]

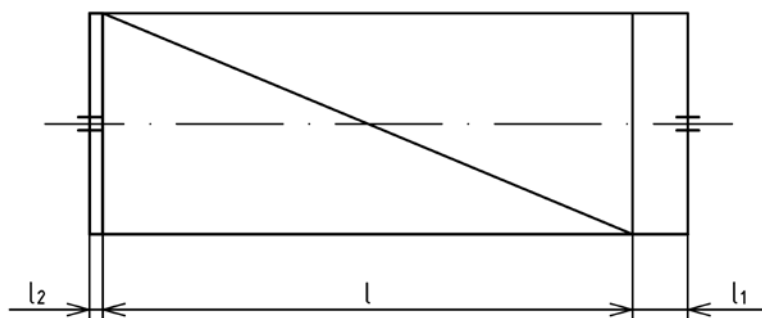
r_b - poloměr zaoblení výstupku [mm]

Průměr bubnu D_1 měřený pod lanem se vypočítá podle obr. 8.1 dle následujícího vztahu

$$D_1 = D_b - d_l \text{ [mm]}$$

$$D_1 = 630 - 17 = 613 \text{ mm.}$$

Šířka bubnu L_b se skládá z hlavní závitové části, to je v podstatě návrhová délka bubnu. Dále pak s částí pro uchycení lana na buben l_1 a hladké části na druhé straně bubnu l_2 . Celková délka vlastního bubnu závisí na způsobu uchycení bubnu k rámu stroje, přenos kroutícího momentu na buben atd. Schéma lanového bubnu je vidět na obr. 8.2.



Obr. 8.2 Schéma lanového bubnu

Navíjená délka lana L se vypočítá z rovnice

$$L = i_k \cdot H \text{ [mm]}, \quad (8.2)$$

kde i_k je lanový převod [-], $i_k = 2$

H - výška zdvihu [m], $H = 45 \text{ m}$

$$L = 2 \cdot 45 = 90 \text{ m.}$$

Počet závitů z_b lana, který je na bubnu se vypočítá z rovnice

$$z_b = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + z_0 \text{ [-]}, \quad (8.3)$$



kde z_0 je počet reverzních závitů [–], které přispívají k snížení tažné síly působící na uchycení konce lana k bubnu. Obvykle se z_0 volí 2 až 4 závity.

π - ludolfovo číslo [–]

$$z_b = \frac{90}{\pi \cdot 0,63} + 2,5 = 47,97.$$

Nejbližší vyšší počet závitů je $z_b = 48$.

Délka závitové části bubnu (délka šroubovice) se vypočítá z rovnice

$$l = z_b \cdot t \text{ [mm]} \quad (8.4)$$

$$l = 48 \cdot 20 = 960 \text{ mm}.$$

Délka krajní hladké částí l_1 závisí na rozměrech lanových příložek, kterými je lano v této části kotveno. Zpravidla $l_1 \approx 4 \cdot t$. U obou délek ale záleží především na konstrukčním řešení.

Délka nezávitové části bubnu pro uchycení lana $l_1 = 100 \text{ mm}$.

Délka nezávitové části bubnu na druhé straně $l_2 = 20 \text{ mm}$.

Celková šířka bubnu se určí ze vztahu

$$L_b = l + l_1 + l_2 \text{ [mm]} \quad (8.5)$$

$$L_b = 960 + 100 + 20 = 1080 \text{ mm}.$$

Minimální tloušťka stěny bubnu s_{min} se podle [3] určí z rovnice

$$s_{min} = 0,8 \cdot d_l \text{ [mm]} \quad (8.6)$$

$$s_{min} = 0,8 \cdot 17 = 13,6 \text{ mm}.$$

Plášť bubnu se bude vyrábět z trubky S355J2H 635 x 30, tloušťka neobrobeného pláště je tedy 30 mm a vnitřní průměr je $D_0 = 575 \text{ mm}$.

Skutečná tloušťka stěny bubnu se určí ze vztahu

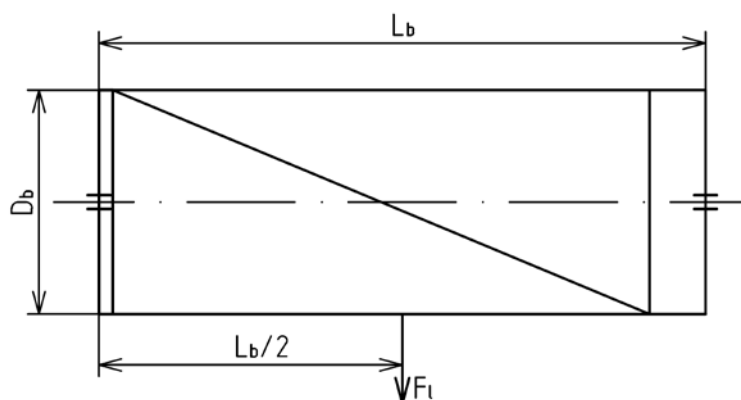
$$s = \frac{D_1 - D_0}{2} \text{ [mm]} \quad (8.6)$$

$$s = \frac{613 - 575}{2} = 19 \text{ mm}.$$

Z výsledku je patné, že skutečná tloušťka stěny bubnu je větší než požadovaná minimální hodnota a zvolená trubka může být použita jako polotovár pro výrobu pláště bubnu.

8.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA PLÁŠTĚ LANOVÉHO BUBNU

Namáhání lanových bubnů je poměrně složité. Pevnostní kontrola pláště bubnu spočívá ve stanovení redukovaného napětí a porovnání jeho hodnoty s dovoleným napětím a také v porovnání dílčích napětí v ohybu a v krutu s příslušnými hodnotami [3]. Na obr. 8.3 je vidět zatížení pláště bubnu. Ložiska jsou zasazena z části uvnitř pláště, jejich vzdálenost je tedy uvažována jako L_b a vzdálenost síly F_l od ložiska je $L_b/2$. Pevnostní kontrola je provedena dle [4].



Obr. 8.3 Zatížení pláště lanového bubnu

8.2.1 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Ohybové napětí v kritickém průřezu lanového bubnu je dáno vztahem

$$\sigma_{ob} = \frac{M_{ob}}{W_{ob}} \text{ [MPa]}, \quad (8.6)$$

kde M_{ob} je maximální ohybový moment u lanového bubnu [MPa]

W_{ob} - průřezový modul v ohyb pro lanový buben [mm^3]

Maximální ohybový moment u lanového bubnu je podle obr. 8.3 dán vztahem

$$M_{ob} = F_l \cdot \frac{L_b}{4} \text{ [Nm]} \quad (8.7)$$

$$M_{ob} = 16,26 \cdot \frac{1080}{4} = 4390,2 \text{ Nm}.$$

Průřezový modul v ohyb pro lanový buben je dán vztahem

$$W_o = 0,8 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s \text{ [mm}^3\text{]} \quad (8.8)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (613 - 19)^2 \cdot 19 = 5,363 \cdot 10^6 \text{ mm}^3.$$

Dosazením výsledných hodnot z rovnice (8.7) a (8.8) do rovnice (8.6) je spočteno ohybové napětí v kritickém průřezu lanového bubnu



$$\sigma_{ob} = \frac{4390,2 \cdot 10^3}{5,363 \cdot 10^6} = 0,82 MPa.$$

Ohybové napětí by samo o sobě nemělo být větší než $10 \div 15 MPa$. Z výsledku je patrné, že vypočítané ohybové napětí $0,82 MPa$ nepřekročilo přípustnou hodnotu napětí.

8.2.2 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

Smykové napětí v kritickém průřezu lanového bubnu je dáno vztahem

$$\tau_{kb} = \frac{M_{kb}}{W_{kb}} [MPa], \quad (8.9)$$

kde M_{kb} je maximální kroutící moment u lanového bubnu $[MPa]$

W_{kb} - průřezový modul v krutu pro lanový buben $[mm^3]$

Maximální kroutící moment u lanového bubnu je podle obr. 8.3 dán vztahem

$$M_{kb} = F_l \cdot \frac{D_b}{2} [Nm] \quad (8.10)$$

$$M_{kb} = 16,26 \cdot \frac{630}{2} = 5121,9 Nm.$$

Průřezový modul v krutu pro lanový buben je dán vztahem

$$W_{kb} = 2 \cdot W_{ob} [mm^3] \quad (8.11)$$

$$W_{kb} = 2 \cdot 5363107,2 = 1,073 \cdot 10^7 mm^3.$$

Dosazením výsledných hodnot z rovnice (8.10) a (8.11) do rovnice (8.9) je spočteno smykové napětí v kritickém průřezu lanového bubnu

$$\tau_{kb} = \frac{5121,9}{1,073 \cdot 10^7} = 4,77 \cdot 10^{-4} MPa.$$

Smykové napětí nemá překročit hodnotu $2 \div 5 MPa$. Z výsledku je patrné, že vypočítané smykové napětí $4,77 \cdot 10^{-4} MPa$ nepřekročilo přípustnou hodnotu napětí.

8.2.3 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

Vnější přetlak je způsoben sevřením pláště lanem. Buben počítáme jako tenkostěnnou nádobu. Tlakové napětí σ_{tl} vypočítáme ze vztahu

$$\sigma_{tl} = \frac{F_l}{s \cdot t} [MPa] \quad (8.12)$$



$$\sigma_{tl} = \frac{16,26 \cdot 10^3}{19 \cdot 20} = 42,79 \text{ MPa}.$$

8.2.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Redukované napětí stanovíme podle hypotézy *HMH* ze vztahu

$$\sigma_{redb} = \sqrt{\sigma_{ob}^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_{ob} \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_{kb}^2} \text{ [MPa]} \quad (8.13)$$

$$\sigma_{redb} = \sqrt{0,82^2 + 42,79^2 - 0,82 \cdot 42,79 + 3 \cdot (4,77 \cdot 10^{-4})^2} = 42,39 \text{ MPa}.$$

Redukované napětí musí být menší nebo nejvýše rovné napětí dovolenému σ_{dov} , které volíme $100 \div 110 \text{ MPa}$. Z výsledku je patrné, že vypočítané redukované napětí $42,39 \text{ MPa}$ nepřekročilo přípustnou hodnotu napětí.



9 NÁVRH A VÝPOČET KLADEK

Kladky rozeznáváme vodící a vyrovnávací. Vodící kladky slouží jen k vedení lana a kladky vyrovnávací slouží jen k vyrovnávání tahu v jednotlivých větvích lana vedeného přes kladku. Výpočet kladek lanového systému zdvihu a kladek lanového systému k protizávaží je proveden dle ČSN 27 1820.

9.1 VÝPOČET KLADEK ZDVIHU

U výpočtu kladek lanového systému zdvihu se vychází z jmenovitého průměru lana zdvihu $d_l = 17\text{mm}$.

Teoretický průměr kladky zdvihu je dán vztahem

$$D = d_l \cdot \alpha_k \text{ [mm]}, \quad (9.1)$$

kde α_k je součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky [–] podle tab. 9.1

Tab. 9.1 součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky [11]

Druh provozu	Vodící kladka	Vyrovnávací kladka
Lehký	20	14
Střední	22	15
Těžký	24	16
Velmi těžký	26	16

Z obr. 6.2 je patrné, že u lanového systému zdvihu pro jeden lanový buben jsou dvě vyrovnávací kladky, uložené v horním nosníku zakladače a jedna vodící kladka uložena v rámu základacího zařízení. Pro velmi těžký provoz a vodící kladku je $\alpha_k = 26$, pro vyrovnávací kladku je $\alpha_k = 16$.

Teoretický průměr vodící kladky zdvihu pro $\alpha_k = 26$ je dán vztahem

$$D_{vod} = d_l \cdot \alpha_k \text{ [mm]} \quad (9.2)$$

$$D_{vod} = 17 \cdot 26 = 442\text{mm}.$$

Jmenovitý průměr vodící kladky zdvihu je dán vztahem

$$D_{kvod} = D_{vod} - d_l \text{ [mm]} \quad (9.3)$$

$$D_{kvod} = 442 - 17 = 425\text{mm}.$$

Teoretický průměr vyrovnávací kladky zdvihu pro $\alpha_k = 16$ je dán vztahem

$$D_{vyr} = d_l \cdot \alpha_k \text{ [mm]} \quad (9.4)$$

$$D_{vyr} = 17 \cdot 16 = 272\text{mm}.$$



Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky zdvihu je dán vztahem

$$D_{kvyr} = D_{vyr} - d_l \text{ [mm]} \quad (9.5)$$

$$D_{kvyr} = 272 - 17 = 255 \text{ mm.}$$

Jmenovitý průměr všech kladek zdvihu D_k (vyrovnávací i vodící) je zvolen na základě výběru z normalizované řady a doporučení firmou SSI Schaefer $D_k = 500 \text{ mm}$. Každé zvětšení průměru kladky prodlužuje životnost lana.

9.2 VÝPOČET KLADEK K PROTIZÁVAŽÍ

U výpočtu kladek lanového systému k protizávaží se vychází z jmenovitého průměru lana k protizávaží $d_p = 10 \text{ mm}$.

Teoretický průměr kladky k protizávaží je dán vztahem

$$D_p = d_p \cdot \alpha_k \text{ [mm]}, \quad (9.6)$$

kde α_k je součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky [–] podle tab. 9.1

Z obr. 6.2 je patrné, že u lanového systému k protizávaží jsou pouze vyrovnávací kladky uložené v horním nosníku zakladače. Pro velmi těžký provoz a vyrovnávací kladku je podle tab. 9.1 $\alpha_k = 16$.

$$D_p = 10 \cdot 16 = 160 \text{ mm.}$$

Jmenovitý průměr kladky k protizávaží je dán vztahem

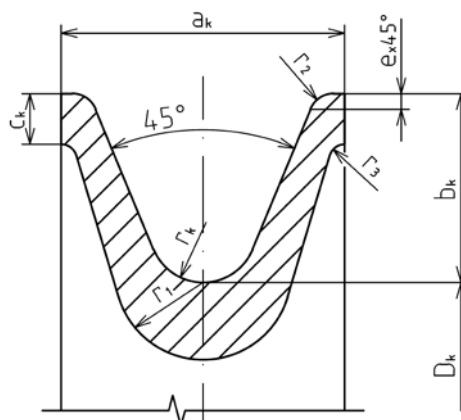
$$D_{kp} = D_p - d_p \text{ [mm]} \quad (9.7)$$

$$D_{kp} = 160 - 10 = 150 \text{ mm.}$$

Jmenovitý průměr všech kladek k protizávaží D_{kp} je zvolen na základě výběru z normalizované řady a doporučení firmou SSI Schaefer $D_{kp} = 250 \text{ mm}$.

9.3 NÁVRH KLADEK

Všechny kladky zdvihu i kladky k protizávaží budou zhotoveny z lité oceli 42 2652.1. Tvar věnce i profilu žlábků kladky je vidět na obr. 9.1. Příslušné rozměry věnce i profilu drážky pro kladky zdvihu a kladky k protizávaží jsou uvedeny v tab. 9.1.



Obr. 9.1 Tvar a rozměry věnce i profilu drážky kladky

Tab. 9.1 Rozměry profilu věnce i žlábků odlitých kladek

Průměr lana [mm]	Rozměry [mm]							
	r_k	a_k	b_k	c_k	e	r_1	r_2	r_3
10	6	32	22	7	0,5	10	2,5	2
17	9,5	50	32	9	1	16	4	3,5

 r_k - poloměr zaoblení drážky kladky [mm] a_k - šířka kladky [mm] b_k - hloubka drážky kladky [mm] c_k - výška čela kladky [mm] e - zkosení hran kladky [mm] r_1 - poloměr zaoblení 1 u kladky [mm] r_2 - poloměr zaoblení 2 u kladky [mm] r_3 - poloměr zaoblení 3 u kladky [mm]



10 NÁVRH POHONŮ ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Zařízení pro pohon zdvihu se skládá z elektromotoru, převodovky, brzdy a frekvenčního měniče. Elektromotory zdvihu budou trojfázové asynchronní motory. Požadavkem firmy Schaefer je použití pohonu s kuželočelní převodovkou v patkovém provedení a s výstupním dutým hřídelem, zároveň má být hodnota provozního faktoru $f_B > 2$. Provozní faktor udává dynamickou únosnost převodovky vůči instalovanému motoru. U dvouslopového regálového zakladače je v této práci zdvih zajištěn dvojicí pohonů. Jeden pohonný komplet pracuje jako řídicí a druhý jako řízený, jejich vzájemná synchronizace je řešena elektrickou hřídelí.

10.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU MOTORU

Výpočet potřebného výkonu motoru je proveden pro pohon jednoho navijáku, jelikož u obou pohonů jsou použity identické převodovky se stejnými převodovými poměry a jmenovité výkony motorů a měničů jsou rovněž totožné. Výpočet je proveden podle literatury [4].

Celková mechanická účinnost je dána součinem dílčích účinností

$$\eta_c = \eta \cdot \eta_b \cdot \eta_p [-], \quad (10.1)$$

kde η_b je účinnost lanového bubnu [-]

η_p - účinnost převodovky [-].

Při uložení bubnu na valivých ložiskách dle [4] je $\eta_b = 0,96$. Účinnost převodovky je dána výrobcem, pro kuželočelní převodovku dle [32] je $\eta_p = 0,96$.

$$\eta_c = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,89.$$

Pro návrh pohonu je třeba dále určit otáčky lanového bubnu n_b z rovnice

$$n_b = \frac{i_k \cdot v}{\pi \cdot D_b} [s^{-1}] \quad (10.2)$$

$$n_b = \frac{2 \cdot 1,2}{\pi \cdot 0,63} = 1,21 s^{-1}.$$

Potřebný výkon P_m zvedacího motoru při ustálené rychlosti se vypočítá z rovnice

$$P_m = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot v}{\eta_c} [kW], \quad (10.3)$$

kde v je rychlost zdvihu, ze zadání $v = 1,2 m s^{-1}$

$$P_m = \frac{(1,25 + 1,9) \cdot 9,81 \cdot 1,2}{0,89} = 41,66 kW.$$



10.2 VOLBA PŘEVODOVÉHO MOTORU

Ve spolupráci s firmami SEW-EURODRIVE a NORD byl pro srovnání od každé z firem vybrán jeden převodový motor. Technické parametry navržených převodových motorů jsou vidět v tab. 10.1. Při volbě převodového motoru vycházíme z potřebného výkonu, otáček lanového bubnu a požadavků zadavatele.

Tab. 10.1 Parametry převodových motorů [34], [35]

Typ převodového motoru	P_m [kW]	$n_{výst}$ [min ⁻¹]	n_m [min ⁻¹]	M_{am} [Nm]	i_p [—]	f_B [—]	m_m [kg]
SEW KA 127 DRS 225 M4 BE32	45	70	1480,5	6130	21,15	2,1	690
NORD SK 9082.1 255 M/4 BRE400	45	73	1471,68	5887	20,16	2,2	831

P_m - výkon motoru [kW]

$n_{výst}$ - výstupní otáčky [min⁻¹]

n_m - otáčky motoru [min⁻¹]

M_{am} - krouticí moment motoru [Nm]

i_p - převodový poměr [—]

f_B - provozní faktor [—]

m_m - hmotnost převodového motoru [kg].

Pro pohon zdvihu je nakonec jako vhodnější vybrán převodový motor firmy SEW-EURODRIVE z důvodu nižší hmotnosti motoru a lepšího servisu, který firma SEW poskytuje. Navrženým motorem je tedy čtyřpólový asynchronní motor DRS 225M4 s kuželočelní převodovkou KA 127 a brzdou BE32. Patková kuželočelní převodovka s motorem je uložena na hřídeli bubnu a krouticí moment je zachycen momentovou pákou.

Součástí pohonu zdvihu je frekvenční měnič MDX61B o výkonu 90kW. Umožňuje plynulou regulaci otáček do 87Hz s konstantním momentem. Frekvenční měnič zajišťuje také plynulejší rozjezd a lepší přesnost zastavování. Pohony jsou tak lépe regulovány a při dojíždění na pozici je při dané pomalé rychlosti provozujeme na vyšší frekvenci.

Synchronizace pohonů dvojice navijáků bude zajištěna polohovou vazbou. Řízený frekvenční měnič musí být opatřen doplňkovou kartou pro synchronní chod DRS11B.

Samotná regulace frekvenčními měniči a jejich synchronizace vyžaduje přímou podporu ze strany dodavatele, který pak garantuje funkčnost na základě zadání. Vzhledem k předpokládanému průtahu lan v závislosti na délce a zátěži je nutné dále snímat polohu základacího zařízení externími snímači polohy.

10.3 KONTROLA ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

Skutečná zdvíhací rychlost se může lišit od požadované hodnoty podle [4] o $\pm 6\%$. Skutečná rychlost zdvihu je dána vztahem



$$v_s = \frac{\pi \cdot n_{výst} \cdot D_b}{i_k} [ms^{-1}], \quad (10.4)$$

kde $n_{výst}$ jsou výstupní otáčky [min^{-1}], z tabulky 10.1 je $n_{výst} = 70 min^{-1} = 1,17 s^{-1}$

$$v_s = \frac{\pi \cdot 1,17 \cdot 0,63}{2} = 1,15 ms^{-1}.$$

Skutečná zdvihadí rychlost v_s se od požadované rychlosti v liší o 3,8%. Tato hodnota spadá do povolené 6% odchylky.

10.4 KONTROLA MOTORU NA ROZBĚH

Při zvedací rychlosti $v > 0,8 ms^{-1}$ se musí zvolený motor kontrolovat na momentovou přetížitelnost. Motor při rozběhu musí překonávat statický moment břemena, zrychlující moment posouvajících se hmot a zrychlující moment rotujících hmot, vše včetně pasivních odporů, jejichž vliv vyjádříme účinnostmi [5]. Rozběhový moment motoru je dán vztahem

$$M_{roz} = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_k \cdot i_p \cdot \eta_c} \cdot \left(1 + \frac{v_s}{g \cdot t_a}\right) + \beta \cdot \frac{J_{Mot} \cdot n_m}{375 \cdot t_a} [Nm], \quad (10.3)$$

kde i_p je převodový poměr [–]

β - součinitel zohledňující vliv ostatních rotačních hmot při rozběhu [–]

J_{Mot} - moment setrvačnosti rotoru motoru [$kg \cdot m^{-2}$]

t_a - doba rozběhu [s].

Z tabulky 10.1 je $i_p = 21,15$. Součinitel zohledňující vliv ostatních rotačních hmot při rozběhu je podle literatury [5] zvolen $\beta = 1,3$. Hodnotu momentu setrvačnosti udává výrobce, dle [33] je $J_{Mot} = 0,343 kg \cdot m^{-2}$. Doba rozběhu podle literatury [5] zvolena $t_a = 2s$.

$$M_{roz} = \frac{(1250 + 1900) \cdot 9,81 \cdot 0,63}{2 \cdot 2 \cdot 21,15 \cdot 0,89} \cdot \left(1 + \frac{1,15}{9,81 \cdot 2}\right) + 1,3 \cdot \frac{0,343 \cdot 1480,5}{375 \cdot 2} = 274,59 Nm.$$

Součinitel středního spouštěcího momentu je dán vztahem

$$\kappa = \frac{\xi + 1,1}{2} [-], \quad (10.4)$$

kde ξ je součinitel momentové přetížitelnosti. Hodnotu udává výrobce, dle [33] je $\xi = 2,5$

$$\kappa = \frac{2,5 + 1,1}{2} = 1,8.$$



Nominální moment motoru při jmenovitém výkonu musí být z hlediska momentové přetížitelnosti

$$M_n [Nm] \geq \frac{M_{roz}}{\kappa} [Nm] \quad (10.5)$$

$$M_n \geq \frac{274,59}{1,8}$$

$$290Nm \geq 152,55Nm$$

Z výsledku je patrné, že navržený motor vyhovuje.

11 NÁVRH OSY POD KLADKOU ZDVIHU

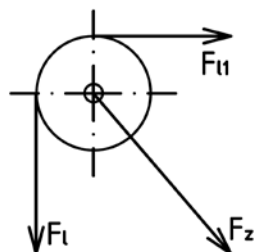
Všechny osy pod kladkami zdvihu uložené v horním nosníku regálového zakladače, jedná se tedy o čtyři osy, jsou totožné. Kontrolní výpočet bude proto proveden pouze u jedné osy a to u té s největším radiálním zatížením. Na výrobu os bude použita nelegovaná konstrukční ocel k zušlechťování a povrchovému kalení 12 050. Podle normy ČSN 41 2050, pro tyče válcované za tepla o průměru přes 40 do 100mm jsou mechanické vlastnosti této oceli:

mez kluzu $R_{e_z} = 305 \text{ MPa}$,

mez pevnosti v tahu $R_{m_z} = 530 \text{ MPa}$.

Osa pod kladkou zdvihu je namáhána od radiální síly na ohyb a na smyk. Smykové namáhání od posouvajících sil není v dalších výpočtech zahrnuto. Osa je kontrolována v místě největšího ohybového momentu, na obr. 11.2 označeném jako B_z a v místě přechodu z průměru 80mm na 90mm, označeném na obr. 11.2 jako C_z .

Nejprve je třeba provést výpočet radiální síly, na obr. 11.1 je vidět rozložení sil působících na osu pod kladkou zdvihu.



Obr. 11.1 Zatížení osy pod kladkou zdvihu

Výsledná síla zatěžující osu kladky zdvihu je dána vztahem

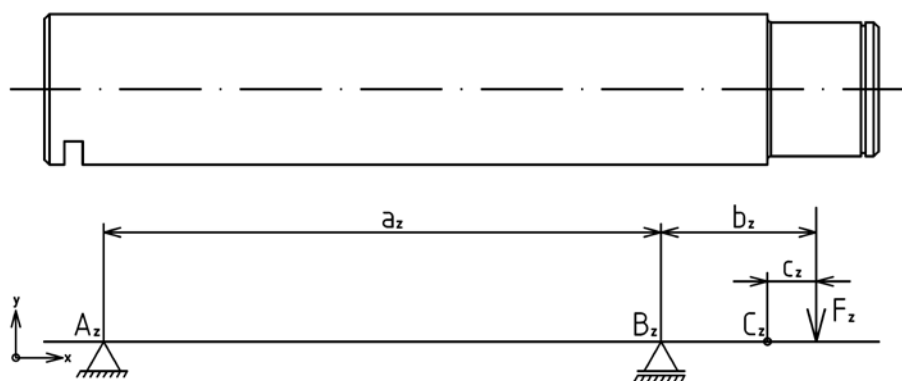
$$F_z = \sqrt{F_{l1}^2 + F_l^2} \text{ [kN]}, \quad (11.1)$$

kde F_{l1} a F_l jsou síly v laně [kN] vypočítané v kap. 7.2

$$F_z = \sqrt{15,93^2 + 16,26^2}$$

$$F_z = 22,76 \text{ kN}.$$

Na obr. 11.2 je znázorněno uložení osy pod kladkou zdvihu se zatěžující silou F_z a potřebnými rozměry, jejich hodnoty jsou uvedeny v tab. 11.1.

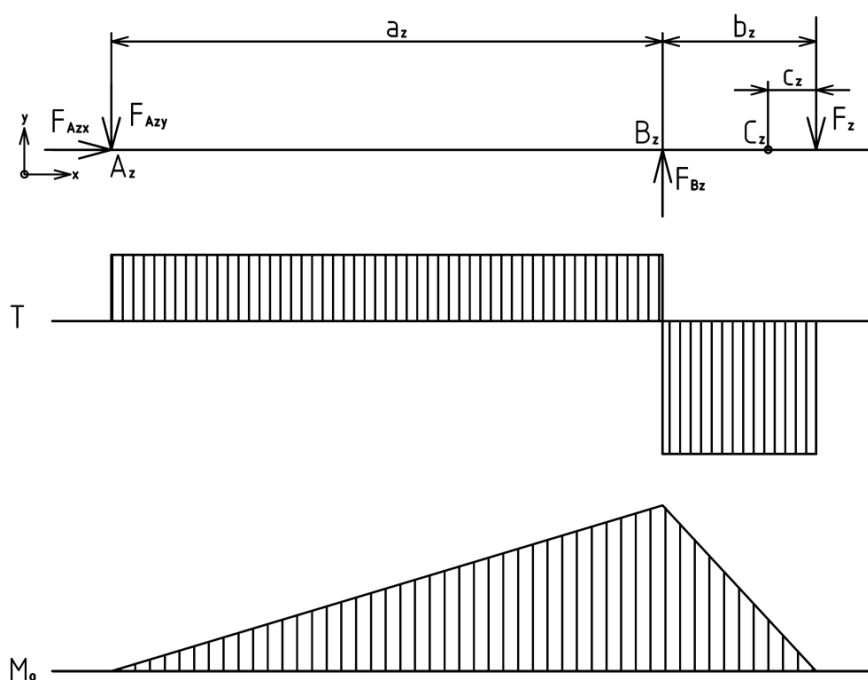


Obr. 11.2 Uložení osy pod kladkou zdvihu

Tab. 11.1 Rozměry z obr. 11.2

a_z [mm]	b_z [mm]	c_z [mm]
333	92,65	29,15

Na obr. 11.3 je znázorněno úplné uvolnění osy pod kladkou zdvihu, posouvající síly T a ohybový moment M_o .



Obr. 11.3 Uvolněná soustava s průběhem posouvajících sil a ohybového momentu



11.1 REAKCE V PODPORÁCH

Při výpočtu vycházíme z obr. 11.3. Silová rovnováha v ose x je dána vztahem

$$\sum F_x = 0 \text{ [kN]} \quad (11.2)$$

z toho vyplývá, že $F_{A_zx} = 0 \text{ kN}$.

Silová rovnováha v ose y je dána vztahem

$$\sum F_y = 0 \text{ [kN]} \quad (11.3)$$

$$-F_z + F_{B_z} - F_{A_zx} = 0$$

$$F_{A_zy} = F_{B_z} - F_z \text{ [kN]} \quad (11.4)$$

kde F_{A_zy} je reakce od síly F_z v podpoře A_z [kN]

F_{B_z} - reakce od síly F_z v podpoře B_z [kN].

Pro určení velikosti síly F_{A_zy} nejprve musíme určit velikost síly F_{B_z} z momentové rovnováhy. Momentová rovnováha k bodu A_z je dána vztahem

$$\sum M_{oA_z} = 0 \text{ [Nm]} \quad (11.5)$$

$$F_z \cdot (b_z + a_z) - F_{B_z} \cdot a_z = 0$$

$$F_{B_z} = \frac{F_z \cdot (b_z + a_z)}{a_z} \text{ [kN]}, \quad (11.6)$$

kde a_z je vzdálenost mezi podporami u osy pod kladkou zdvihu [mm]

b_z - vzdálenost síly F_z od podpory B_z [mm]

$$F_{B_z} = \frac{22,76 \cdot (92,65 + 333)}{333} = 29,09 \text{ kN}.$$

Sílu F_{B_z} dosadíme do rovnice (11.4)

$$F_{A_zy} = F_{B_z} - F_z$$

$$F_{A_zy} = 29,09 - 22,76 = 6,33 \text{ kN}.$$



11.2 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU

Dále je proveden výpočet maximálního ohybového momentu v průřezu B_z a C_z . Při výpočtu vycházíme z obr. 11.3.

Maximální ohybový moment v místě B_z je dán vztahem

$$M_{oB_z} = F_z \cdot b_z \text{ [Nm]} \quad (11.7)$$

$$M_{oB_z} = 22,76 \cdot 92,65 = 2108,71 \text{ Nm.}$$

Maximální ohybový moment v místě C_z je dán vztahem

$$M_{oC_z} = F_z \cdot c_z \text{ [Nm]}, \quad (11.8)$$

kde c_z je vzdálenost síly F_z od místa C_z [mm]

$$M_{oC_z} = 22,76 \cdot 29,15 = 663,45 \text{ Nm.}$$

11.3 NAPĚTÍ V OHYBU

Napětí v ohybu je dáno vztahem

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \text{ [MPa]}, \quad (11.9)$$

kde M_o je ohybový moment [Nm]

W_o - průřezový modul v ohybu [mm^3], pro kruhový průřez je dán vztahem

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]}, \quad (11.10)$$

kde d je průměr osy v řešeném místě [mm].

Průřezový modul v místě B_z , kde za d dosadíme velikost průměru osy mezi podporami $d_{B_z} = 90 \text{ mm}$ je tedy

$$W_{oB_z} = \frac{\pi \cdot d_{B_z}^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (11.11)$$

$$W_{oB_z} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71569,41 \text{ mm}^3.$$

Průřezový modul v místě C_z , kde za d dosadíme velikost průměru osy pod ložiskem kladky $d_{C_z} = 80 \text{ mm}$

$$W_{oC_z} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50265,48 \text{ mm}^3$$



Napětí v ohybu v průřezu B_z

$$\sigma_{oB_z} = \frac{M_{oB_z}}{W_{oB_z}} [MPa] \quad (11.12)$$

$$\sigma_{oB_z} = \frac{2108,71 \cdot 10^3}{71569,41} = 29,46 MPa.$$

Napětí v ohybu v průřezu C_z s vrubem

$$\sigma_{oC_z} = \alpha_{C_z} \cdot \frac{M_{oC_z}}{W_{oC_z}} [MPa], \quad (11.13)$$

kde α_{C_z} je součinitel tvaru [–], volen z grafu pro prut kruhového průřezu s osazením namáhaný ohybem [6], $\alpha_{C_z} = 2,4$

$$\sigma_{oC_z} = 2,4 \cdot \frac{663,45 \cdot 10^3}{50265,48} = 31,68 MPa.$$

V místě C_z je nejvyšší napětí v ohybu, proto je dále provedeno posouzení k meznímu stavu pružnosti pouze v tomto místě.

11.4 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti je vyjádřen jako

$$k_{kC_z} = \frac{R_{e_z}}{\sigma_{oC_z}} [-] \quad (11.14)$$

$$k_{kC_z} = \frac{305}{31,68} = 9,63$$

Tato hodnota ukazuje, že v místě C_z nebude docházet ke vzniku žádných lokálních plastických deformací.

11.5 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Osa pod kladkou je zatěžována střídajícími se maximy a minimy zátěžné síly, přičemž tvar harmonického průběhu není podstatný. Hodnoty síly odpovídající těmto extrémům využijeme pro popis silového cyklu. Maximální hodnota síly v cyklu je F_z a minimální síla v cyklu je F_{zmin} .

Pro další výpočty je nutné nejprve určit velikost síly F_{zmin} . Jedná se o radiální sílu zatěžující osu pod kladkou zdvihu při prázdném zakládacím zařízení. Sílu F_{zmin} vypočítáme z rovnice (11.1), jen za velikosti sil v laně F_{l1} a F_l je třeba dosadit jejich velikosti při prázdném zakládacím jednotce.



Výsledná síla zatěžující osu kladky zdvihu při prázdném zakládacím zařízení je dána vztahem

$$F_{zmin} = \sqrt{F_{l1min}^2 + F_{lmin}^2} \text{ [kN]}, \quad (11.15)$$

kde $F_{l1min} = 9,61 \text{ kN}$ a $F_{lmin} = 9,81 \text{ kN}$

$$F_{zmin} = \sqrt{9,61^2 + 9,81^2} = 13,73 \text{ kN}.$$

Posouzení k meznímu stavu únavové pevnosti je provedeno opět pouze v místě C_z . Tedy v nejnebezpečnějším místě na ose pod kladkou zdvihu. Silový cyklus můžeme charakterizovat následovně.

Střední hodnota síly je dána vztahem

$$F_{mz} = \frac{F_z + F_{zmin}}{2} \text{ [kN]} \quad (11.16)$$

$$F_{mz} = \frac{22,76 + 13,73}{2} = 18,25 \text{ kN}.$$

Amplituda síly je dána vztahem

$$F_a = \frac{F_z - F_{zmin}}{2} \text{ [kN]} \quad (11.17)$$

$$F_a = \frac{22,76 - 13,73}{2} = 4,52 \text{ kN}.$$

Střední napětí je pro obecný cyklus zatěžování dáno vztahem

$$\sigma_m = \frac{F_{mz} \cdot c_z}{W_{oc}} \text{ [MPa]} \quad (11.18)$$

$$\sigma_m = \frac{18,25 \cdot 10^3 \cdot 29,15}{50265,48} = 10,58 \text{ MPa}.$$

Amplituda napětí je pro obecný cyklus zatěžování dána vztahem

$$\sigma_a = \frac{F_a \cdot c_z}{W_{oc}} \text{ [MPa]} \quad (11.19)$$

$$\sigma_a = \frac{4,52 \cdot 10^3 \cdot 29,15}{50265,48} = 2,62 \text{ MPa}.$$

Mez únavy reálné součásti (bez vrubu) při střídavém ohybu je dána vztahem [8]

$$\sigma'_{co} = \sigma_{co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \text{ [MPa]}, \quad (11.20)$$

kde σ_{co} je mez únavy zkušební vzorku [MPa]



k_a - součinitel vlivu jakosti povrchu [–]

k_b - součinitel vlivu velikosti tělesa [–]

k_c - součinitel vlivu způsobu zatěžování [–]

k_d - součinitel vlivu teploty [–]

k_e - součinitel spolehlivosti [–]

k_f - součinitel zahrnující další vlivy [–].

Mez únavy zkušebního vzorku je dána vztahem

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_{m_z} [MPa], \quad (11.21)$$

kde R_{m_z} je minimální hodnota meze pevnosti v tahu [MPa]

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot 530 = 267,12 MPa.$$

Všechny součinitele korigující mez únavy reálné součásti jsou voleny dle [8]

Součinitel vlivu jakosti povrchu

$$k_a = a_a \cdot R_{m_z}^b [–], \quad (11.22)$$

kde a_a, b jsou parametry volené dle [8]

$$a_a = 1,58; b = -0,085$$

$$k_a = 1,58 \cdot 530^{-0,085} = 0,927.$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa

$$k_b = \left(\frac{0,37 \cdot d_{cz}}{7,62} \right)^{-0,107} \quad (11.23)$$

$$k_b = \left(\frac{0,37 \cdot 80}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,865.$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování

Pro ohyb je $k_c = 1$.

Součinitel vlivu teploty

$$k_d = 1.$$

Součinitel spolehlivosti



$$k_e = 0,753.$$

Součinitel k_f zahrnující další vlivy

Ostatní vlivy snižující mez únavy jsou zanedbány

$$k_f = 1.$$

Výpočet meze únavy reálné součásti při střídavém ohybu

$$\sigma'_{co} = \sigma_{co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

$$\sigma'_{co} = 267,12 \cdot 0,927 \cdot 0,865 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 1 = 161,29 \text{ MPa}.$$

Dále je třeba zohlednit vrubovou citlivost, různé materiály jsou při cyklickém namáhání různě citlivé na přítomnost vrubu. Součinitel vrubu je dán vztahem

$$\beta_\sigma = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} [-] \quad (11.24)$$

kde α je součinitel tvaru $[-]$, volen z grafu pro prut kruhového průřezu s osazením namáhaný ohybem [6], $\alpha = 2,4$

r - poloměr vrubu $[mm]$, $r = 2mm$

$\sqrt{a}$ - Neuberova konstanta $[mm^{-1/2}]$.

U ocelí s $R_{m_z} [MPa]$ můžeme pro přibližný výpočet Neuberovy konstanty použít následující polynomičnou rovnici.

$$\begin{aligned} \sqrt{a} = & 1,238\,788 - 0,244\,979 \cdot 10^{-2} R_{m_z} + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} R_{m_z}^2 + \\ & -0,410\,477 \cdot 10^{-9} R_{m_z}^3 [mm^{-1/2}] \end{aligned} \quad (11.25)$$

$$\sqrt{a} = 1,238\,788 - 0,244\,979 \cdot 10^{-2} 530 + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} 530^2 - 0,410\,477 \cdot 10^{-9} 530^3$$

$$\sqrt{a} = 0,43 mm^{-1/2}.$$

Výpočet součinitele vrubu

$$\beta_\sigma = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$$\beta_\sigma = 1 + \frac{2,4 - 1}{1 + \frac{0,43}{\sqrt{2}}} = 2,1.$$

Mez únavy reálné součásti s vrubem při střídavém ohybu je dána vztahem



$$\sigma_c^* = \frac{\sigma'_{co}}{\beta_\sigma} [MPa] \quad (11.26)$$

$$\sigma_c^* = \frac{161,29}{2,1} = 76,8 MPa.$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti podle Goodmanova kritéria je vyjádřen jako

$$\frac{1}{k_u} = \frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{R_m} [-], \quad (11.27)$$

kde σ_a je amplituda napětí [MPa]

σ_m - střední napětí [MPa]

R_m - mez pevnosti v tahu [MPa]

Výpočet součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti

$$k_{uo} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{R_{m_z}}} \quad (11.28)$$

$$k_{uo} = \frac{1}{\frac{2,62}{76,8} + \frac{10,58}{530}} = 18,5.$$

Tato hodnota ukazuje neomezenou životnost při cyklickém zatěžování. Avšak prvořadým důvodem vzniku mezního stavu bude mezní stav pružnosti. Důvodem této skutečnosti je, že amplituda napětí σ_a pulzujícího cyklu je malá vůči střední hodnotě napětí σ_m .

12 NÁVRH OSY POD KLADKOU K PROTIZÁVAŽÍ

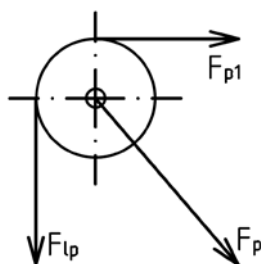
Všechny osy pod kladkami k protizávaží uložené v horním nosníku regálového zakladače, jedná se tedy o čtyři osy, jsou totožné. Kontrolní výpočet bude proto proveden pouze u jedné osy. Na výrobu os bude použita nelegovaná konstrukční ocel k zušlechťování a povrchovému kalení 12 050. Podle normy ČSN 41 2050, pro tyče válcované za tepla o průměru přes 14 do 40mm jsou mechanické vlastnosti této oceli:

mez kluzu $R_{ep} = 305 \text{ MPa}$,

mez pevnosti v tahu $R_{mp} = 530 \text{ MPa}$.

Osa pod kladkou k protizávaží je namáhána od radiální síly na ohyb a na smyk. Smykové namáhání od posouvajících sil není v dalších výpočtech zahrnuto. Osa je kontrolována v místě největšího ohybového momentu, jeho průběh je vidět na (Obr. 12.3) .

Tak jako v případě návrhu osy pod kladkou zdvihu, tak i zde je nejprve třeba provést výpočet radiální síly, na (Obr. 12.1) je vidět rozložení sil působících na osu pod kladkou k protizávaží.



Obr. 12.1 Zatížení osy pod kladkou k protizávaží

Výsledná síla zatěžující osu kladky k protizávaží je dána vztahem

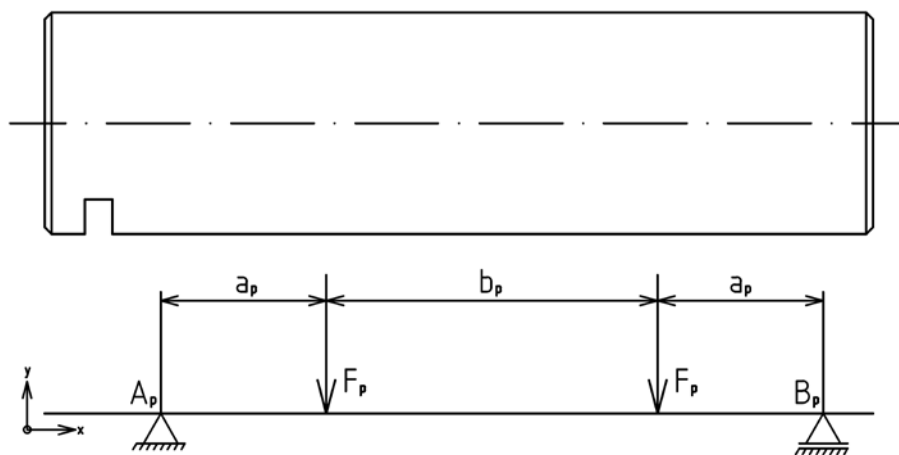
$$F_p = \sqrt{F_{p1}^2 + F_{lp}^2} \text{ [kN]}, \quad (12.1)$$

kde F_{p1} a F_{lp} jsou síly v laně k protizávaží [kN] vypočítané v kap. 7.2

$$F_p = \sqrt{12,01^2 + 12,26^2}$$

$$F_p = 17,16 \text{ kN}.$$

Na obr. 12.2 je znázorněno uložení osy pod kladkou k protizávaží se zatěžující silou F_p a potřebnými rozměry, jejich hodnoty jsou uvedeny v tab. 12.1.

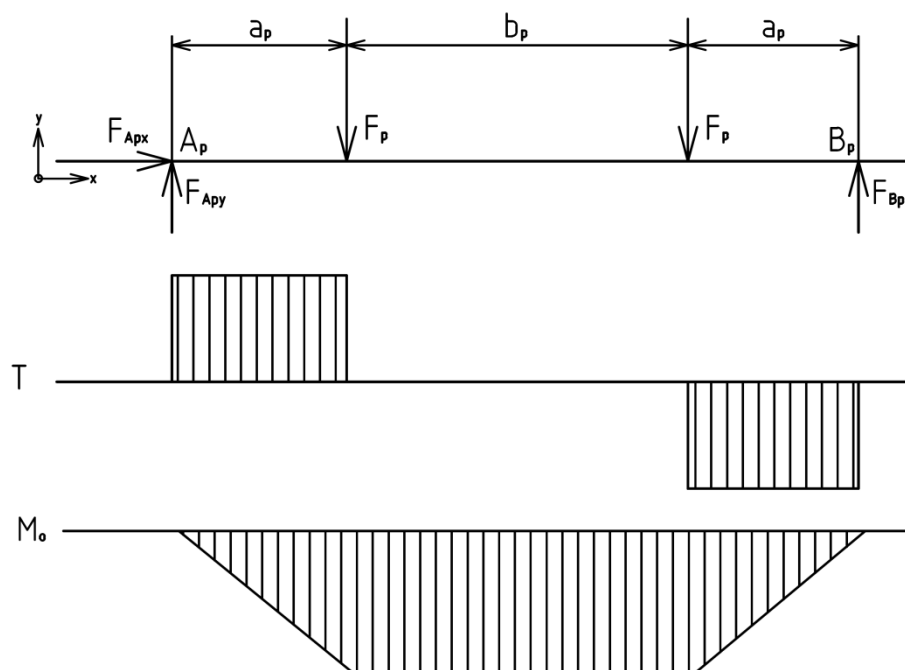


Obr. 12.2 Uložení osy pod kladkou k protizávaží

Tab. 12.1 Rozměry z obr. 12.2

a_p [mm]	b_p [mm]
24	48

Na obr. 12.3 je znázorněno úplné uvolnění osy pod kladkou k protizávaží, posouvající síly T a ohybový moment M_o .



Obr. 12.3 Uvolněná soustava s průběhem posouvajících sil a ohybového momentu



12.1 REAKCE V PODPORÁCH

Při výpočtu vycházíme z obr. 12.3. Silová rovnováha v ose x je dána rovnicí (11.2) z toho vyplývá, že $F_{A_p x} = 0 \text{ kN}$.

Silová rovnováha v ose y je dána rovnicí (11.3), podle obr. 12.3 je tedy

$$F_{A_p y} - 2 \cdot F_p + F_{B_p} = 0 \text{ [kN]}$$

$$F_{A_p y} = 2 \cdot F_p - F_{B_p} \text{ [kN]}, \quad (12.2)$$

kde $F_{A_p y}$ je reakce od síly F_p v podpoře A_p [kN]

F_{B_p} - reakce od síly F_p v podpoře B_p [kN].

Pro určení velikosti síly $F_{A_p y}$ nejprve musíme určit velikost síly F_{B_p} z momentové rovnováhy. Momentová rovnováha k bodu A_p je dána rovnicí (11.5), z obr. 12.3 vyplývá

$$F_p \cdot a_p + F_p \cdot (a_p + b_p) - F_{B_p} \cdot (2a_p + b_p) = 0$$

$$F_{B_p} = \frac{F_p \cdot (2a_p + b_p)}{2a_p + b_p} \text{ [kN]}, \quad (12.3)$$

kde a_p je vzdálenost mezi silami F_p [mm]

b_p - vzdálenost síly F_p od podpory A_p [mm]

$$F_{B_p} = F_p = 17,16 \text{ kN}.$$

Sílu F_{B_p} dosadíme do rovnice (12.2)

$$F_{A_p y} = 2 \cdot F_p - F_p \text{ [kN]} \quad (12.4)$$

$$F_{A_p y} = F_p = 17,16 \text{ kN}.$$

12.2 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU

Dále je proveden výpočet maximálního ohybového momentu. Při výpočtu vycházíme z obr. 12.3.

Maximální ohybový moment je dán vztahem

$$M_{op} = F_p \cdot a_p \text{ [Nm]} \quad (12.5)$$

$$M_{op} = 17,16 \cdot 24 = 414,84 \text{ Nm}.$$



12.3 NAPĚTÍ V OHYBU

Průřezový modul vypočítáme podle rovnice (11.10), kde za d dosadíme velikost průměru osy k protizávaží $d_{op} = 40mm$

$$W_{op} = \frac{\pi \cdot d_{op}^3}{32} [mm^3] \quad (12.6)$$

$$W_{op} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283,19mm^3$$

Do rovnice (11.9) dosadíme odpovídající hodnoty momentu v ohybu a průřezového modulu pro osu pod kladkou k protizávaží

$$\sigma_{op} = \frac{M_{op}}{W_{op}} [MPa] \quad (12.7)$$

$$\sigma_{op} = \frac{414,84 \cdot 10^3}{6283,19} = 66,02MPa.$$

12.4 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti je vyjádřen jako

$$k_{kp} = \frac{R_{ep}}{\sigma_{op}} [-] \quad (12.8)$$

$$k_{kp} = \frac{305}{66,02} = 4,62.$$

Tato hodnota ukazuje, že u osy pod kladkou k protizávaží nebude docházet ke vzniku žádných plastických deformací.

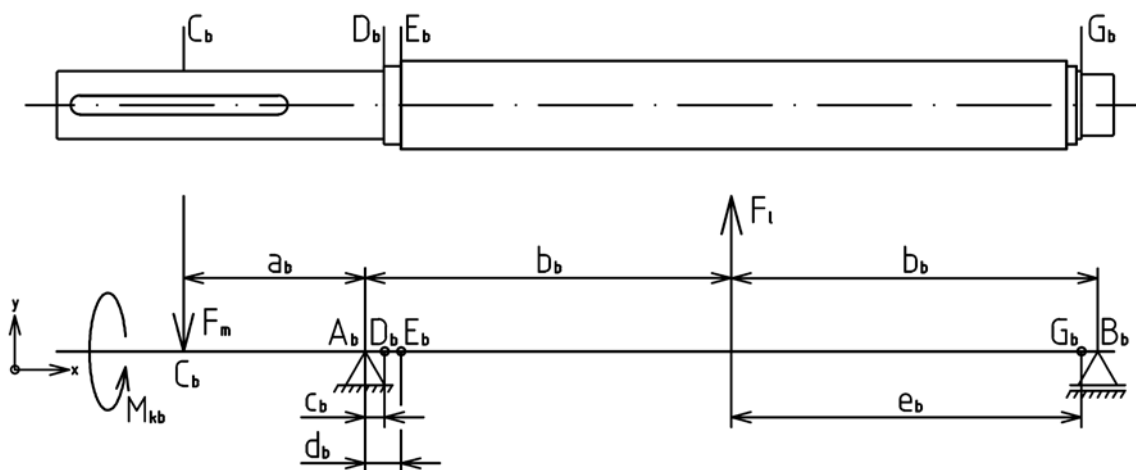
13 NÁVRH HŘÍDELE BUBNU

Na výrobu hřídele bubnu bude použita nelegovaná konstrukční jemnozrnná jakostní ocel vhodná ke svařování 11 503. Podle normy ČSN 41 1503, pro tyče válcované za tepla o průměru přes 100 do 130mm jsou mechanické vlastnosti této oceli:

mez kluzu $R_{e_b} = 295 \text{ MPa}$,

mez pevnosti v tahu $R_{m_b} = 470 \text{ MPa}$.

Hřídel bubnu je namáhána od radiální síly na ohyb a na smyk. Dále je namáhána od kroutícího momentu mezi převodovkou a lanovým bubnem. Smykové namáhání od posouvajících sil není v dalších výpočtech zahrnuto. Hřídel je kontrolována v průřezu oslabeném drážkou pro pero, na obr. 13.1 označeném jako C_b . Dále v průřezích D_b , E_b a G_b , tedy v místech s vrubem. V místě maximálního ohybového momentu má hřídel největší průřez a nedochází zde k žádné koncentraci napětí, proto v tomto místě není kontrolována.



Obr. 13.1 Uložení hřídele bubnu

Tab. 13.1 Rozměry z obr. 13.1

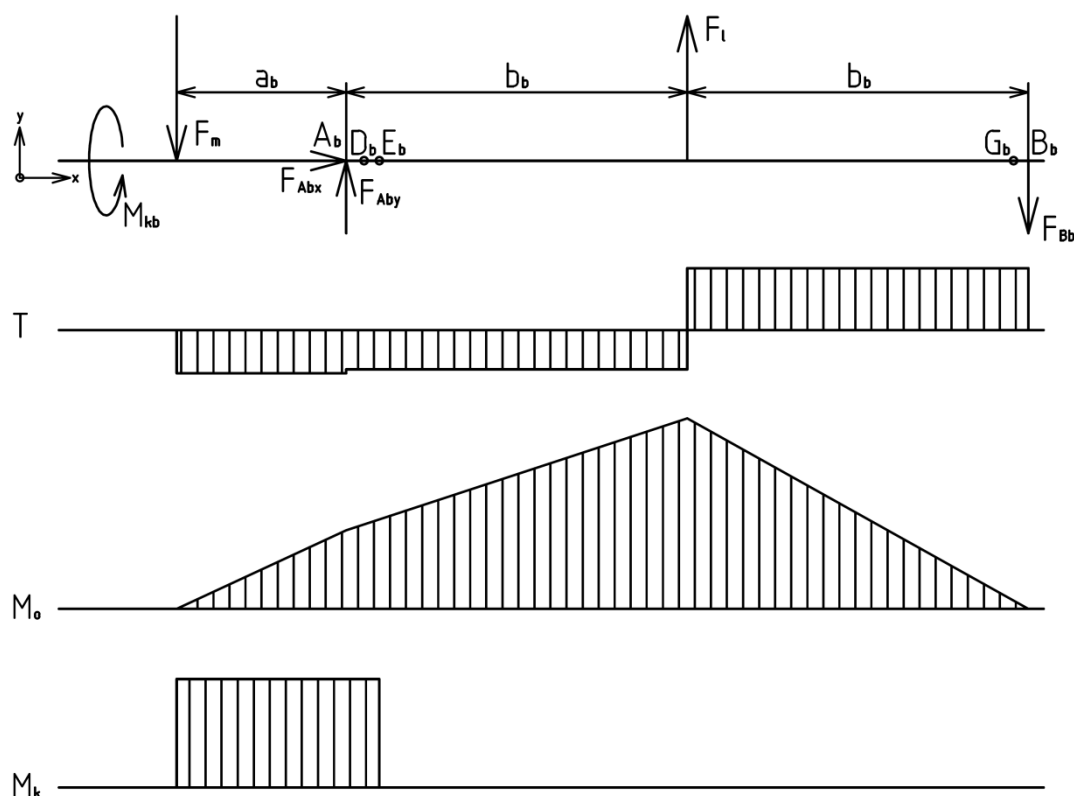
a_b [mm]	b_b [mm]	c_b [mm]	d_b [mm]
268	540	27,5	52,5

Síla působící na hřídel bubnu od hmotnosti motoru je dána vztahem

$$F_m = m_m \cdot g \text{ [kN]} \quad (13.1)$$

$$F_m = 690 \cdot 9,81 = 6,77 \text{ kN}$$

Na obr. 13.1 je znázorněno úplné uvolnění hřídele bubnu, posouvající síly T , ohybový moment M_o a kroutící moment M_k .



Obr. 13.2 Uvolněná soustava s průběhem posouvajících sil, ohybového momentu a kroutícího momentu

13.1 REAKCE V PODPORÁCH

Při výpočtu vycházíme z obr. 13.2. Silová rovnováha v ose x je dána rovnicí (11.2) z toho vyplývá, že $F_{A_b x} = 0 \text{ kN}$.

Silová rovnováha v ose y je dána rovnicí (11.3), podle obr. 13.2 je tedy

$$-F_m + F_{A_b y} + F_l - F_{B_b} = 0 \text{ [kN]}$$

$$F_{A_b y} = F_m - F_l + F_{B_b} \text{ [kN]}, \quad (13.2)$$

kde $F_{A_b y}$ je reakce od síly F_l a F_m v podpoře A_b [kN]

F_{B_b} - reakce od síly F_l a F_m v podpoře B_b [kN].

Pro určení velikosti síly $F_{A_b y}$ nejprve musíme určit velikost síly F_{B_b} z momentové rovnováhy. Momentová rovnováha k bodu A_b je dána rovnicí (11.5), z obr. 13.2 vyplývá

$$-F_m \cdot a_b - F_l \cdot b_b + F_{B_b} \cdot (b_b + b_b) = 0$$

$$F_{B_b} = \frac{F_m \cdot a_b + F_l \cdot b_b}{b_b + b_b} \text{ [kN]}, \quad (13.3)$$



kde a_b je vzdálenost síly F_m od podpory A_b [mm]
 b_b - vzdálenost síly F_l od podpory A_b [mm]

$$F_{B_b} = \frac{6,77 \cdot 268 + 16,26 \cdot 540}{540 + 540} = 9,8 \text{ kN.}$$

Sílu F_{B_b} dosadíme do rovnice (13.2)

$$F_{A_b y} = F_m - F_l + F_{B_b}$$

$$F_{A_b y} = 6,77 - 16,26 + 9,8 = 0,32 \text{ kN.}$$

13.2 VÝPOČET NAPĚTÍ V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH

Průřez C_b

Průřezový modul v krutu pro kruhový průřez místě C_b je dán vztahem

$$W_{kC_b} = \frac{\pi \cdot d_{C_b}^3}{16} [\text{mm}^3], \quad (13.4)$$

kde d_{C_b} je průměr hřídele bubnu v průřezu C_b [mm], $d_{C_b} = 90 \text{ mm}$

$$W_{kC_b} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} = 143138,82 \text{ mm}^3.$$

Napětí v krutu v průřezu C_b je dáno vztahem

$$\tau_{kC_b} = \alpha_{kC_b} \cdot \frac{M_{kb}}{W_{kC_b}} [\text{MPa}], \quad (13.5)$$

kde α_{kC_b} je součinitel tvaru v rohu drážky pro pero [–]

M_{kb} - kroutící moment u lanového bubnu [Nm], vypočítaný v kapitole 8.2.2.

U drážky pro pero při namáhání krutem lze určit součinitel tvaru v rohu drážky dle [6] ze vztahu

$$\alpha_{kC_b} = 2 + 0,05 \cdot \frac{b_d}{r_d} [–], \quad (13.6)$$

kde b_d je šířka drážky [mm], $b_d = 28 \text{ mm}$

r_d - poloměr drážky [mm], $r_d = 1 \text{ mm}$

$$\alpha_{kC_b} = 2 + 0,05 \cdot \frac{28}{1} = 3,4$$

$$\tau_{kC_b} = 3,4 \cdot \frac{5121,9 \cdot 10^3}{143138,82} = 121,66 \text{ MPa.}$$



Průřez D_b

Ohybový moment v místě D_b je dán vztahem

$$M_{oD_b} = F_m \cdot (a_b + c_b) - F_{Aby} \cdot c_b \text{ [Nm]}, \quad (13.7)$$

kde c_b je vzdálenost místa D_b od podpory A_b [mm]

$$M_{oD_b} = 6,77 \cdot (268 + 27,5) - 0,32 \cdot 27,5 = 1991,74 \text{ Nm}.$$

Průřezový modul v ohybu v místě D_b je dán vztahem

$$W_{oD_b} = \frac{\pi \cdot d_{D_b}^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]}, \quad (13.8)$$

kde d_{D_b} je průměr hřídele bubnu v průřezu D_b [mm], $d_{D_b} = 100 \text{ mm}$

$$W_{oD_b} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 98174,77 \text{ mm}^3.$$

Průřezový modul v krutu v místě D_b je dán vztahem

$$W_{kD_b} = \frac{\pi \cdot d_{D_b}^3}{16} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (13.9)$$

$$W_{kD_b} = \frac{\pi \cdot 100^3}{16} = 196349,54 \text{ mm}^3.$$

Napětí v ohybu v průřezu D_b je dáno vztahem

$$\sigma_{oD_b} = \alpha_{oD_b} \cdot \frac{M_{oD_b}}{W_{oD_b}} \text{ [MPa]}, \quad (13.10)$$

kde α_{oD_b} je součinitel tvaru v místě D_b [–], volen z grafu pro prut kruhového průřezu s osazením namáhaný ohybem [6], $\alpha_{oD_b} = 4,5$

$$\sigma_{oD_b} = 4,5 \cdot \frac{1991,74 \cdot 10^3}{98174,77} = 91,29 \text{ MPa}.$$

Napětí v krutu v průřezu D_b je dáno vztahem

$$\tau_{kD_b} = \alpha_{kD_b} \cdot \frac{M_{kb}}{W_{kD_b}} \text{ [MPa]}, \quad (13.11)$$

kde α_{kD_b} je součinitel tvaru v místě D_b [–], volen z grafu pro prut kruhového průřezu s osazením namáhaný krutem [6], $\alpha_{kD_b} = 2,7$

$$\tau_{kD_b} = 2,7 \cdot \frac{5118,75 \cdot 10^3}{196349,54} = 70,39 \text{ MPa}.$$



Redukované napětí stanovíme podle hypotézy *HMH* ze vztahu

$$\sigma_{red D_b} = \sqrt{\sigma_{oD_b}^2 + 3 \cdot \tau_{kD_b}^2} [MPa] \quad (13.12)$$

$$\sigma_{red D_b} = \sqrt{91,29^2 + 3 \cdot 70,39^2} = 152,31 MPa.$$

Průřez E_b

Ohybový moment v místě E_b je dán vztahem

$$M_{oE_b} = F_m \cdot (a_b + d_b) - F_{Aby} \cdot d_b [Nm], \quad (13.13)$$

kde d_b je vzdálenost místa E_b od podpory A_b [mm]

$$M_{oE_b} = 6,77 \cdot (268 + 52,5) - 0,32 \cdot 52,5 = 2152,99 Nm.$$

Průřezový modul v ohybu v místě E_b je dán vztahem

$$W_{oE_b} = \frac{\pi \cdot d_{E_b}^3}{32} [mm^3], \quad (13.14)$$

kde d_{E_b} je průměr hřídele bubnu v průřezu E_b [mm], $d_{E_b} = 115 mm$

$$W_{oE_b} = \frac{\pi \cdot 115^3}{32} = 149311,55 mm^3.$$

Průřezový modul v krutu v místě E_b je dán vztahem

$$W_{kE_b} = \frac{\pi \cdot d_{E_b}^3}{16} [mm^3] \quad (13.15)$$

$$W_{kE_b} = \frac{\pi \cdot 115^3}{16} = 298623,11 mm^3.$$

Napětí v ohybu v průřezu E_b je dáno vztahem

$$\sigma_{oE_b} = \alpha_{oE_b} \cdot \frac{M_{oE_b}}{W_{oE_b}} [MPa], \quad (13.16)$$

kde α_{oE_b} je součinitel tvaru v místě E_b [–], volen z grafu pro prut kruhového průřezu s osazením namáhaný ohybem [6], $\alpha_{oE_b} = 4,5$

$$\sigma_{oE_b} = 4,5 \cdot \frac{2152,99 \cdot 10^3}{149311,55} = 64,89 MPa.$$

Napětí v krutu v průřezu E_b je dáno vztahem



$$\tau_{kE_b} = \alpha_{kE_b} \cdot \frac{M_{kb}}{W_{kE_b}} [MPa], \quad (13.17)$$

kde α_{kE_b} je součinitel tvaru v místě E_b [–], volen z grafu pro prut kruhového průřezu s osazením namáhaný krutem [6], $\alpha_{kE_b} = 2,7$

$$\tau_{kE_b} = 2,7 \cdot \frac{5118,75 \cdot 10^3}{298623,11} = 46,29 MPa.$$

Redukované napětí stanovíme podle hypotézy *HMH* ze vztahu

$$\sigma_{red E_b} = \sqrt{\sigma_{oE_b}^2 + 3 \cdot \tau_{kE_b}^2} [MPa] \quad (13.18)$$

$$\sigma_{red E_b} = \sqrt{64,89^2 + 3 \cdot 46,29^2} = 103,13 MPa.$$

Průřez G_b

Ohybový moment v místě G_b je dán vztahem

$$M_{oG_b} = F_m \cdot (a_b + b_b + e_b) - F_{Aby} \cdot (b_b + e_b) - F_l \cdot e_b [Nm], \quad (13.19)$$

kde e_b je vzdálenost místa G_b od síly F_l [mm]

$$M_{oG_b} = 6,77 \cdot (268 + 540 + 516) - 0,32 \cdot (540 + 516) - 16,25 \cdot 516 = 240,56 Nm.$$

Průřezový modul v ohybu v místě G_b je dán vztahem

$$W_{oG_b} = \frac{\pi \cdot d_{G_b}^3}{32} [mm^3], \quad (13.20)$$

kde d_{G_b} je průměr hřídele bubnu v průřezu G_b [mm], $d_{G_b} = 90 mm$

$$W_{oG_b} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71569,41 mm^3.$$

Napětí v ohybu v průřezu G_b je dáno vztahem

$$\sigma_{oG_b} = \alpha_{oG_b} \cdot \frac{M_{oG_b}}{W_{oG_b}} [MPa], \quad (13.21)$$

kde α_{oG_b} je součinitel tvaru v místě G_b [–], volen z grafu pro prut kruhového průřezu s osazením namáhaný ohybem [6], $\alpha_{oG_b} = 3,7$

$$\sigma_{oG_b} = 3,7 \cdot \frac{240,56 \cdot 10^3}{71569,41} = 12,42 MPa.$$



Z výše vypočítaných napětí v daných průřezích je patrné, že nejvyšší hodnota napětí je v průřezu D_b , proto je dále provedeno posouzení k meznímu stavu pružnosti pouze v tomto místě.

13.3 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti je vyjádřen jako

$$k_{kD_b} = \frac{R_{e_b}}{\sigma_{redD_b}} [-] \quad (13.22)$$

$$k_{kD_b} = \frac{295}{152,31} = 1,94.$$

Tato hodnota ukazuje, že v místě D_b nebude docházet ke vzniku žádných lokálních plastických deformací.

13.4 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Posouzení k meznímu stavu únavové pevnosti je provedeno opět pouze v místě D_b . Tedy v nejnebezpečnějším místě na hřídeli bubnu. Hřídel je namáhána ohybem za rotace. Silový cyklus můžeme charakterizovat následovně. V hřídeli působí konstantní ohybový moment, ale podélná vlákna rotujícího hřídele jsou střídavě namáhána, proto uvažujeme: $M_{oa} = M_{oD_b}$ a $M_{om} = 0Nm$.

Střední napětí pro souměrný střídavý cyklus $\sigma_{m_b} = 0MPa$.

Amplituda napětí pro souměrný střídavý cyklus je dána vztahem

$$\sigma_{a_b} = \frac{M_{oD_b}}{W_{oD_b}} [MPa] \quad (13.23)$$

$$\sigma_{a_b} = \frac{1991,74 \cdot 10^3}{98174,77} = 20,29MPa.$$

Dále je hřídel namáhána časově neproměnným kroutícím momentem, proto uvažujeme: $M_{ka} = 0Nm$ a $M_{ks} = M_{kb}$.

Statické stále napětí je dáno vztahem

$$\tau_{s_b} = \frac{M_{kb}}{W_{kD_b}} [MPa] \quad (13.24)$$

$$\tau_{s_b} = \frac{5118,75 \cdot 10^3}{196349,54} = 26,07MPa.$$



Amplituda napětí $\tau_{a_b} = 0MPa$ a τ_{s_b} lze považovat za střední napětí τ_{m_b} .

Výpočet meze únavy reálné součásti při střídavém ohybu je proveden analogicky jako v kapitole 11.2. Pro odlišení je u všech veličin zaveden index b .

$$\sigma'_{co_b} = \sigma_{co_b} \cdot k_{a_b} \cdot k_{b_b} \cdot k_{c_b} \cdot k_{d_b} \cdot k_{e_b} \cdot k_{f_b} [MPa]. \quad (13.25)$$

Mez únavy zkušebního vzorku je dána vztahem

$$\sigma_{co_b} = 0,504 \cdot R_{m_b} [MPa] \quad (13.26)$$

$$\sigma_{co_b} = 0,504 \cdot 470 = 236,88MPa.$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu

$$k_{a_b} = a_a \cdot R_{m_b}^b [-] \quad (13.27)$$

$$k_a = 1,58 \cdot 470^{-0,085} = 0,937.$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa

$$k_{b_b} = 1,58 \cdot d_{D_b}^{-0,157} \quad (13.28)$$

$$k_{b_b} = 1,58 \cdot 100^{-0,157} = 0,768.$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování

Pro ohyb je $k_{c_b} = 1$.

Součinitel vlivu teploty

$$k_{d_b} = 1.$$

Součinitel spolehlivosti

$$k_{e_b} = 0,753.$$

Součinitel k_{f_b} zahrnující další vlivy.

Ostatní vlivy snižující mez únavy jsou zanedbány

$$k_{f_b} = 1.$$

Výpočet meze únavy reálné součásti při střídavém ohybu

$$\sigma'_{co_b} = \sigma_{co_b} \cdot k_{a_b} \cdot k_{b_b} \cdot k_{c_b} \cdot k_{d_b} \cdot k_{e_b} \cdot k_{f_b}$$

$$\sigma'_{co_b} = 236,88 \cdot 0,937 \cdot 0,768 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 1 = 128,36MPa.$$



Dále je třeba zohlednit vrubovou citlivost, různé materiály jsou při cyklickém namáhání různě citlivé na přítomnost vrubu. Výpočet součinitele vrubu je proveden analogicky jako v kapitole 11.2. Pro odlišení je u všech veličin zaveden index b .

$$\beta_{\sigma_b} = 1 + \frac{\alpha_{oD_b} - 1}{1 + \frac{\sqrt{a_b}}{\sqrt{r_b}}} [-] \quad (13.29)$$

U ocelí s R_{m_b} [MPa] můžeme pro přibližný výpočet Neuberovy konstanty použít následující polynomičnou rovnici.

$$\sqrt{a_b} = 1,238\,788 - 0,244\,979 \cdot 10^{-2} R_{m_b} + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} R_{m_b}^2 + \\ - 0,410\,477 \cdot 10^{-9} R_{m_b}^3 \text{ [mm}^{-1/2}\text{]} \quad (13.30)$$

$$\sqrt{a_b} = 1,238\,788 - 0,244\,979 \cdot 10^{-2} \cdot 530 + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} \cdot 530^2 - 0,410\,477 \cdot \\ \cdot 10^{-9} \cdot 530^3$$

$$\sqrt{a_b} = 0,43 \text{ mm}^{-1/2}.$$

Poloměr vrubu v místě D_b je $r_b = 0,5 \text{ mm}$. Výpočet součinitele vrubu

$$\beta_{\sigma_b} = 1 + \frac{\alpha_{oD_b} - 1}{1 + \frac{\sqrt{a_b}}{\sqrt{r_b}}} \\ \beta_{\sigma_b} = 1 + \frac{4,5 - 1}{1 + \frac{0,398}{\sqrt{0,5}}} = 3,24.$$

Mez únavy reálné součásti s vrubem při střídavém ohybu je dána vztahem

$$\sigma_{c_b}^* = \frac{\sigma_{co_b}'}{\beta_{\sigma_b}} \text{ [MPa]} \quad (13.31)$$

$$\sigma_{c_b}^* = \frac{128,36}{3,24} = 39,62 \text{ MPa}.$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti v ohybu podle Goodmanova kritéria je vyjádřen jako

$$\frac{1}{k_{u\sigma}} = \frac{\sigma_{a_b}}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_{m_b}}{R_{m_b}} [-]. \quad (13.32)$$

Po dosazení $\sigma_{m_b} = 0 \text{ MPa}$ a následné úpravě je součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti v ohybu dán vztahem



$$k_{u\sigma} = \frac{\sigma_{cb}^*}{\sigma_{ab}} [-] \quad (13.33)$$

$$k_{u\sigma} = \frac{39,62}{20,29} = 1,95.$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti v krutu podle Goodmanova kritéria je vyjádřen jako

$$\frac{1}{k_{u\tau}} = \frac{\tau_{ab}}{\sigma_c^*} + \frac{\tau_{mb}}{R_{mb}} [-]. \quad (13.34)$$

Po dosazení $\tau_{ab} = 0MPa$ a $\tau_{mb} = \tau_{sb}$ a následné úpravě je součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti v krutu dán vztahem

$$k_{u\tau} = \frac{R_{mb}}{\tau_{sb}} \quad (13.35)$$

$$k_{u\tau} = \frac{470}{26,07} = 18,03$$

Výsledný součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti pro kombinované namáhání je dán vztahem

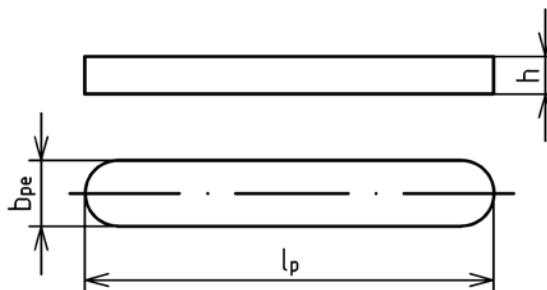
$$k_{ub} = \frac{k_{u\sigma} \cdot k_{u\tau}}{\sqrt{k_{u\sigma}^2 + k_{u\tau}^2}} [-] \quad (13.36)$$

$$k_{ub} = \frac{1,95 \cdot 18,03}{\sqrt{1,95^2 + 18,03^2}} = 1,94.$$

Tato hodnota ukazuje neomezenou životnost při cyklickém zatěžování. Z výsledku též vyplývá, že pokud je při kombinovaném namáhání jedna z dílčích bezpečností výrazně větší než druhá ($k_{u\tau} \gg k_{u\sigma}$), je výsledná bezpečnost velmi blízká nižší dílčí bezpečnosti.

13.5 NÁVRH PERA

Při návrhu pera vycházíme z průměru na konci hřídele, předběžně navržené těsné pero $28e7 \times 16 \times 315$ ČSN 02 2562 je vyrobeno z materiálu 11 600. Podle obr. 13.3 šířka pera $b_p = 28mm$, výška pera $h = 16mm$ a délka pera $l_{pe} = 315mm$.



Obr. 13.3 Pero

Pero je namáháno na smyk a na otláčení. Smykové napětí v peru je obvykle zanedbatelné, proto je dále provedena kontrola pouze na otláčení.

13.5.1 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

U pera se kontroluje tlak p , působící na boky pera. Dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj je podle [6] $P_D = 100 \text{ MPa}$. Výpočet přenášeného momentu proveden v kapitole (8.2.2.), $M_{kb} = 5121,9 \text{ Nm}$.

$$p = \frac{4 \cdot M_{kb}}{d_{Db} \cdot h \cdot l_s} [\text{MPa}] \leq P_D [\text{MPa}], \quad (13.37)$$

kde l_s je funkční délka pera $[\text{mm}]$, u zaoblených per $l_s = l_p - b_{pe} [\text{mm}]$

$$l_s = 315 - 28 = 287 \text{ mm}$$

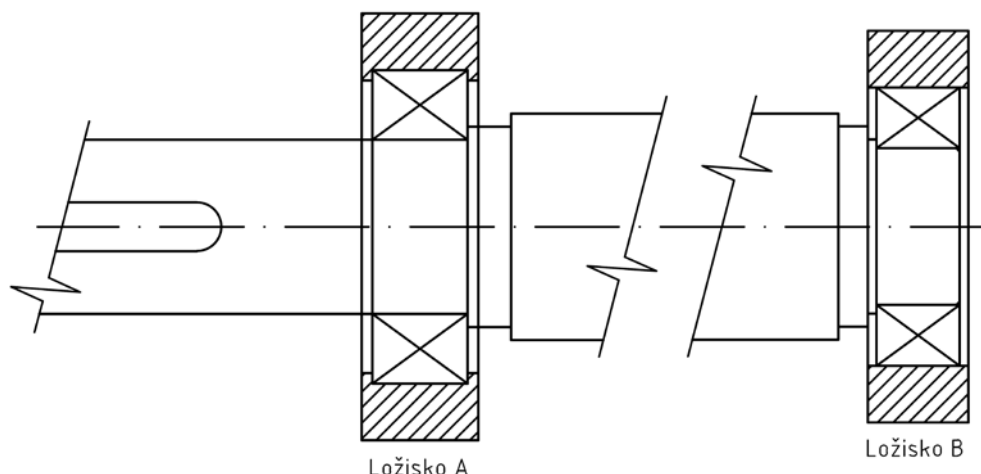
$$p = \frac{4 \cdot 5121,9 \cdot 10^3}{100 \cdot 16 \cdot 287} \leq P_D$$

$$p = 44,62 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}.$$

Z výsledku je patrné že zvolené pero vyhovuje.

13.6 NÁVRH LOŽISEK

Hřídel bubnu bude uložena na každé straně v dvouřadém radiálním soudečkovém ložisku. S ohledem na výrobní nepřesnosti a průhyb hřídele dochází v uložení k vzájemnému naklopení ložiskových kroužků, proto jsou navržena ložiska naklápěcí. Umožňují vyrovnávat nesouosost a montážní nepřesnosti. Pro uložení hřídele se zpravidla používá axiálně pevné a axiálně volné ložisko. Axiálně volné ložisko vyrovnává axiální změnu délky, pokud není umožněn axiální posuv, může dojít k axiálnímu přetížení pevně uložených ložisek. Jelikož jako volné ložisko bude použito soudečkové ložisko, musí být jeden z ložiskových kroužků uložen volně. Na obr. 13.4 je vidět uložení ložisek na hřídeli bubnu. V místě A je hřídel uložen v axiálně vodícím soudečkovém ložisku a v místě B je axiálně volné soudečkové ložisko.



Obr. 13.4 Schematické zobrazení uložení ložisek na hřídeli bubnu

13.6.1 NÁVRH A VÝPOČET AXIÁLNĚ VODÍCÍHO SOUDEČKOVÉHO LOŽISKA

Podle průměru hřídele je předběžně navrženo radiální soudečkové ložisko s válcovou dírou *BS2 – 2220 – 2CS5/VT143* od firmy *SKF*. Ložisko bude mazáno mazivem *LGEP2* také od firmy *SKF*. Jedná se o plastické mazivo na bázi minerálního oleje a lithného mýdla s přísadami pro vysoké tlaky.

Zatížení ložiska se v průběhu pracovního cyklu mění, proto je nutno počítat se středním zatížením, které dává stejnou výpočtovou trvanlivost jako skutečné působící zatížení. Mění li se zatížení přibližně lineárně, pak střední radiální zatížení bude

$$F_{r_{Astř}} = \frac{F_{A_{bymin}} + 2F_{A_{bymax}}}{3} \text{ [kN]}, \quad (13.38)$$

kde $F_{A_{bymin}}$ je minimální radiální síla působící na ložisko A [kN]

$F_{A_{bymax}}$ - maximální radiální síla působící na ložisko A [kN].

Velikost radiální síly v ložisku je závislá na poloze lana na bubnu, a na hmotnosti nákladu. Při plném zakládacím zařízení a v krajní poloze lana je $F_{A_{bymax}} = 7,51 \text{ kN}$. Při prázdném zakládacím zařízení a s lanem navinutým na bubnu přibližně 140mm od ložiska A je $F_{A_{bymin}} = 0,15 \text{ kN}$.

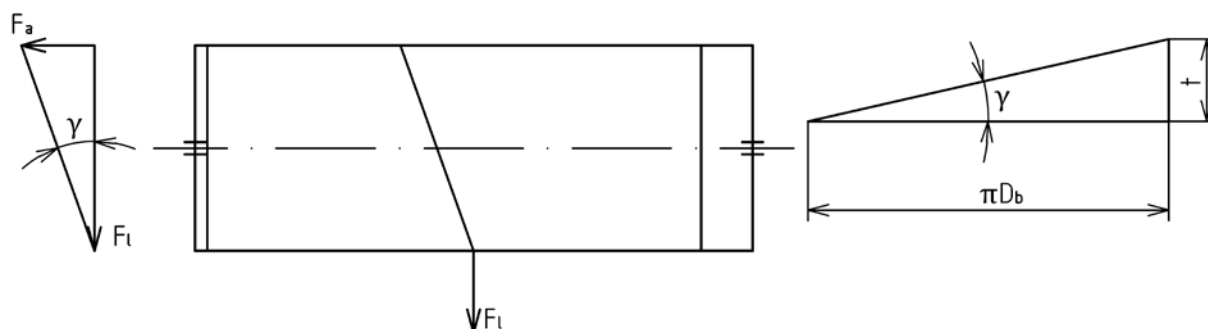
$$F_{r_{Astř}} = \frac{0,15 + 2 \cdot 7,51}{3} = 5,06 \text{ kN}.$$

Střední axiální zatížení je dáno vztahem

$$F_{astř} = \frac{F_{amin} + 2F_a}{3} \text{ [kN]}, \quad (13.39)$$

kde F_{amin} je minimální axiální síla působící na ložisko A [kN]

F_{amax} - maximální axiální síla působící na ložisko A [kN].



Obr. 13.5 Axiální zatížení ložiska A

Maximální axiální síla působící na ložisko A se podle obr. 13.5 vypočítá ze vztahu

$$F_{amax} = \tan \gamma \cdot F_l$$

$$F_{amax} = \frac{t}{\pi \cdot D_b} \cdot F_l \text{ [kN]}, \quad (13.40)$$

kde γ je úhel stoupání drážky lanového bubnu [°]

$$F_{amax} = \frac{20}{\pi \cdot 630} \cdot 16,26 = 0,16 \text{ kN}.$$

Minimální axiální síla působící na ložisko A se analogicky vypočítá ze vztahu

$$F_{amin} = \frac{t}{\pi \cdot D_b} \cdot F_{lmin} \text{ [kN]}, \quad (13.41)$$

$$F_{amin} = \frac{20}{\pi \cdot 630} \cdot 9,81 = 0,1 \text{ kN}.$$

Výpočet středního axiální zatížení

$$F_{astř} = \frac{0,1 + 2 \cdot 0,16}{3} = 0,14 \text{ kN}.$$

Rozeznáváme dvě oblasti zatížení, určené součinitelem e_A pro poměr

$$\frac{F_{astř}}{F_{rAstř}} [-] \leq e_A [-], \quad (13.42)$$

kde e_A je faktor výpočtu [-]. Udává jej výrobce, dle [30] je $e_A = 0,24$

$$\frac{F_{astř}}{F_{rAstř}} = \frac{0,14}{5,13} = 0,03$$

$$0,03 \leq 0,24.$$

Pro výše uvedený poměr je ekvivalentní dynamické zatížení dáno vztahem



$$P_A = F_{r_Astř} + Y_{1A} \cdot F_{astř} [kN], \quad (13.43)$$

kde Y_{1A} je součinitel dynamického zatížení pro poměr $e_A [-]$. Udává jej výrobce, dle [30] je $Y_{1A} = 2,8$

$$P_A = 5,06 + 2,8 \cdot 0,14 = 5,45 kN.$$

Hodinová trvanlivost ložiska je dána vztahem

$$L_{10h_A} = \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_b} [h], \quad (13.43)$$

kde C_A je základní dynamická únosnost ložiska A [kN], Udává ji výrobce, dle [30] je $C_A = 425 kN$

$$L_{10h_A} = \left(\frac{425}{5,45} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 70} = 4,8 \cdot 10^8 h.$$

13.6.2 NÁVRH A VÝPOČET AXIÁLNĚ VOLNÉHO SOUDEČKOVÉHO LOŽISKA

Podle průměru hřídele je předběžně navrženo radiální soudečkové ložisko s válcovou dírou *BS2 – 2218 – 2CS/VT143* od firmy *SKF*. Ložisko bude mazáno mazivem *LGEP2* také od firmy *SKF*. Jak již bylo zmíněno výše, jedná se o plastické mazivo na bázi minerálního oleje a lithného mýdla s přísadami pro vysoké tlaky.

Zatížení ložiska se v průběhu pracovního cyklu mění, proto je nutno počítat se středním zatížením, které dává stejnou výpočtovou trvanlivost jako skutečné působící zatížení. Mění li se zatížení přibližně lineárně, pak střední radiální zatížení bude

$$F_{r_Bstř} = \frac{F_{r_Bmin} + 2F_{r_Bmax}}{3} [kN], \quad (13.44)$$

kde F_{r_Bmin} je minimální radiální síla působící na ložisko B [kN]

F_{r_Bmax} - maximální radiální síla působící na ložisko B [kN].

Velikost radiální síly v ložisku je závislá na poloze lana na bubnu, a na hmotnosti nákladu. Při plném zakládacím zařízení a v krajní poloze lana je $F_{r_Bmax} = 15,98 kN$. Při prázdném zakládacím zařízení a s lanem v protější krajní poloze je $F_{r_Bmin} = 1,86 kN$

$$F_{r_Bstř} = \frac{1,86 + 2 \cdot 15,98}{3} = 11,27 kN.$$

Hodinová trvanlivost ložiska je dána vztahem

$$L_{10h_B} = \left(\frac{C_B}{F_{r_Bstř}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_b} [h], \quad (13.45)$$



kde C_B je základní dynamická únosnost ložiska B [kN], Udává ji výrobce, dle [31] je $C_B = 325kN$

$$L_{10h_B} = \left(\frac{325}{11,27} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 70} = 1,8 \cdot 10^7 h.$$

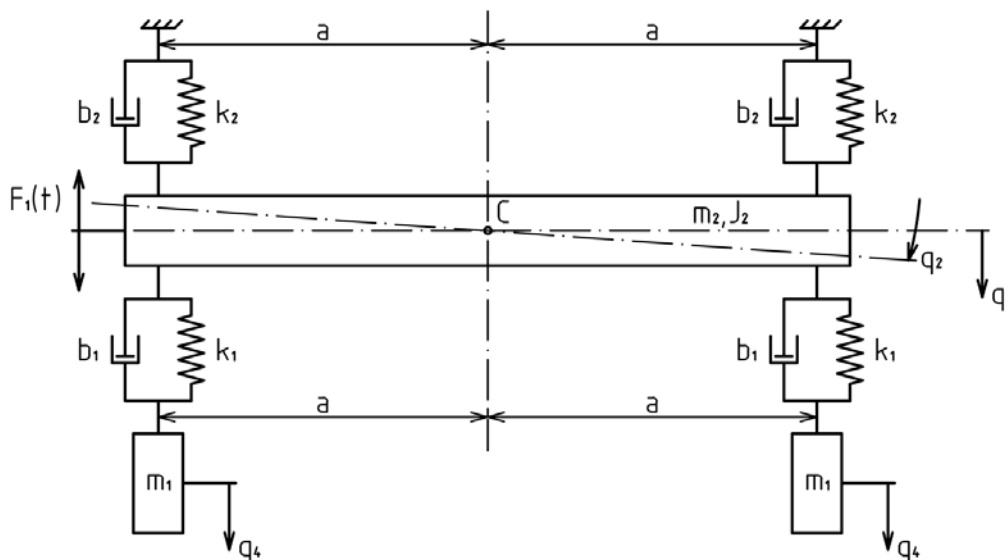
Trvanlivost obou ložisek je značně vysoká, ale z důvodu možného vzniku náhodných sil a požadavků zadavatele jsou volena takto trvanlivá ložiska.

14 DYNAMICKÁ ANALÝZA

Dynamická analýza tvoří nedílnou součást vývojového procesu a je jedním ze způsobů ověření kvality systému. Oblast dynamické analýzy je velmi široká. V této práci je provedena dynamická analýza pohybu zvedacího vozíku v závislosti na velikosti břemene s ohledem na dynamický účinek působení protizávaží. Je sestaven výpočtový model základací jednotky, charakter sledované soustavy je popsán pohybovými rovnicemi a součástí dynamické analýzy je také výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů.

14.1 VÝPOČTOVÝ MODEL

Výpočtový model stroje je prvním krokem v abstrakci skutečné dynamické soustavy a přípravou pro sestavení matematického modelu stroje. Počet stupňů volnosti výpočtového modelu závisí od účelu, ke kterému model vytváříme, tj. jaké vlastnosti skutečného stroje sledujeme [7]. V této práci je vytvořen tzv. diskrétní výpočtový model části regálového zakladače. Tentýž model je dále využit při výpočtu vlastních frekvencí a k zjištění tvaru kmitů. Na obr. 6.1 je znázorněno schéma lanového systému zdvihu společně s lanovým systémem k protizávaží. Odpovídající výpočtový model je pak na obr. 14.1, jako diskrétní dynamická soustava se čtyřmi stupni volnosti.



Obr. 14.1 Dynamické schéma základacího zařízení

Sledujeme-li pohyb některého celku stroje z hlediska účinků dynamických sil, v našem případě základací zařízení regálového zakladače, jeví se podstatným jeho posuvný pohyb mezi nosnými sloupy. Lanový systém základacího zařízení nelze považovat za dokonale tuhý. Proto je třeba lana nahradit silovým prvkem s určitou tuhostí, ale i s tlumením. Tuhosti lanového spojení mezi základacím zařízením a navijákem odpovídá pružina k_2 s příslušným tlumičem b_2 . Pružina k_1 s příslušným tlumičem b_1 pak odpovídá tuhosti lanového spojení mezi základacím zařízením a protizávažím.

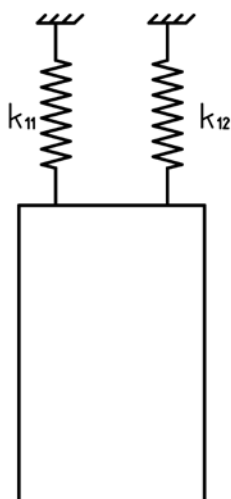
Pro výpočtový model zadáváme velikosti hmotností, momentu setrvačnosti, tuhosti pružných prvků ve spojích, tlumení a potřebné rozměry. Rovnovážná poloha dynamické soustavy se považuje za stabilní rovnovážnou polohu, případně za polohu, v níž je i pohybový

stav definován nenulovými počátečními podmínkami. Výchylky vzhledem k rovnovážné poloze považujeme za dostatečně malé a amplitudu a frekvenci při kmitavém pohybu na sobě za nezávislé. V libovolném okamžiku, je konfigurace soustavy vyjádřena pomocí zobecněných nezávislých souřadnic. Počet souřadnic odpovídá tedy počtu stupňů volnosti sledované soustavy. Velikosti souřadnic v každém časovém okamžiku definují okamžitou polohu hmotnosti [7].

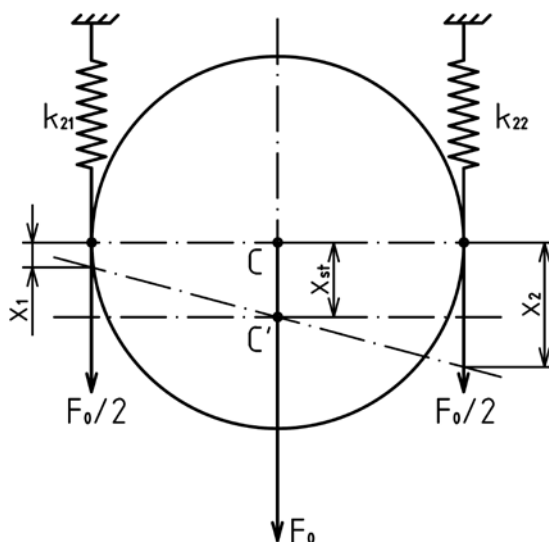
Soustava se třemi hmotnostmi a jedním momentem setrvačnosti, tj. soustava se čtyřmi stupni volnosti, umožňuje sledovat při řešení pohybových rovnic vzájemný pohyb základacího zařízení vůči protizávaží.

14.2 VÝPOČET EKVIVALENTNÍCH TUHOSTÍ

Z dynamického modelu základací jednoty (Obr.2) není zcela patrné, že tuhosti k_1 a k_2 jsou ekvivalentními tuhostmi dílcích tuhostí. Protizávaží je zavěšeno na dvou lanech, tedy na dvou pružinách (obr. 14.2). Zakládací zařízení zase na každé straně visí přes kladku na dvou lanech (obr. 14.3).



Obr. 14.2 Dynamické schéma protizávaží



Obr. 14.3 Dynamické schéma vodící kladky

Výpočet ekvivalentní tuhosti lan k protizávaží k_1 je proveden prostým součtem paralelně zapojených pružin

$$k_1 = k_{11} + k_{12} \text{ [Nm}^{-1}\text{]}, \quad (14.1)$$

kde k_{11} je tuhost jednoho lana k protizávaží $\text{[Nm}^{-1}\text{]}$

k_{12} - tuhost druhého lana k protizávaží $\text{[Nm}^{-1}\text{]}$.

Přičemž platí $k_{11} = k_{12}$, tuhost lana k protizávaží je dána vztahem

$$k_{11} = \frac{E \cdot S_p}{l_{lp}} \text{ [Nm}^{-1}\text{]}, \quad (14.2)$$



kde E je modul pružnosti lana [Nmm^{-2}], pro lano veropower 8 je $E = 131,21Nmm^{-2}$
(zjištěno dotazem u výrobce)

S_p - průřez lana k protizávaží [m^2]

l_{lp} - délka lana k protizávaží [m]

$$k_{11} = \frac{131,21 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4}}{46} = 2,24 \cdot 10^5 Nm^{-1}.$$

Výpočet ekvivalentní tuhosti lan k protizávaží

$$k_1 = 2,24 \cdot 10^5 + 2,24 \cdot 10^5 = 4,48 \cdot 10^5 Nm^{-1}.$$

Výpočet ekvivalentní tuhosti k_2 nemůžeme provést prostým součtem, jelikož jedno lano má v každé poloze zakládací jednotky vždy poloviční délku, jak je vidět na obr. 6.1 a tedy i jeho tuhost je poloviční. Měkčí pružina více ovlivňuje výslednou ekvivalentní tuhost, proto by prostým součtem tuhostí k_{21} a k_{22} došlo ke skreslenému výsledku.

Dle obr. 14.3 platí následující

$$F_0 = k_2 \cdot x_{st} [N], \quad (14.3)$$

kde F_0 je jednotková síla působící v těžišti [N]

x_{st} - statická výchylka v těžišti [m].

V místech uchycení pružin platí

$$\frac{F_0}{2} = k_{21} \cdot x_1 = k_{22} \cdot x_2 [N], \quad (14.4)$$

kde x_1, x_2 jsou jednotlivá posunutí v místech uchycení pružin [m]

k_{21} - tuhost kratšího lana zdvihu [Nm^{-1}]

k_{22} - tuhost delšího lana zdvihu [Nm^{-1}].

Jednotlivá posunutí v místech uchycení pružin jsou

$$x_1 = \frac{F_0}{2 \cdot k_{21}} [m] \quad (14.5)$$

$$x_2 = \frac{F_0}{2 \cdot k_{22}} [m]. \quad (14.6)$$

Statické posunutí v těžišti je dáno vztahem

$$x_{st} = \frac{x_1 + x_2}{2} [m] \quad (14.7)$$

Dosazením rovnic (14.5), (14.6) do vztahu pro statické posunutí (14.7) a následnou úpravou získáme



$$F_0 = \frac{4 \cdot k_{21} \cdot k_{22}}{k_{21} + k_{22}} \cdot x_{st} [N]. \quad (14.8)$$

Srovnáním toho vztahu s rovnicí (14.3) získáme vztah pro ekvivalentní tuhost

$$k_2 = \frac{4 \cdot k_{21} \cdot k_{22}}{k_{21} + k_{22}} [Nm^{-1}] \quad (14.9)$$

Jelikož je ekvivalentní tuhost k_2 v každé poloze základacího zařízení jiná, je pro názornost proveden jen jeden výpočet a to v dolní úvrati. Tuhost kratšího lana zdvihu je dána vztahem

$$k_{21} = \frac{E \cdot S_l}{l_{l1}} [Nm^{-1}], \quad (14.10)$$

kde S_l je průřez lana zdvihu [m^2]

l_{l1} - délka kratšího lana zdvihu [m], v dolní úvrati je $l_1 = 45m$

$$k_{21} = \frac{131,21 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,017^2}{4}}{45} = 6,62 \cdot 10^5 [Nm^{-1}].$$

Tuhost delšího lana zdvihu je dána vztahem

$$k_{21} = \frac{E \cdot S_l}{l_{l2}} [Nm^{-1}], \quad (14.11)$$

kde l_{l2} je délka delšího lana zdvihu [m], v dolní úvrati je $l_2 = 90m$

$$k_{22} = \frac{131,21 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,017^2}{4}}{90} = 3,13 \cdot 10^5 [Nm^{-1}].$$

Výpočet ekvivalentní tuhosti lan zdvihu

$$k_2 = \frac{4 \cdot 6,62 \cdot 10^5 \cdot 3,13 \cdot 10^5}{6,62 \cdot 10^5 + 3,13 \cdot 10^5} = 8,51 \cdot 10^5 Nm^{-1}.$$

14.3 POHYBOVÉ ROVNICE VÝPOČTOVÉHO MODELU

Pomocí výpočtového modelu si vytváříme představu o dynamických vlastnostech zkoumaného stroje. Pohybový stav definujeme kinetickou a potenciální energií, ztráta energie tlumením tzv. dissipativní funkcí a vnější silové působení zobecněnými silami.

Pohybovými rovnicemi popisujeme charakter sledované soustavy vzhledem ke stabilní rovnovážné poloze. Při definici stabilní rovnovážné polohy vycházíme z Lagrange-Dirichletova teoremu, podle kterého má každá konzervativní soustava svojí stabilní rovnovážnou polohu tam, kde je její potenciální energie minimální [7].



14.3.1 POTENCIÁLNÍ ENERGIE

Potenciální energie je obecně funkcí polohy a zapíšeme ji jako homogenní definitivně pozitivní kvadratickou formu zobecněných souřadnic

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^k \sum_{\alpha=1}^k c_{j\alpha} \cdot q_j q_{\alpha} \quad [J], \quad (14.12)$$

kde $c_{j\alpha}$ je zobecněný statický součinitel tuhosti

q_j, q_{α} - nezávislé zobecněné souřadnice

k - počet stupňů volnosti.

Vztah pro potenciální energii lze dle rovnice (14.12) rozepsat pro 4° volnosti, za předpokladu platnosti Maxwell-Mohrova teorému ($c_{j\alpha} = c_{\alpha j}$)

$$E_p = \frac{1}{2} c_{11} q_1^2 + c_{12} q_1 q_2 + \frac{1}{2} c_{22} q_2^2 + c_{13} q_1 q_3 + c_{23} q_2 q_3 + \frac{1}{2} c_{33} q_3^2 + c_{14} q_1 q_4 + \\ + c_{24} q_2 q_4 + c_{34} q_3 q_4 + \frac{1}{2} c_{44} q_4^2. \quad (14.13)$$

Zapíšeme hodnotu potenciální energie pro náš případ a upravíme do obdobného tvaru jako je rovnice (14.13)

$$E_p = \frac{1}{2} k_2 (q_1 - a q_2)^2 + \frac{1}{2} k_2 (q_1 + a q_2)^2 + \frac{1}{2} k_1 (q_3 - q_1 - a q_2)^2 + \frac{1}{2} k_1 (q_4 - q_1 - a q_2)^2 \\ E_p = \frac{1}{2} 2(k_1 + k_2) q_1^2 + 2k_1 a q_1 q_2 + \frac{1}{2} 2a^2 (k_1 + k_2) q_2^2 - k_1 q_1 q_3 - k_1 a q_2 q_3 + \\ + \frac{1}{2} k_1 q_3^2 - k_1 q_1 q_4 - k_1 a q_2 q_4 + \frac{1}{2} k_1 q_4^2. \quad (14.14)$$

Srovnáním toho vztahu s rovnicí (14.13) získáme hodnoty jednotlivých zobecněných součinitelů tuhosti $c_{j\alpha}$

$$\begin{array}{lll} c_{11} = 2(k_1 + k_2) & c_{12} = c_{21} = 2k_1 a & c_{23} = c_{32} = -k_1 a \\ c_{22} = 2a^2 (k_1 + k_2) & c_{13} = c_{31} = -k_1 & c_{24} = c_{42} = -k_1 a \\ c_{33} = k_1 & c_{14} = c_{41} = -k_1 & c_{34} = c_{43} = 0 \\ c_{44} = k_1 \end{array}$$



14.3.2 KINETICKÁ ENERGIE

Kinetická energie je obecně funkcí polohy a zapíšeme ji jako homogenní kvadratickou formu zobecněných rychlostí

$$E_k = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^k \sum_{\alpha=1}^k a_{j\alpha} \cdot \dot{q}_j \dot{q}_\alpha \quad [J], \quad (14.15)$$

kde $a_{j\alpha}$ je zobecnělý dynamický součinitel setrvačnosti.

Vztah pro kinetickou energii lze dle rovnice (14.15) rozepsat pro 4° volnosti, za předpokladu platnosti Maxwell-Mohrova teorému ($a_{j\alpha} = a_{\alpha j}$)

$$E_k = \frac{1}{2} a_{11} \dot{q}_1^2 + a_{12} \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \frac{1}{2} a_{22} \dot{q}_2^2 + a_{13} \dot{q}_1 \dot{q}_3 + a_{23} \dot{q}_2 \dot{q}_3 + \frac{1}{2} a_{33} \dot{q}_3^2 + a_{14} \dot{q}_1 \dot{q}_4 + \\ a_{24} \dot{q}_2 \dot{q}_4 + a_{34} \dot{q}_3 \dot{q}_4 + \frac{1}{2} a_{44} \dot{q}_4^2. \quad (14.16)$$

Zapíšeme hodnotu kinetické energie pro náš případ a upravíme do obdobného tvaru jako je rovnice (14.16)

$$E_k = \frac{1}{2} m_2 \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_4^2. \quad (14.17)$$

Srovnáním toho vztahu s rovnicí (14.16) získáme hodnoty jednotlivých zobecněných součinitelů setrvačnosti $a_{j\alpha}$

$$\begin{aligned} a_{11} &= m_2 & a_{12} &= a_{21} = 0 & a_{23} &= a_{32} = 0 \\ a_{22} &= J_2 & a_{13} &= a_{31} = 0 & a_{24} &= a_{42} = 0 \\ a_{33} &= m_1 & a_{14} &= a_{41} = 0 & a_{34} &= a_{43} = 0 \\ a_{44} &= m_1 \end{aligned}$$

14.3.3 DISSIPATIVNÍ FUNKCE

Dissipativní funkce je funkcional nekonzervativních sil, většinou účinků viskózního tlumení. Protože je disipativní funkce kvadratickou funkcí zobecněných rychlostí, platí pro ni tytéž podmínky, pokud jde o linearitu systému pohybových rovnic, jako pro kinetickou energii [7]. Dissipativní funkci zapíšeme jako kvadratickou homogenní formu zobecněných rychlostí

$$W(\dot{q}) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^k \sum_{\alpha=1}^k b_{j\alpha} \cdot \dot{q}_j \dot{q}_\alpha \quad [J], \quad (14.18)$$

kde $b_{j\alpha}$ je zobecnělý statický součinitel tlumení.



Vztah pro dissipativní funkci lze dle rovnice (14.18) rozepsat pro 4° volnosti, za předpokladu platnosti Maxwell-Mohrova teorému ($b_{j\alpha} = b_{\alpha j}$)

$$W = \frac{1}{2}b_{11}\dot{q}_1^2 + b_{12}\dot{q}_1\dot{q}_2 + \frac{1}{2}b_{22}\dot{q}_2^2 + b_{13}\dot{q}_1\dot{q}_3 + b_{23}\dot{q}_2\dot{q}_3 + \frac{1}{2}b_{33}\dot{q}_3^2 + b_{14}\dot{q}_1\dot{q}_4 + b_{24}\dot{q}_2\dot{q}_4 + b_{34}\dot{q}_3\dot{q}_4 + \frac{1}{2}b_{44}\dot{q}_4^2. \quad (14.19)$$

Zapišeme hodnotu dissipativní funkce pro náš případ a upravíme do obdobného tvaru jako je rovnice (14.19)

$$W = \frac{1}{2}b_2(\dot{q}_1 - a\dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2}b_2(\dot{q}_1 + a\dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2}b_1(\dot{q}_3 - \dot{q}_1 - a\dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2}b_1(\dot{q}_4 - \dot{q}_1 - a\dot{q}_2)^2$$

$$W = \frac{1}{2}2(b_1 + b_2)\dot{q}_1^2 + 2b_1a\dot{q}_1\dot{q}_2 + \frac{1}{2}2a^2(b_1 + b_2)\dot{q}_2^2 - b_1\dot{q}_1\dot{q}_3 - b_1a\dot{q}_2\dot{q}_3 + \frac{1}{2}b_1\dot{q}_3^2 - b_1\dot{q}_1\dot{q}_4 - b_1a\dot{q}_2\dot{q}_4 + \frac{1}{2}b_1\dot{q}_4^2. \quad (14.20)$$

Srovnáním toho vztahu s rovnicí (14.19) získáme hodnoty jednotlivých zobecněných součinitelů tlumení $b_{j\alpha}$

$$\begin{aligned} b_{11} &= 2(b_1 + b_2) & b_{12} &= b_{21} = 2b_1a & b_{23} &= b_{32} = -b_1a \\ b_{22} &= 2a^2(b_1 + b_2) & b_{13} &= b_{31} = -b_1 & b_{24} &= b_{42} = -b_1a \\ b_{33} &= b_1 & b_{14} &= b_{41} = -b_1 & b_{34} &= b_{43} = 0 \\ b_{44} &= b_1 \end{aligned}$$

14.3.4 VNĚJŠÍ ZOBECNĚLÉ SÍLY

Vnější silové působení zobecněnými silami jako interakcemi okolí na soustavu lze vyjádřit vztahem

$$Q_j = \sum_{j=1}^k Q_j \text{ [N]}, \quad (14.21)$$

kde Q_j jsou zobecněné vnější síly [N]

Budící síly mohou být různého charakteru. Nejvýhodnější jsou z hlediska analýzy harmonické budící síly. V případě řešené soustavy jde o buzení náhlou silou

$$Q_1 = m_x \cdot (g + a) \text{ [N]}, \quad (14.22)$$

kde m_x je hmotnost základacího zařízení [kg], její hodnota je odvíjí od hmotnosti břemene.



14.3.5 METODA ZRYCHLUJÍCÍCH SIL

Pohybový stav s konečným počtem stupňů volnosti, v našem případě se čtyřmi stupni volnosti, se dá zapsat soustavou Lagrangeových pohybových rovnic 2. druhu. Soustava Lagrangeových pohybových rovnic 2. druhu má tvar

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_j} + \frac{\partial W}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial E_p}{\partial q_j} = Q_j \quad (14.23)$$

Všechny výše uvedené funkce ((14.12), (14.15), (14.18), (14.21)) dosadíme do Lagrangeových pohybových rovnic (14.23) a zápis uspořádáme podle řádu derivací nezávislé zobecněné souřadnice podle času. Vznikne tak soustava rovnic, zapsána dále

$$\begin{aligned} a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 + \dots + a_{1k}\ddot{q}_k + b_{11}\dot{q}_1 + b_{12}\dot{q}_2 + \dots + b_{1k}\dot{q}_k + c_{11}q_1 + c_{12}q_2 + \dots + c_{1k}q_k &= Q_1 \\ a_{21}\ddot{q}_1 + a_{22}\ddot{q}_2 + \dots + a_{2k}\ddot{q}_k + b_{21}\dot{q}_1 + b_{22}\dot{q}_2 + \dots + b_{2k}\dot{q}_k + c_{21}q_1 + c_{22}q_2 + \dots + c_{2k}q_k &= Q_2 \\ \vdots & \\ a_{k1}\ddot{q}_1 + a_{k2}\ddot{q}_2 + \dots + a_{kk}\ddot{q}_k + b_{k1}\dot{q}_1 + b_{k2}\dot{q}_2 + \dots + b_{kk}\dot{q}_k + c_{k1}q_1 + c_{k2}q_2 + \dots + c_{kk}q_k &= Q_k \end{aligned} \quad (14.24)$$

Sestavená soustava rovnic (14.24) umožňuje sestavit pohybové rovnice sledované soustavy přímo, na základě známých výrazů pro potenciální energii, kinetickou energii a dissipativní funkci. V každém z těchto výrazů se totiž vyskytují přímo jednotlivé součinitele $a_{j\alpha}$, $b_{j\alpha}$, $c_{j\alpha}$, které lze identifikovat a dosadit za ně do rovnice (14.24), aniž by bylo třeba určovat postupně derivace funkcí E_k , E_p , W podle Lagrangeových pohybových rovnic 2. druhu (14.23).

Po dosazení součinitelů $a_{j\alpha}$, $b_{j\alpha}$, $c_{j\alpha}$ do soustavy rovnic (14.24) získáme pohybové rovnice sledované soustavy

$$\begin{aligned} m_2\ddot{q}_1 + 2(b_1 + b_2)\dot{q}_1 + 2b_1a\dot{q}_2 - b_1\dot{q}_3 - b_1\dot{q}_4 + 2(k_1 + k_2)q_1 + 2k_1aq_2 + \\ -k_1q_3 - k_1q_4 &= Q_1 \\ J_2\ddot{q}_2 + 2b_1a\dot{q}_1 + 2a^2(b_1 + b_2)\dot{q}_2 - b_1a\dot{q}_3 - b_1a\dot{q}_4 + 2k_1aq_1 + \\ + 2a^2(k_1 + k_2)q_2 - k_1aq_3 - k_1aq_4 &= 0 \\ m_1\ddot{q}_3 - b_1\dot{q}_1 - b_1a\dot{q}_2 + b_1\dot{q}_3 - k_1q_1 - k_1q_2 + k_1q_3 &= 0 \\ m_1\ddot{q}_4 - b_1\dot{q}_1 - b_1a\dot{q}_2 + b_1\dot{q}_4 - k_1q_1 - k_1q_2 + k_1q_4 &= 0 \end{aligned} \quad (14.25)$$

Obecný zápis pohybových rovnic s konečným počtem stupňů volnosti lze také zapsat v maticovém tvaru. Zjednodušený zápis v maticovém tvaru tak bude

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{Q} \quad (14.26)$$

kde $\mathbf{M}$ je čtvercová matice hmotnosti

$\mathbf{B}$ - čtvercová matice tlumení

$\mathbf{C}$ - čtvercová matice tuhosti



$\ddot{q}, \dot{q}, q$ - sloupcový vektor zrychlení, rychlosti a výchylek
 Q - vektor vnějších budících sil

S ohledem na předpoklady o lineárních soustavách, jejichž pohyb je charakterizován kinetickou a potenciální energií a dissipativní funkcí ve tvaru homogenních kvadratických forem, jsou matice hmotností, tuhostí a tlumení maticemi čtvercovými, symetrickými [7].

Pro případ řešené soustavy, tj. soustavy se 4° volnosti, bude obecný tvar pohybových rovnic v maticové podobě následující

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \\ \ddot{q}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \end{bmatrix} \quad (14.27)$$

Po dosazení součinitelů $a_{j\alpha}$, $b_{j\alpha}$, $c_{j\alpha}$ do soustavy rovnic (14.27) budou mít pohybové rovnice sledované soustavy v maticové podobě tvar

$$\begin{bmatrix} m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \\ \ddot{q}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2(b_1 + b_2) & 2b_1a & -b_1 & -b_1 \\ 2b_1a & 2a^2(b_1 + b_2) & -b_1a & -b_1a \\ -b_1 & -b_1a & b_1 & 0 \\ -b_1 & -b_1a & 0 & b_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} 2(k_1 + k_2) & 2k_1a & -k_1 & -k_1 \\ 2k_1a & 2a^2(k_1 + k_2) & -k_1a & -k_1a \\ -k_1 & -k_1a & k_1 & 0 \\ -k_1 & -k_1a & 0 & k_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (14.28)$$

14.4 VÝPOČET VLASTNÍCH FREKVENCÍ A VLASTNÍCH TVARŮ KMITŮ

S ohledem na vlastnosti ocelových lan je tlumení velmi malé, proto je v dalších výpočtech zanedbáno. Při výpočtu vlastních frekvencí a sledování tvarů kmitů vycházíme z obecného zápisu pohybových rovnic (14.24). Jelikož je exaktní přístup k řešení kmitavých soustav v obecném tvaru s rostoucím počtem pohybových rovnic velmi nepřehledný a obtížný, je výpočet dále proveden v maticovém tvaru. Maticové metody jsou navíc velmi výhodné pro řešení analýzy diskrétních dynamických systémů. V případě řešené soustavy jde o diskrétní dynamickou soustavu se čtyřmi stupni volnosti.

Vlastní kmity odpovídají volné, netlumené soustavě. Volné netlumené kmitání mechanické soustavy s k stupni volnosti je v maticovém zápisu popsáno pohybovými rovnicemi



$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (14.29)$$

Protože jde o volné netlumené kmitání, kdy jsou tvary kmitů vyjádřeny jednoduchým harmonickým pohybem, předpokládáme řešení soustavy rovnic ve tvaru

$$\mathbf{q} = \mathbf{v} \cdot e^{i\omega t} \quad (14.30)$$

$$\text{kde } \mathbf{v} = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_k \end{bmatrix} \text{ je sloupcový vektor amplitud}$$

ω - úhlová rychlost [s^{-1}].

Po dosazení řešení (14.30) do pohybových rovnice (14.29) získáme

$$(\mathbf{K} - \omega_0^2 \cdot \mathbf{M}) \cdot \mathbf{v} = \mathbf{0}. \quad (14.31)$$

Netriviální řešení této homogenní soustavy rovnic vyžaduje, aby byl determinant soustavy rovnic (14.31) roven nule, tedy

$$\det|\mathbf{K} - \omega_0^2 \cdot \mathbf{M}| = 0. \quad (14.32)$$

Rozepsáním frekvenčního determinantu obdržíme frekvenční rovnici ve tvaru

$$a_1 \cdot \omega_0^{2 \cdot k} + a_2 \cdot \omega_0^{2 \cdot (k-1)} + a_3 \cdot \omega_0^{2 \cdot (k-2)} + \dots + a_{k-1} \cdot \omega_0^2 + a_k = 0. \quad (14.33)$$

Kořeny této rovnice odpovídají kruhovým frekvencím jednoduchých harmonických kmitů soustavy, a považujeme je za vlastní frekvence a jim příslušející kmity za vlastní tvary. Vlastní frekvence seřadíme podle velikosti tak, aby

$$0 < \omega_{01} < \omega_{02} < \dots < \omega_{0k}.$$

Z předchozího textu je patrné, že při výpočtu vlastních frekvencí se vychází z frekvenčního determinantu (14.32). Pro sledovanou soustavu je nejprve nutné sestavit čtvercovou matici hmotnosti

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 \end{bmatrix} \quad (14.34)$$

Dále čtvercovou matici tuhosti

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 2(k_1 + k_2) & 2k_1 a & -k_1 & -k_1 \\ 2k_1 a & 2a^2(k_1 + k_2) & -k_1 a & -k_1 a \\ -k_1 & -k_1 a & k_1 & 0 \\ -k_1 & -k_1 a & 0 & k_1 \end{bmatrix} \quad (14.35)$$

Dosazením matic (14.34) a (14.35) do (14.32) bude mít frekvenční determinant tvar



$$\Delta(\omega_0^2) = \begin{vmatrix} 2(k_1 + k_2) - m_2\omega_0^2 & 2k_1a & -k_1 & -k_1 \\ 2k_1a & 2a^2(k_1 + k_2) - J_2\omega_0^2 & -k_1a & -k_1a \\ -k_1 & -k_1a & k_1 - m_1\omega_0^2 & 0 \\ -k_1 & -k_1a & 0 & k_1 - m_1\omega_0^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (14.36)$$

Neznámou veličinou zůstává vlastní frekvence ω_0^2 , podmínce nulové hodnoty frekvenčního determinantu vyhovují čtyři hodnoty $\omega_{01,2,3,4}^2$, které jsou vlastními frekvencemi řešené soustavy.

Při pohybu základací jednotky se mění tuhosti k_2 a tedy i matice tuhosti je v každé poloze základacího zařízení jiná. Matice hmotnosti se mění v závislosti na hmotnosti přepravovaného nákladu. Z těchto důvodů je výpočet vlastních frekvencí proveden ve třech polohách základacího zařízení. V dolní úvrati, v polovině zdvihu a v horní úvrati. V každé této poloze je základací zařízení uvažováno jak plně naložené nebo jako prázdné. V tab. 14.1 jsou vidět hodnoty vlastních frekvencí pro šest zatěžujících stavů.

Tab. 14.1 Vlastní frekvence

Vlastní frekvence		$\omega_{01} [s^{-1}]$	$\omega_{02} [s^{-1}]$	$\omega_{03} [s^{-1}]$	$\omega_{04} [s^{-1}]$
max. zatížení	Dolní úvrať	10,81	15,42	19,32	27,51
	Polovina zdvihu	12,58	18,57	19,32	28,94
	Horní úvrať	15,01	19,32	24,21	32,71
min. zatížení	Dolní úvrať	11,55	18,25	19,32	31,05
	Polovina zdvihu	13,24	19,32	21,95	33,18
	Horní úvrať	15,44	19,32	28,59	38,44

Při určení velikosti amplitud kmitů pro r -tou vlastní frekvenci vycházíme se soustavy pohybových rovnic (14.29). Řešení rovnic (14.29) pro r -tý tvar kmitu lze zapsat ve tvaru

$$\mathbf{q}_r = \mathbf{v}_r \cdot e^{i\omega_{0r}t}, \quad (14.37)$$

$$\text{kde } \mathbf{v}_r = \begin{bmatrix} 1 \\ \beta_{2r} \\ \beta_{3r} \\ \vdots \\ \beta_{kr} \end{bmatrix} \text{ je sloupcový vektor amplitud pro } r\text{-tý tvar kmitu}$$

ω_{0r} - r -tá úhlová rychlost [s^{-1}].

Vektor $\mathbf{v}_r$ je vždy nějakým způsobem normován, pro větší přehlednost je možné jej normovat tak, že všechny jeho hodnoty budou ležet v uzavřeném intervalu $\beta_{jr} \in \langle -1, 1 \rangle$ (pro $j = 1, 2, \dots, k$).

Po dosazení řešení (14.37) do pohybových rovnice (14.29) získáme

$$(\mathbf{K} - \omega_{0r}^2 \cdot \mathbf{M}) \cdot \mathbf{v}_r = \mathbf{0} \quad \text{pro } r = 1, 2, \dots, k. \quad (14.38)$$



Se vzniklé soustavy algebraických rovnic jsme schopni určit pouze poměry amplitud, tzv. součinitele tvarů kmitů β_{jr} . Jedná se zde o závislou soustavu (k) lineárních algebraických rovnic pro $(k - 1)$ neznámých $\beta_{2r}, \beta_{3r}, \dots, \beta_{kr}$. Její řešení lze provést například metodou determinantů. Pak bude

$$\beta_{jr} = \frac{\Delta_{j1}(\omega_{0r}^2)}{\Delta_{11}(\omega_{0r}^2)} [-] \quad (14.39)$$

kde $\Delta_{11}(\omega_{0r}^2)$ vznikne z determinantu soustavy (14.38) vynecháme-li první řádek a první sloupec

$\Delta_{j1}(\omega_{0r}^2)$ je algebraický doplněk determinantu $\Delta_{11}(\omega_{0r}^2)$ odpovídající prvkům ležícím v prvním řádku a j -tém sloupci se znaménkem $(-1)^{j+1}$.

Hodnoty součinitelů tvarů kmitů můžeme vidět v následujících tabulkách. V tab. 14.2 jsou hodnoty součinitelů tvarů kmitů odpovídající prvním vlastním frekvencím sledované soustavy. Analogicky pak v tab. 14.3, tab. 14.4 a tab. 14.5 jsou vidět hodnoty součinitelů tvarů kmitu odpovídající druhým, třetím a čtvrtým vlastním frekvencím.

Tab. 14.2 Součinitele tvarů kmitů příslušející první vlastní frekvenci

Zatěžující stav		První vlastní frekvence	Součinitele tvarů kmitů příslušející první vlastní frekvenci			
		$\omega_{01} [s^{-1}]$	v_{11}	v_{21}	v_{31}	v_{41}
max. zatížení	Dolní úvrať	10,81	0,41	0,16	1	1
	Polovina zdvihu	12,58	0,34	0,14	1	1
	Horní úvrať	15,01	0,22	0,1	1	1
min. zatížení	Dolní úvrať	11,55	0,37	0,16	1	1
	Polovina zdvihu	13,24	0,3	0,14	1	1
	Horní úvrať	15,44	0,2	0,1	1	1

Tab. 14.3 Součinitele tvarů kmitů příslušející druhé vlastní frekvenci

Zatěžující stav		Druhá vlastní frekvence	Součinitele tvarů kmitů příslušející druhé vlastní frekvenci			
		$\omega_{02} [s^{-1}]$	v_{12}	v_{22}	v_{32}	v_{42}
max. zatížení	Dolní úvrať	15,42	1	-0,73	-0,64	-0,64
	Polovina zdvihu	18,57	1	-0,62	-0,59	-0,59
	Horní úvrať	19,32	0	0	-1	1
min. zatížení	Dolní úvrať	18,25	1	-0,62	-0,45	-0,45
	Polovina zdvihu	19,32	0	0	-1	1
	Horní úvrať	19,32	0	0	-1	1



Tab. 14.4 Součinitele tvarů kmitů příslušející třetí vlastní frekvenci

Zatěžující stav		Třetí vlastní frekvence	Součinitele tvarů kmitů příslušející třetí vlastní frekvenci			
		$\omega_{03} [s^{-1}]$	v_{13}	v_{23}	v_{33}	v_{34}
max. zatížení	Dolní úvrať	19,32	0	0	-1	1
	Polovina zdvihu	19,32	0	0	-1	1
	Horní úvrať	24,21	1	-0,43	-0,49	-0,49
min. zatížení	Dolní úvrať	19,32	0	0	-1	1
	Polovina zdvihu	21,95	1	-0,52	-0,42	-0,42
	Horní úvrať	28,59	1	-0,36	-0,33	-0,33

Tab. 14.5 Součinitele tvarů kmitů příslušející čtvrté vlastní frekvenci

Zatěžující stav		Čtvrtá vlastní frekvence	Součinitele tvarů kmitů příslušející čtvrté vlastní frekvenci			
		$\omega_{04} [s^{-1}]$	v_{14}	v_{24}	v_{34}	v_{44}
max. zatížení	Dolní úvrať	27,51	0,37	0,39	-1	-1
	Polovina zdvihu	28,94	0,42	0,49	-1	-1
	Horní úvrať	32,71	0,52	0,8	-1	-1
min. zatížení	Dolní úvrať	31,05	0,54	0,62	-1	-1
	Polovina zdvihu	33,18	0,61	0,79	-1	-1
	Horní úvrať	38,44	0,57	1	-0,76	-0,76

Z jednotlivých součinitelů tvarů kmitů lze vyčíst chování dynamické soustavy. Vezměme si např. zatěžující stav kdy je základací zařízení plně naložené a je v dolní úvrati. Tomuto stavu odpovídá vždy první řádek tab. 14.2 až tab. 14.5. Při první vlastní frekvenci $14,81s^{-1}$ je vidět, že základací jednotka sjede dolů a natočí se, protizávaží se pohybuje taky dolů. Při druhé vlastní frekvenci $15,42s^{-1}$ základací jednotka sjede dolů a natočí se na druhou stranu, protizávaží se pohybuje proti pohybu základací jednotky. Při třetí vlastní frekvenci $19,32s^{-1}$ se protizávaží pohybuje nesouběžně. Při čtvrté vlastní frekvenci $27,51s^{-1}$ základací jednotka sjede dolů a natočí se, protizávaží se pohybuje proti pohybu základacího zařízení.



ZÁVĚR

Dle požadovaných parametrů uvedených v zadání práce byl proveden konstrukční návrh lanového systému. Navržená lana zdvihu a lana k protizávaží, která byla zkontrolována výpočtem, lze pro dané bezpečnosti považovat za vhodná. Vypočtené hodnoty průměrů kladek a lanového bubnu jsou navýšeny z důvodu prodloužení životnosti lana a všechny navržené průměry korespondují s rozměry, které firma SSI Schäfer používá. U lanového bubnu je provedena pevnostní kontrola pláště.

Jako pohony zdvihu jsou zvoleny čtyřpólové asynchronní motory s kuželočelní převodovkou a brzdou. Synchronizace pohonů dvojice navijáků bude zajištěna polohovou vazbou. Součástí pohonů zdvihu jsou také frekvenční měniče. Navržené pohony byly kontrolovány na momentovou přetížitelnost a lze je považovat za vhodné.

Navržené osy pod kladkou zdvihu, osy pod kladkou k protizávaží a hřídel bubnu jsou ověřeny pevnostním výpočtem a splňují požadovanou bezpečnost. Zvolená soudečková ložiska pro uložení hřídele bubnu vyhovují z hlediska trvanlivosti a umožňují naklopením kompenzovat nepřesnost uložení.

Pomocí metody zrychlujících sil jsou sestaveny pohybové rovnice výpočtového modelu. Je proveden výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů. Z energetického hlediska lze považovat za podstatnou první vlastní frekvenci a k ní příslušející tvary kmitů. Z jednotlivých součinitelů tvarů kmitů lze vyčíst, že dominantní je pohyb protizávaží, lze tedy usuzovat, že navržený lanový systém je optimální.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAŽAN, F.; JEŘÁBEK, K.: *Manipulace s materiálem*. První vydání, Praha: SNTL 1979. 454s.
- [2] GAJDUŠEK, J.: *Systémy a prostředky manipulace s materiálem* První vydání, Brno, 1982. 155s.
- [3] KAŠPÁREK, J.: *Dopravní a manipulační zařízení*. Pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně, skripta VUT Brno, 2002. 126s.
- [4] GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Skripta VUT Brno 1988. 277s.
- [5] REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F.: *Jeřáby: I. díl*. Druhé přepracované a doplněné vydání, Praha: SNTL 1974. 645s.
- [6] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů I. svazek*. Páté přepracované vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. 775s.
- [7] ŠKOPÁN, M.: *Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů*. Skripta VUT Brno, 2003. 117s.
- [8] SCHIGLEY, Joseph E.; MISCHE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G.: *Konstruování strojních částí*, 1. vydání, Brno: Nakladatelství VITIUM, 2010, 1160s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] KAŠPÁREK, J.: *Projektování a logistika dopravních a manipulačních zařízení*, (přednáška), Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2014.
- [10] ČSN 27 0100: *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*; datum účinnosti: 1.5.1978.
- [11] ČSN 27 1820: *Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana*; datum účinnosti: 1.5.1957.
- [12] *Mechanizace a automatizace ve velkoobchodních skladech* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.zaverky.estranky.cz/clanky/obchodni-provoz/mechanizace_a_automatizace_ve_velkoobch_skladech.html>
- [13] [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <[http://obordopravni.webzdarma.cz/Pred/Skladove system, lozne operace.doc](http://obordopravni.webzdarma.cz/Pred/Skladove%20system,%20lozne%20operace.doc)>
- [14] *Mecalux s.r.o.: Konvenční paletové regály* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.mecalux.cz/paletove-regaly/paletove-regaly-standardni>>
- [15] *Mecalux s.r.o.: Vjezdové paletové regály* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.mecalux.cz/paletove-regaly/vjezdove-drive-in>>
- [16] *Mecalux s.r.o.: Spádové paletové regály* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.mecalux.cz/paletove-regaly/spadove-regaly-palety>>



- [17] *Mecalux s.r.o.: Paletové regály Push-Back* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.mecalux.cz/paletove-regaly/zasuvne-regaly-push-back>>
- [18] *Mecalux s.r.o.: Mobilní paletové regály Movirack* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.mecalux.cz/paletove-regaly/pojizdne-regaly>>
- [19] *Mecalux s.r.o.: Třístranný stohovací jeřáb na palety* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <[http://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/tistranny-stohovaci-jejab-palety](http://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/tistranny-stohovaci-jerab-palety)>
- [20] *Kredit s.r.o.: Samonosný sklad pro sloupové zakladače* [online]. 2011. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.automatizace-skladu.cz/produkty/oplastene-sklady/samonosny-sklad-pro-sloupove-zakladace/>>
- [21] *Cowab: Pallyftare med langa gafflar* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.cowab.se/lyft/pallyftare/pallyftare-med-langa-gafflar/2902811-2910794.wf>
- [22] *Logimat: Čelní vysokozdvížené vozíky* [online]. 2013. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://logimat.cz/?page_id=16>
- [23] *Stephan SA: Gerbeur* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.stephan.ch/fr/engins-de-levage/engins-de-stockage>>
- [24] *Mecalux s.r.o.: Zakládací jeřáby na palety* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/zakladace>>
- [25] *Kardex Group: Double-mast S/R Machine for Pallets* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.kardex-mlog.com/en/products-mlog/storage-and-retrieval-machines/sr-machines-for-pallets.html>>
- [26] *Kredit s.r.o.: Sloupový zakladač pro sklad s vícenásobnou hloubkou* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.automatizace-skladu.cz/produkty/automatizovane-sklady/sloupovy-zakladac-pro-sklad-s-vicenasobnou-hloubkou/>>
- [27] *Mecalux s.r.o.: Stacker cranes for pallets* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://static.mecalux.com.au/external/catalogue/en-AU/pdf/stacker-cranes-for-pallets-166844.pdf>>
- [28] *Elis: Vero power 8* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.ocelovalana.cz/obrazky/verope/veropower-8.pdf>>
- [29] *Verope AG: Vero power 8* [online]. 2011. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.verope.com/en/products/veropower-8/>>
- [30] *SKF: Soudečková ložiska, válcová a kuželová díra* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?prodid=1550412220&imperial=false>>



- [31] *SKF: Soudečková ložiska, válcová a kuželová díra* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?prodid=1550172218&imperial=false>>
- [32] *SEW-EURODRIVE: Kuželo-čelní převodový motor* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/k-ku-elo-el-n-p-evodov-motor.htm>>
- [33] *SEW-EURODRIVE: Catalog AC motor* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <<http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16826817.pdf>>
- [34] *SEW-EURODRIVE: Catalog-DRS-GM* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011_G11.pdf>
- [35] *NORD Drivesystem: Catalog G 1000* [online]. 2014. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[ms^{-2}]$	zrychlení základací jednotky
$\sqrt{a}$	$[mm^{-1/2}]$	neuberova konstanta
a_a	$[-]$	parametr upravující součinitel vlivu jakosti povrchu
a_b	$[mm]$	vzdálenost síly F_m od podpory A_b
$\sqrt{a_b}$	$[mm^{-1/2}]$	neuberova konstanta
a_{bu}	$[mm]$	hloubka drážky
$a_{j\alpha}$	$[-]$	zobecněný dynamický součinitel setrvačnosti
a_k	$[mm]$	šířka kladky
a_p	$[mm]$	vzdálenost mezi silami F_p
a_z	$[mm]$	vzdálenost mezi podporami u osy pod kladkou zdvihu
b	$[-]$	parametr upravující součinitel vlivu jakosti povrchu
$\mathbf{B}$	$[-]$	čtvercová matice tlumení
b_b	$[mm]$	vzdálenost síly F_l od podpory A_b
b_d	$[mm]$	šířka drážky
$b_{j\alpha}$	$[-]$	zobecněný statický součinitel tlumení
b_k	$[mm]$	hloubka drážky kladky
b_p	$[mm]$	vzdálenost síly F_p od podpory A_p
b_{pe}	$[mm]$	šířka pera
b_z	$[mm]$	vzdálenost síly F_z od podpory B_z
$\mathbf{C}$	$[-]$	čtvercová matice tuhosti
C_A	$[kN]$	základní dynamická únosnost ložiska A
C_B	$[kN]$	základní dynamická únosnost ložiska B
c_b	$[mm]$	vzdálenost místa D_b od podpory A_b
$c_{j\alpha}$	$[-]$	zobecněný statický součinitel tuhosti
c_k	$[mm]$	výška čela kladky
c_z	$[mm]$	je vzdálenost síly F_z od místa C_z
D	$[mm]$	teoretický průměr kladky zdvihu
d	$[mm]$	průměr osy v řešeném místě
D_b	$[mm]$	jmenovitý průměr bubnu
d_b	$[mm]$	vzdálenost místa E_b od podpory A_b
D_{bmin}	$[mm]$	nejmenší dovolený základní průměr bubnu
d_{B_z}	$[mm]$	průměr osy mezi podporami
d_{C_b}	$[mm]$	průměr hřídele bubnu v průřezu C_b
d_{C_z}	$[mm]$	průměr osy pod ložiskem kladky
d_{D_b}	$[mm]$	průměr hřídele bubnu v průřezu D_b
d_{E_b}	$[mm]$	průměr hřídele bubnu v průřezu E_b
d_{G_b}	$[mm]$	průměr hřídele bubnu v průřezu G_b



D_k	[mm]	jmenovitý průměr všech kladek zdvihu
D_{kp}	[mm]	jmenovitý průměr kladky k protizávaží
D_{kvod}	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky zdvihu
D_{kvyr}	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky zdvihu
d_l	[mm]	jmenovitý průměr lana
d_{op}	[mm]	průměr osy k protizávaží
D_p	[mm]	teoretický průměr kladky k protizávaží
d_p	[mm]	jmenovitý průměr lana k protizávaží
D_{vod}	[mm]	teoretický průměr vodící kladky zdvihu
D_{vyr}	[mm]	teoretický průměr vyrovnávací kladky zdvihu
D_0	[mm]	vnitřní průměr bubnu
D_1	[mm]	průměr bubnu měřený pod lanem
E	[Nmm ⁻²]	modul pružnosti lana
e	[mm]	zkosení hran kladky
e_A	[—]	faktor výpočtu ložiska
e_b	[mm]	vzdálenost místa G_b od síly F_l
E_k	[J]	kinetická energie
E_p	[J]	Potenciální energie
F_a	[kN]	amplituda síly
$F_{A_b x}$	[kN]	reakce od síly F_l a F_m v podpoře A_b
$F_{A_b y}$	[kN]	reakce od síly F_l a F_m v podpoře A_b
$F_{A_b y max}$	[kN]	maximální radiální síla působící na ložisko A
$F_{A_b y min}$	[kN]	minimální radiální síla působící na ložisko A
$F_{a max}$	[kN]	maximální axiální síla působící na ložisko A
$F_{a min}$	[kN]	minimální axiální síla působící na ložisko A
$F_{A_p x}$	[kN]	reakce od síly F_p v podpoře A_p
$F_{A_p y}$	[kN]	je reakce od síly F_p v podpoře A_p
$F_{astř}$	[kN]	střední axiální zatížení
$F_{A_z x}$	[kN]	reakce od síly F_z v podpoře A_z
$F_{A_z y}$	[kN]	reakce od síly F_z v podpoře A_z
f_B	[—]	provozní faktor
F_{B_b}	[kN]	reakce od síly F_l a F_m v podpoře B_b
F_{B_p}	[kN]	reakce od síly F_p v podpoře B_p
F_{B_z}	[kN]	reakce od síly F_z v podpoře B_z
F_{dov}	[kN]	maximální dovolené zatížení lana zdvihu
F_{dovp}	[kN]	maximální dovolené zatížení lana k protizávaží
$F_{l min}$	[kN]	statická síla v laně zdvihu při prázdném zakládacím zařízení
F_{lp}	[kN]	statická síla v laně k protizávaží



F_{l1}	[kN]	statická síla v laně zdvihu
F_{l1min}	[kN]	statická síla v laně zdvihu při prázdném zakládacím zařízení
F_m	[kN]	síla působící na hřídel bubnu od hmotnosti motoru
F_{mz}	[kN]	střední hodnota síly
F_p	[kN]	síla zatěžující osu kladky k protizávaží
F_{p1}	[kN]	statická síla v laně k protizávaží
$F_{rAstř}$	[kN]	střední radiální zatížení
F_{rBmax}	[kN]	maximální radiální síla působící na ložisko B
F_{rBmin}	[kN]	minimální radiální síla působící na ložisko B
$F_{rBstř}$	[kN]	střední radiální zatížení
F_z	[kN]	síla zatěžující osu kladky zdvihu
F_{zmin}	[kN]	síla zatěžující osu kladky zdvihu při prázdném zakládacím zařízení
F_0	[N]	jednotková síla působící v těžišti
F_l	[kN]	statická síla v laně zdvihu
G	[t]	hmotnost částí zvedaných s břemenem redukováno o protizávaží
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
H	[m]	výška zdvihu
h	[mm]	výška pera
i_k	[—]	lanový převod
i_p	[—]	převodový poměr
J_{Mot}	[kg · m ⁻²]	moment setrvačnosti rotoru motoru
k_a	[—]	součinitel vlivu jakosti povrchu
k_{ab}	[—]	součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[—]	součinitel vlivu velikosti tělesa
k_{bb}	[—]	součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[—]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_{cb}	[—]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[—]	součinitel vlivu teploty
k_{db}	[—]	součinitel vlivu teploty
k_e	[—]	součinitel spolehlivosti
k_{eb}	[—]	součinitel spolehlivosti
k_f	[—]	součinitel zahrnující další vlivy
k_{fb}	[—]	součinitel zahrnující další vlivy
k_{kC_z}	[—]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti
k_{kD_b}	[—]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti
k_{kp}	[—]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti
k_{lan}	[—]	součinitel bezpečnosti lana zdvihu
k_{pro}	[—]	součinitel bezpečnosti lana k protizávaží



k_u	[—]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti
k_{ub}	[—]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti
k_{uo}	[—]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti
$k_{u\sigma}$	[—]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti v ohybu
$k_{u\tau}$	[—]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavové pevnosti v krutu
k_1	$[Nm^{-1}]$	ekvivalentní tuhosti lan k protizávaží
k_{11}	$[Nm^{-1}]$	tuhost lana k protizávaží
k_{12}	$[Nm^{-1}]$	tuhost lana k protizávaží
k_2	$[Nm^{-1}]$	ekvivalentní tuhost lan zdvihu
k_{21}	$[Nm^{-1}]$	tuhost kratšího lana zdvihu
k_{22}	$[Nm^{-1}]$	tuhost delšího lana zdvihu
L	$[mm]$	navíjená délka lana
l	$[mm]$	délka závitové části bubnu
L_b	$[mm]$	celková šířka bubnu
l_{lp}	$[m]$	délka lana k protizávaží
l_{l1}	$[m]$	délka kratšího lana zdvihu
l_{l2}	$[m]$	délka delšího lana zdvihu
l_p	$[mm]$	délka pera
l_s	$[mm]$	funkční délka pera
l_1	$[mm]$	délka nezávitové části bubnu pro uchycení lana
L_{10h_A}	$[h]$	hodinová trvanlivost ložiska
L_{10h_B}	$[h]$	hodinová trvanlivost ložiska
l_2	$[mm]$	délka nezávitové části bubnu
$\mathbf{M}$	[—]	čtvercová matice hmotnosti
M_{am}	$[Nm]$	krouťící moment motoru
M_{ka}	$[Nm]$	amplituda krouťícího momentu
M_{kb}	$[MPa]$	maximální krouťící moment u bubnu
M_{ks}	$[Nm]$	statický krouťící moment
m_l	$[kg/m]$	hmotnost 1m lana
m_m	$[kg]$	hmotnost převodového motoru
M_n	$[Nm]$	nominální moment motoru
M_o	$[Nm]$	ohybový moment
M_{oa}	$[Nm]$	amplituda ohybového momentu při souměrně střídavém cyklu
M_{ob}	$[Nm]$	maximální ohybový moment u bubnu
M_{oB_z}	$[Nm]$	maximální ohybový moment v místě B_z
M_{oC_z}	$[Nm]$	maximální ohybový moment v místě C_z
M_{oD_b}	$[Nm]$	ohybový moment v místě D_b
M_{oE_b}	$[Nm]$	ohybový moment v místě E_b



M_{oG_b}	[Nm]	ohybový moment v místě G_b
M_{om}	[Nm]	střední ohybový moment při souměrně střídavém cyklu
M_{op}	[Nm]	maximální ohybový moment u osy k protizávaží
M_{roz}	[Nm]	rozběhový moment motoru
m_x	[kg]	hmotnost zakládacího zařízení
n	[–]	počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu
n_b	[s ⁻¹]	otáčky bubnu
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
$n_{výst}$	[min ⁻¹]	výstupní otáčky
P	[kN]	jmenovitá pevnost lana
p	[MPa]	tlak pro neposuvný ocelový náboj
P_A	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení
P_D	[MPa]	dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj
P_m	[kW]	výkon zvedacího motoru při ustálené rychlosti
Q	[t]	maximální hmotnost břemene
$\mathbf{Q}$	[–]	vektor vnějších budících sil
q	[%]	poměrné zatížení
$\mathbf{q}$	[–]	sloupcový vektor vychylek
Q_j	[N]	vnější silové působení
q_j	[–]	nezávislá zobecněná souřadnice
Q_p	[t]	hmotnost protizávaží
$\ddot{\mathbf{q}}$	[–]	sloupcový vektor zrychlení
$\dot{\mathbf{q}}$	[–]	sloupcový vektor rychlosti
Q_1	[N]	náhlá síla
q_α	[–]	nezávislá zobecněná souřadnice
r_b	[mm]	poloměr vrubu
r_{bu}	[mm]	poloměr zaoblení výstupku
r_d	[mm]	poloměr drážky
R	[mm]	poloměr zaoblení drážky
R_{e_b}	[MPa]	mez kluzu
R_{e_p}	[MPa]	mez kluzu
R_{e_z}	[MPa]	mez kluzu
r_k	[mm]	poloměr zaoblení drážky kladky
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
R_{m_b}	[MPa]	mez pevnosti v tahu
R_{ml}	[MPa]	jmenovitá pevnost drátu v tahu
R_{m_p}	[MPa]	mez pevnosti v tahu
R_{m_z}	[MPa]	mez pevnosti v tahu



r_1	[mm]	poloměr zaoblení 1 u kladky
r_2	[mm]	poloměr zaoblení 2 u kladky
r_3	[mm]	poloměr zaoblení 3 u kladky
s	[mm]	skutečná tloušťka stěny bubnu
S_l	[m ²]	průřez lana zdvihu
s_{min}	[mm]	minimální tloušťka stěny bubnu
S_p	[m ²]	průřez lana k protizávaží
t	[mm]	rozteč závitů
t_a	[s]	doba rozběhu motoru
v	[ms ⁻¹]	rychlost zdvihu
$\mathbf{v}$	[–]	sloupcový vektor amplitud
$\mathbf{v}_r$	[–]	sloupcový vektor amplitud pro r-tý tvar kmitu
W_{kb}	[mm ³]	průřezový modul v krutu pro buben
W_{kC_b}	[mm ³]	průřezový modul v krutu pro kruhový průřez místě C_b
W_{kD_b}	[mm ³]	průřezový modul v krutu v místě D_b
W_{kE_b}	[mm ³]	průřezový modul v krutu v místě E_b
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
W_{ob}	[mm ³]	průřezový modul v ohyb pro buben
W_{oB_z}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu v místě B_z
W_{oC_z}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu v místě C_z
W_{oD_b}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu v místě D_b
W_{oE_b}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu v místě E_b
W_{oG_b}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu v místě G_b
W_{op}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu pro osu k protizávaží
$W(\dot{q})$	[J]	dissipativní funkce
x_{st}	[m]	statická výchylka v těžišti
x_1	[m]	posunutí v místě uchycení pružiny
x_2	[m]	posunutí v místě uchycení pružiny
Y_{1A}	[–]	součinitel dynamického zatížení pro poměr e_A
z	[–]	počet větví lanového převodu
z_b	[–]	počet závitů lana na bubnu
z_0	[–]	počet reverzních závitů
α	[–]	součinitel tvaru
α_b	[–]	součinitel závislý na druhu provozu pro buben
α_{C_z}	[–]	součinitel tvaru
α_k	[–]	součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky
α_{kC_b}	[–]	součinitel tvaru v rohu drážky pro pero
α_{kD_b}	[–]	součinitel tvaru v místě D_b



α_{kE_b}	[—]	součinitel tvaru v místě E_b
α_{oD_b}	[—]	součinitel tvaru v místě D_b
α_{oE_b}	[—]	součinitel tvaru v místě E_b
α_{oG_b}	[—]	součinitel tvaru v místě G_b
β	[—]	součinitel zohledňující vliv ostatních rotačních hmot při rozběhu
β_{jr}	[—]	součinitele tvaru kmitu
β_σ	[—]	součinitel vrubu
β_{σ_b}	[—]	součinitel vrubu
γ	[°]	úhel stoupání drážky bubnu
η	[—]	účinnost lanového převodu
η_b	[—]	účinnost bubnu
η_c	[—]	celková mechanická účinnost
η_p	[—]	účinnost převodovky
η_1	[—]	účinnost jedné kladky na pevné ose
κ	[—]	součinitel středního spouštěcího momentu
ξ	[—]	součinitel momentové přetížitelnosti
π	[—]	ludolfovo číslo
σ_a	[MPa]	amplituda napětí pro obecný cyklus zatěžování
σ_{a_b}	[MPa]	amplituda napětí pro souměrný střídavý cyklus
σ_c^*	[MPa]	mez únavy reálné součásti s vrubem
$\sigma_{c_b}^*$	[MPa]	mez únavy reálné součásti s vrubem
σ_{co}	[MPa]	mez únavy zkušebního vzorku
σ'_{co}	[MPa]	mez únavy reálné součásti při střídavém ohybu
σ_{co_b}	[MPa]	mez únavy zkušebního vzorku
σ'_{co_b}	[MPa]	mez únavy reálné součásti při střídavém ohybu
σ_m	[MPa]	střední napětí pro obecný cyklus zatěžování
σ_{m_b}	[MPa]	střední napětí pro souměrný střídavý cyklus
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{ob}	[MPa]	ohybové napětí v kritickém průřezu bubnu
σ_{oB_z}	[MPa]	napětí v ohybu v průřezu B_z
σ_{oC_z}	[MPa]	napětí v ohybu v průřezu C_z s vrubem
σ_{oD_b}	[MPa]	napětí v ohybu v průřezu D_b
σ_{oE_b}	[MPa]	napětí v ohybu v průřezu E_b
σ_{oG_b}	[MPa]	napětí v ohybu v průřezu G_b
σ_{op}	[MPa]	napětí v ohybu pro osu k protizávaží
σ_{redb}	[MPa]	redukované napětí
$\sigma_{red D_b}$	[MPa]	redukované napětí
$\sigma_{red E_b}$	[MPa]	redukované napětí



σ_{tl}	[MPa]	tlakové napětí
τ_{ab}	[MPa]	amplituda napětí
τ_{kb}	[MPa]	Smykové napětí v kritickém průřezu bubnu
τ_{kC_b}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu C_b
τ_{kD_b}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu D_b
τ_{kE_b}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu E_b
τ_{m_b}	[MPa]	střední napětí
τ_{sb}	[MPa]	statické stále napětí
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω_0	[s ⁻¹]	vlastní frekvence
ω_{0r}	[s ⁻¹]	r-tá úhlová rychlost
ω_{01}	[s ⁻¹]	1. vlastní frekvence
ω_{02}	[s ⁻¹]	2. vlastní frekvence
ω_{03}	[s ⁻¹]	3. vlastní frekvence
ω_{04}	[s ⁻¹]	4. vlastní frekvence



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace

01-S001	Horní nosník
02-S002-01	Nosič kladek protizávaží
03-S003	Zdvihací mechanismus
01-A001-01	Osa zdvihu
02-A002-02	Osa protizávaží