

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH NÁKLADNÍHO VÝTAHU

PROJECT OF SERVICE LIFT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Bc. TOMÁŠ ODVÁRKA

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/09



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Odvárka Tomáš, Bc.

kteřý/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 nákladního výtahu

v anglickém jazyce:

Project of service lift

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout nákladní výtah poháněný speciálním mechanismem s využitím tlačného řetězu.

Zadané parametry:

Rychlost zdvihu 0,25m.s-1

Nosnost 700kg

Výška zdvihu 20m

Cíle diplomové práce:

Konstrukční návrh s důležitými pevnostními výpočty pro nákladní výtah, poháněný tlačným řetězem ze zásobníku.

Technické zhodnocení vůči hydraulickým výtahům.

Seznam odborné literatury:

1. Gere J.M. and Timoshenko: Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.
2. Janovský L.: Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu. 1991, ČVUT Praha.
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988
7. Patentový spis 295 985, B6, B66F 3/28
číslo přihlášky 2004-35, přihlášeno 08.01.2004,
věstník č.8/20005.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 21.10.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá návrhem nákladního výtahu poháněného speciálním mechanismem s využitím tlačného řetězu. V práci jsou navrženy a popsány nejdůležitější konstrukční celky nákladního výtahu. Konstrukční řešení obsahuje také výpočtovou část se statickými výpočty hlavních částí výtahu. Největší pozornost je však věnována pohonu výtahu, který se skládá z elektromotoru, spojky, převodovky, brzdy a uložení řetězového kola.

Annotation

This diploma thesis deal with project of servis lift drive by special mechanism using thrust chain. There are designed and descrobed the most importana construction unit of servis lift in the this thesis. The calculation as tha static for the main part sof the lift are included in the constructional analysis. The most attention is pay to drive, which is consist of eletric motor, clech, gearbox, break and imposition of sprocket wheel.

Klíčová slova

Nákladní výtah, tlačný řetěz, řetězové kolo, vodící drážka, převodovka, vodítka, klec výtahu, kabina výtahu.

Keywords

Service lift, thrust chain, sprocket wheel, guiding groove, gearbox, lift cage, frame, cage.

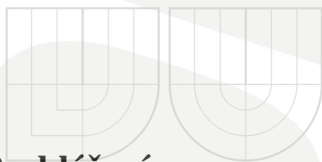


VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FSI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Bibliografická citace

ODVÁRKA, T. *Návrh nákladního výtahu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 82 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

V Brně dne

Podpis

Poděkování

Děkuji tímto panu doc. Ing. Jiřího Maláškov, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování této diplomové práce. Dále chci poděkovat rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.



Obsah

1	Úvod.....	8
1.1	Charakteristika a vývoj výtahů	9
1.2	Rozdělení výtahů	9
1.3	Parametry výtahů	9
1.3.1	Základní parametry výtahů	9
1.3.2	Doplňující parametry	9
2	Funkční rozměry	10
3	Koncepce výtahu	11
3.1	Princip výtahu poháněného tlačným řetězem	12
4	Popis jednotlivých částí a jejich výpočet	12
4.1	Rám klece	12
4.1.1	Svislý nosník	13
4.1.2	Lyžiny	13
4.1.3	Horní nosník	14
4.1.4	Spodní nosník se zavěšením rámu	14
4.1.5	Vodící čelist	15
4.1.6	Zachycovač	15
4.1.7	Ovládací páka zachycovačů	16
4.1.8	Omezovač	16
4.1.9	Spojovací materiál	18
4.2	Klec	18
4.3	Konzola	18
4.4	Vodítka.....	18
4.4.1	Volba vodítek a jejich technické parametry	19
4.4.2	Výpočet sil ve vodících čelistech	20
4.4.2.1	Výpočet odporu proti pohybu klece	24
4.4.3	Výpočet vodítek	26
4.4.3.1	Normální provoz – jízda	27
4.4.3.1.1	Namáhání na ohyb	29
4.4.3.1.2	Kombinované namáhání	31
4.4.3.1.3	Namáhání příruby vodítka na ohyb	31
4.4.3.1.4	Průhyby vodítek	31
4.4.3.2	Působení zachycovačů	32
4.4.3.2.1	Namáhání na ohyb	33
4.4.3.2.2	Namáhání ve vzpěru	35
4.4.3.2.3	Kombinované namáhání ve vzpěru a ohybu	36
4.4.3.2.4	Namáhání příruby vodítka na ohyb	37
4.4.3.2.5	Průhyby vodítek	37



4.5	Vedení řetězu	38
4.6	Tlačný řetěz	39
4.6.1	Volba tlačného řetězu	39
4.6.2	Výpočet odporu řetězu při pohybu ve vodící drážce	40
4.6.2.1	Silový rozbor a výpočet článku řetězu	41
4.6.3	Pevnostní kontrola řetězu	45
4.6.3.1	Stanovení statického bezpečnostního koeficientu	46
4.6.3.2	Stanovení dynamického bezpečnostního koeficientu	46
4.6.3.3	Stanovení měrného tlaku v kloubech řetězu	46
4.7	Spojení rámu klece s řetězem	47
4.8	Sestava pohonu	48
4.8.1	Rám pohonu	48
4.8.2	Elektromotor	50
4.8.2.1	Volba elektromotoru	50
4.8.2.2	Kontrola elektromotoru	51
4.8.2.3	Frekvenční měnič	54
4.8.3	Převodovka	55
4.8.4	Brzda	57
4.8.5	Spojka	57
4.8.6	Uložení poháněcího kola	58
4.8.6.1	Poháněcí řetězové kolo	59
4.8.6.2	Hřídel	63
4.9	Pevný nárazník	69
5	Metoda konečných prvků	70
6	Technické zhodnocení vůči hydraulickým výtahům	73
6.1	Princip a základní uspořádání	73
6.1.1	Přímý pohon kabiny plunžrem	73
6.1.2	Přímý pohon s použitím teleskopické pístnice	73
6.1.3	Přímý pohon kabiny plunžrem s umístění hydr. válce vedle klece	73
6.1.4	Nepřímý pohon s kombinací hydr. válce a lanového nebo řet. převodu	74
6.2	Porovnání navrhovaného výtahu s hydraulickým výtahem	74
7	Závěr	75
8	Seznam použitých zdrojů	76
9	Seznam použitých symbolů	78
10	Seznam výkresové dokumentace	82

1 Úvod

1.1 Charakteristika a vývoj výtahů

Výtahem rozumíme strojní zařízení, které slouží k vertikální dopravě osob a břemen mezi dvěma nebo více místy. Dpravované osoby nebo břemena spočívají při dopravě na plošině, která je nosnou částí kabiny nebo klece. Klec je vedena pevnými vodičky, která jsou zakotvena v šachtě výtahu. Vodička umožňují jediný pohyb klece: přímočarý posuv nahoru a dolů. Klec je zavěšena na jednom nebo více nosných orgánech, které ji spojují s motorickým zdvihacím ústrojím, tzv. výtahovým strojem.

Práce výtahu je většinou přerušovaná, to znamená, že nastupování a výstup osob nebo nakládání a vykládání břemen probíhá při stojící kabině. Existují i výtahy s nepřetržitým pracovním cyklem, např. osobní výtahy oběžné, zvané také paternostery, u nichž se nástup i výstup osob děje za provozu.

Důvody, které vedly ke konstrukci výtahů, jsou přirozené. Snaha po mechanizaci vertikální dopravy se nejprve týkala břemen, později i osob. První zdvihadla se používala již v období středověku a jsou vystopována do 3. století před naším letopočtem. Můžeme předpokládat, že jejich historie je ještě větší. Zejména se mohla používat při dávných monumentálních stavbách po celém světě. Tato zdvihadla byla ovládána zvířecí silou, lidskou silou nebo vodou hnaným mechanismem. Zdvihací zařízení, jak jej známe dnes, bylo poprvé vynalezeno během 18. století a spoléhalo se na páru a parní stroj.

Dnešní typ výtahu se poprvé objevil v 19. století ve Velké Británii, s použitím lana, kladky a závaží, zvedal břemena podél šachtové zdi. Výkonný výtah debutoval v polovině 19. století ve Spojených státech v New York City. Elisha G. Otis představil v roce 1853 první bezpečný výtah v městské budově „New York Crystal Palace“. Výtah překonával dvě podlaží a v případě selhání lana byl vybaven „bezpečnostní brzdou“ kabiny. V roce 1857 byl v provozu první osobní výtah instalovaný v obchodním domě v New Yorku. O deset let později synové E. Otise zakládají společnost Yonkers v NY a dosahují hromadné výroby tisíce kusů. S touto produkcí se objevily další nové prvky včetně otočného závitu a hydraulického modelu. Dnes hydraulické výtahy mají své samostatné místo ve světové produkci. Později v 18. století, s příchodem elektřiny, byl elektromotor včleněn do výtahové technologie německým vynálezcem jménem Werner von Siemens. S motorem na spodu kabiny byl tento výtah veden vertikálně na šachtové zdi. V roce 1887 byl elektrický výtah vyvinut v Baltimore s použitím rotačního bubnu a navíjecího lana. Tento bubnový pohon nemohl být použitelný pro tak velké zdvihy, jaké měly výškové budovy nebo mrakodrapy. V roce 1903 elektrický výtah nahradil ozubené převody, dovolil dopravu až do sta poschodí a navždy změnil městskou krajinu.

Dnes se prakticky všechny nové výtahy řídí automaticky a jsou vybaveny mikroprocesory. Počítačový věk přinesl novou způsobilost řídit obrovská data s precizním plánováním. Maximální efektivita a extrémní bezpečí jsou novou tvář výtahů. Výtahy se stávají prostředkem stavitelského výrazu a designu a umožňují rychlou dopravu osob s nekončící touhou vyvést člověka výše a rychleji. Na celém světě je denně počet dopravených osob výtahy větší, než u jiných dopravních prostředků.

1.2 Rozdělení výtahů

Podle druhu pohonu dělíme výtahy na tři skupiny:

- s elektrickým pohonem
- s hydraulickým pohonem
- s pneumatickým pohonem

Podle druhu použití:

- osobní výtah – je určen pouze pro přepravu osob a malých nákladů
- nákladní výtah – je navržen zejména pro přepravu zboží. Nákladní výtahy jsou typicky větší a jsou schopny unést těžší náklad než výtahy osobní
- speciální typ – bývá navržen pro speciální přepravu, např. nákladní automobilní výtah, užívaný pro transport automobilů v garážích

1.3 Parametry výtahů

1.3.1 Základní parametry výtahů

Základními parametry výtahů jsou nosnost a jmenovitá dopravní rychlost. Nosností výtahu rozumíme nejvyšší dovolenou hmotnost břemena, kterým se smí klec za provozu zatížit. Jmenovitá dopravní rychlost je teoretická rychlost klece, pro niž je výtah konstruován

1.3.2 Doplnující parametry

Doplnujícími technickými parametry a údaji, které blíže určují typ výtahu, jsou:

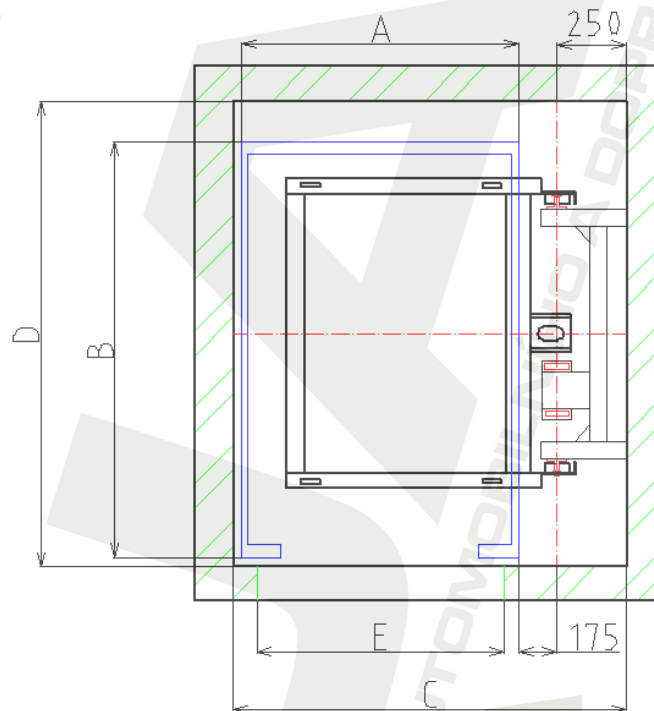
- zdvih, počet a poloha stanic
- rozměry výtahové šachty, klece strojovny
- napětí elektrické sítě, hustota spínání
- provedení a ovládaní šachetních dveří
- umístění výtahu v budově

2 Funkční rozměry

Rozměry klece, šachty, dveří jsou uvedeny v tab. 1. obr. 1 znázorňuje příčný řez šachtou, rozměry šachty a klece.

Tab. 1 Funkční rozměry

Klec	výška	V [mm]	2200
	šířka	A [mm]	1200
	hloubka	B [mm]	1500
Klecové a šachetní dveře	šířka	E [mm]	800
	výška	F [mm]	2000
Šachta	šířka	C [mm]	1800
	hloubka	D [mm]	1750
	nadjezd	[mm]	3500
	podjezd	[mm]	1200

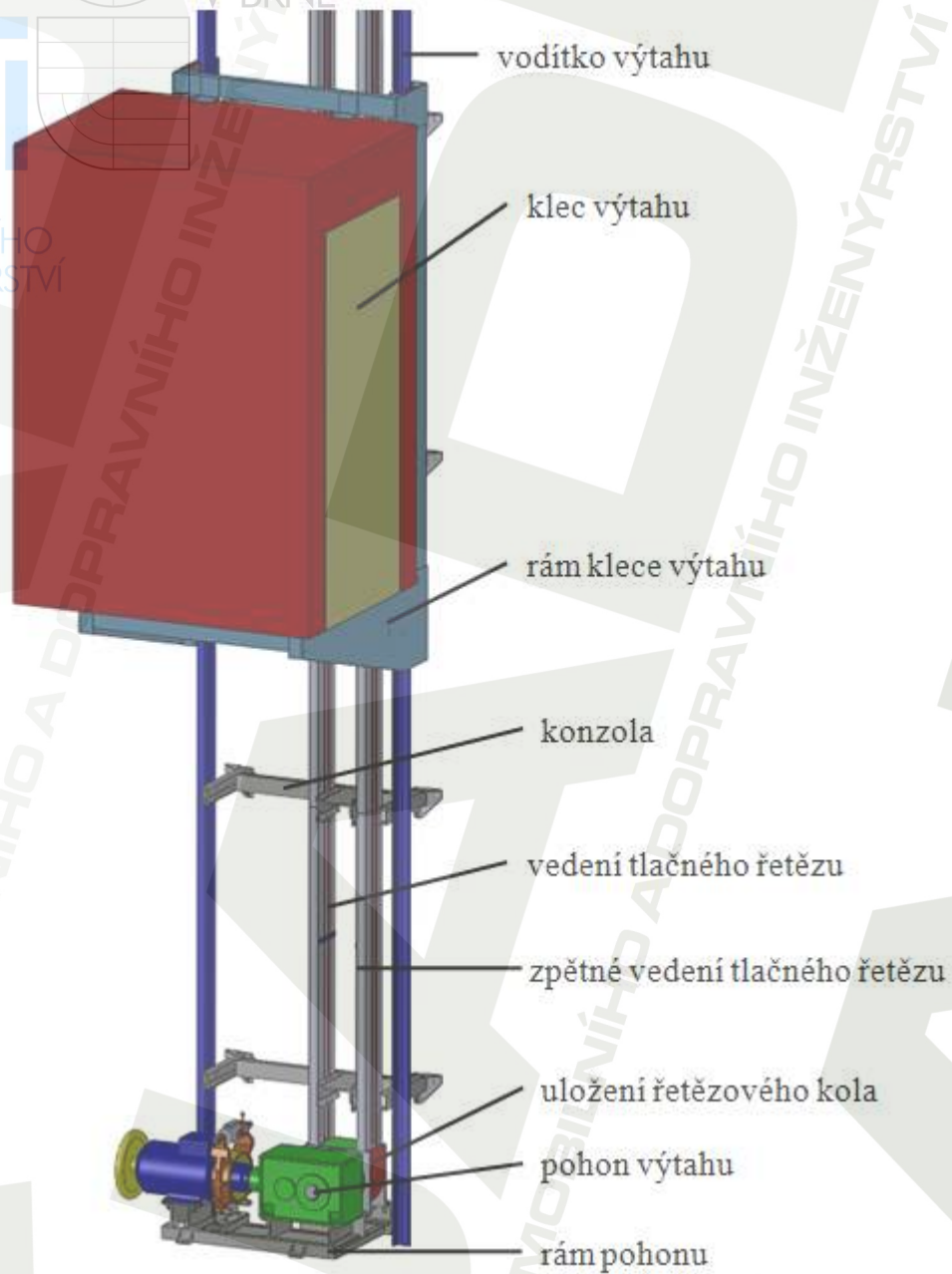


Obr. 1 Příčný řez šachtou

Užitečná plocha klece

Užitečnou plochu klece udává norma ČSN EN 81-1. Plocha klece je závislá na nosnosti výtahu.

3 Koncepce výtahu



Obr. 2 Hlavní části výtahu

Na obr. 2 je znázorněno funkční schéma výtahu. Výtah je umístěn do betonové šachty, výtahový stroj se nachází ve spodní části šachty pod úrovní spodní stanice.

3.1 Princip výtahu poháněného tlačným řetězem

Tlačný řetěz (válečkový/trojřadý řetěz) je veden ve vedení řetězu, toto vedení je přišroubované ke konzole. Zpětné vedení řetězu zároveň slouží jako zásobník řetězu. Ze zpětného vedení je řetěz přes řetězové kolo naveden pomocí naváděcích členů do vedení tlačného řetězu v tomto vedení již stoupá ve svislém směru a tlačí před sebou rám klece. Ke konci řetězu je připojen kluzný člen, který je rovněž veden ve stejném vedení. Ke kluznému členu je přivařen čep, který je spojen se závěsem klece. Detailní popis spoje je uveden v kapitole 4.7. Rám klece je veden ve dvou výtahových vodičkách pomocí čtyř vodičích čelistí. Jedná se o kluzné vedení, mazání se provádí pomocí mazače vodička. Výtahová vodička jsou ke stěně šachty připevněny prostřednictvím konzol. Konzoly jsou přišroubovány ke stěnám šachty závitovými tyčemi. Klec je připevněna k rámu pomocí šroubů a silentbloků.

Pohon výtahu se skládá z elektromotoru, kuželočelní dvoustupňové převodovky, která je s motorem spojena hřídelovou pružnou spojkou s brzdovým kotoučem, na kterém je dvoučelist'ová brzda. Řízení výtahu je pomocí frekvenčního měniče.

Detailní popis jednotlivých částí výtahu a jejich funkce je uveden v následujících kapitolách.

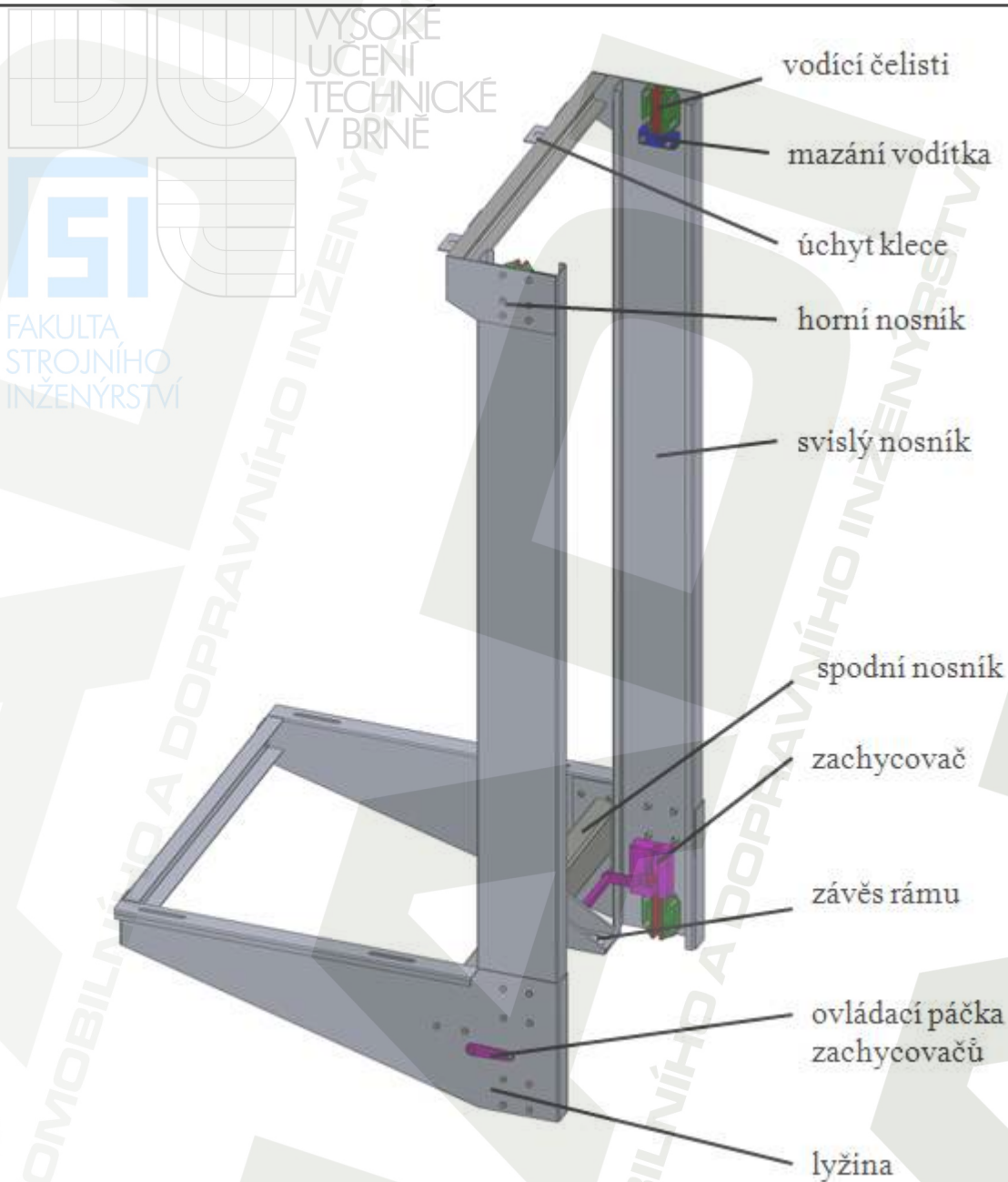
4 Popis jednotlivých částí výtahu a jejich výpočet

4.1 Rám klece výtahu

Rám klece je nosná konstrukce, ke které je uchycena klec. Rám je veden ve vodičkách a pomocí závěsu rámu je spojen s nosným orgánem. Na obr. 3 je rám klece včetně popisu jednotlivých částí. Rám je sešroubován z jednotlivých částí. Horní a spodní nosník jsou svařeny.

Ostatní díly jsou již pořízeny jako celky od výrobců, jsou to:

- vodičí čelisti
- zachycovače
- spojovací materiál
- mazač vodiček
- páka zachycovačů
- omezovač rychlosti



Obr. 3 Rám výtahu

4.1.1 Svislý nosník

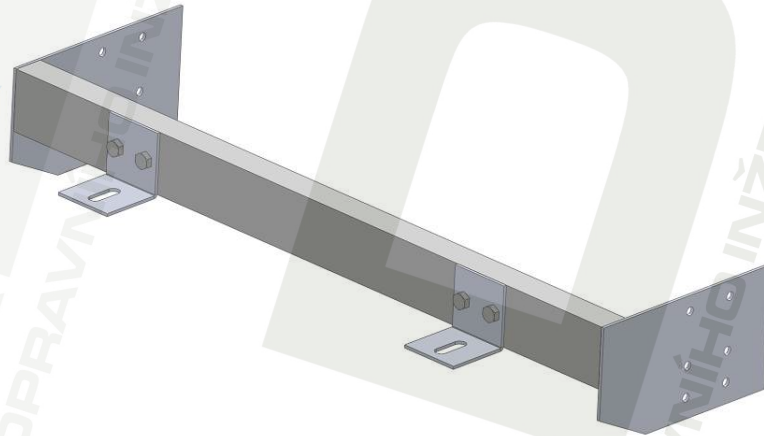
Na svislý nosník jsou připevněny vodící čelisti, mazání vodítek a zachycovače. Jsou vyrobeny z ohýbaného plechu tloušťky 4 mm.

4.1.2 Lyžiny

Lyžiny jsou vyrobeny z ohýbaného plechu tloušťky 5 mm.

4.1.3 Horní nosník

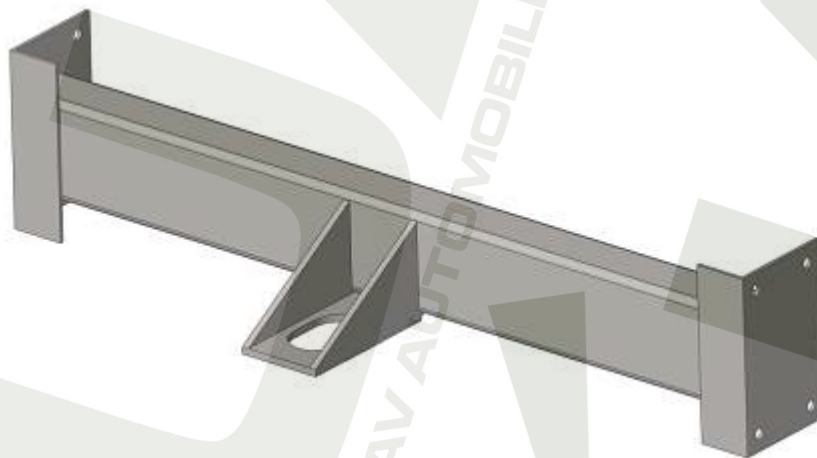
Horní nosník tvoří svařenec ze dvou plechů tloušťky 5 mm a profilu tvaru U. K nosníku jsou přišroubovány dvě úchytky klece, ke kterým je pomocí silentbloků uchycena klec. Horní nosník zabezpečuje konstantní vzdálenost obou svislých táhel. Horní nosník je zobrazen na obr. 4.



Obr. 4 Horní nosník

4.1.4 Spodní nosník se závěsem rámu

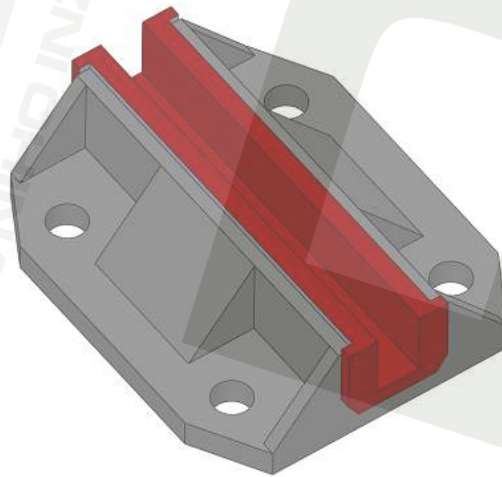
Spodní nosník je svařen z ohýbaných plechových dílů o tloušťce 5 mm a trubky obdélníkového průřezu 140x80-5 mm. Závěs rámu je svařen z plechu o tloušťce 15 mm a je přivařen k nosníku. Spodní nosník se závěsem rámu je zobrazen na obr. 5.



Obr. 5 Spodní nosník se závěsem rámu

4.1.5 Vodící čelisti

Z důvodu nízké jmenovité rychlosti je zvoleno kluzné vedení. Tento způsob vedení je jednodušší a tím i levnější. Je zvolena vodící čelist 1400G, která je na obr. 6. Čelist se skládá z hliníkového odlitku, do kterého je vlisována silonová vložka. Vodící čelist je k rámu klece přišroubována pomocí čtyř šroubů M12.



Obr. 6 Vodící čelisti

4.1.6 Zachycovač

Zachycovače jsou mechanická zařízení upevněná k ocelové konstrukci klece zachycující klec na vodítkách, přetrhnou-li se nosné orgány, překročí-li dopravní rychlost stanovenou mez při pohybu směrem dolů.

Zachycovacím zařízením musí být vybaven každý výtah, do jehož klece mohou vstupovat osoby. Jsou většinou umístěny pod rámem podlahy klece. Zachycovače musí účinkovat ihned a musí být navrženy tak, aby působily současně na obě vodítka. Musí být dobře přístupné, aby byla možná jejich údržba a kontrola.

Podle provozních charakteristik dělíme zachycovače do tří skupin:

- zachycovače klouzavé
- zachycovače samosvorné
- zachycovače samosvorné s tlumením

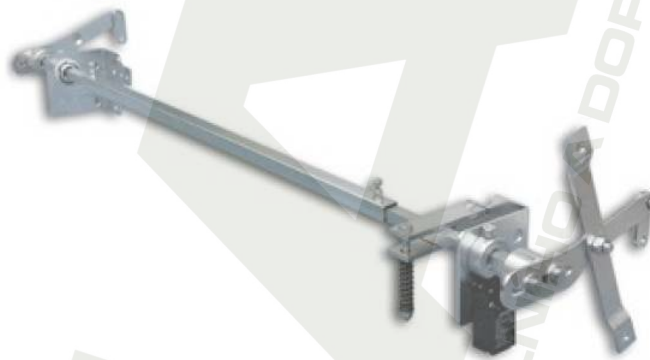
Pro tento typ výtahu je zvolen zachycovač jednosměrný, protože výtah není vybaven protizávažím a tím nehrozí pád směrem vzhůru. Jedná se o samosvorný zachycovač ASG-100 od firmy Dynatech, který je zobrazen na obr. 7.



Obr. 7 Zachycovač

4.1.7 Ovládací páka zachycovačů

Mechanismus omezovače rychlosti je pouze jeden a je umístěn na jedné straně výtahu. Zatímco zachycovače jsou dva, na každém vodičku jeden. Je nutné je propojit, aby oba zachycovače působily ve stejný okamžik. K propojení slouží ovládací páka zachycovačů. Je zvolena páka od firmy Dynatech viz obr. 8. Tato páka je nastavitelná pro různé rozmezí rozchodu vodiček.



Obr. 8 Ovládací páka zachycovačů

4.1.8 Omezovač rychlosti

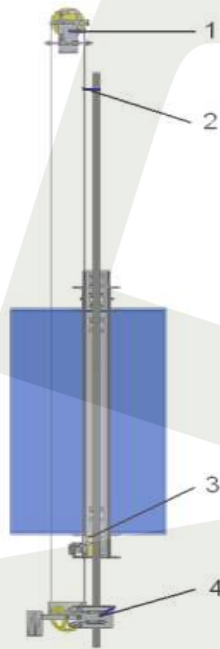
Impuls k činnosti zachycovačů může být odvozen od závěsu nosných orgánů nebo omezovače rychlosti. Omezovač rychlosti musí působit při jízdě kabiny směrem dolů při zvýšení rychlosti o předem stanovenou hodnotu proti hodnotě jmenovité. Před uvedením zachycovačů v činnost musí vypnout řídicí okruh.

Podle konstrukce se omezovače rychlosti dělí do dvou základních skupin:

- odstředivé
- kyvadlové

Schéma uspořádání omezovače rychlosti je na obr. 9. Omezovač rychlosti je umístěn v horní části šachty. Má nekonečné ovládací lanko 2, vedené přes kladku omezovače 1 a kladku napínacího zařízení 4, umístěnou v dolní části výtahové šachty. Ovládací lanko je připevněno k rámu klece resp. k ovládací páce zachycovačů 3.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



Obr. 9 Uspořádání omezovače rychlosti

Pro tento výtah je zvolen omezovač rychlosti LBD 200 od firmy Dynatech. Pro tento typ omezovače je doporučeno používat lanko PAWO F1 s nízkou roztažností.



Obr. 10 Omezovač rychlosti LBD 200

4.1.9 Spojovací materiál

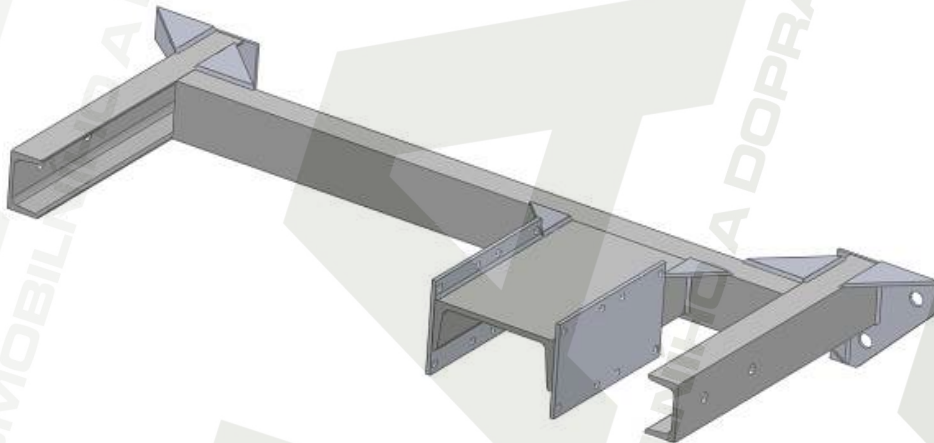
Pro spojení jednotlivých dílů rámu klece jsou použity šrouby M12 ČSN 02 1101, podložky ČSN 02 1702 a ČSN 02 1740 a šestihřanné matice M12 ČSN 02 1401.

4.2 Klec

Klec je vyrobena z plechových dílů. Spojení jednotlivých částí je rozebíratelné pomocí šroubů, nebo nerozebíratelné svařované. Klec je k rámu klece připevněna pomocí šroubů na podlaze a na stropě. Klec je odpružena pomocí několika silentbloků. Šachetní i klecové dveře jsou automatické stranové dvoupanelové. Rozměry klece udává tab. 1 a obr. 1.

4.3 Konzola

Konzola je svařenec z U-profilů, dále z plechů o tloušťce 6 mm. Pomocí konzoly jsou upevněna vodítka a vodící drážky tlačného řetězu. Konzola je ke stěně šachty připevněna pomocí šesti závitových tyčí. Schéma konzoly je na obr. 11.



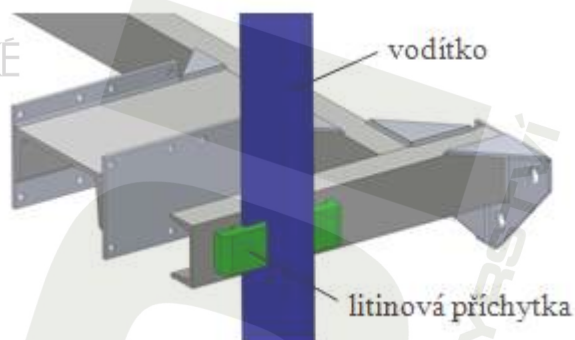
Obr. 11 Konzola

4.4 Vodítka

Klec výtahu je vedena ocelovými vodítky, ukotvenými ve výtahové šachtě. Ke stěně šachty jsou ukotvena pomocí konzoly. Klec je vedena ve dvou vodítkách, jejichž svislá vzdálenost mezi kotvami vodítek je 1200 mm. Vodítka musí zabránit kývání klece a musí být tak dlouhá, aby je klec nemohla opustit. Vodítka jsou použita v délce 5000 mm, spoj vodítek je rozebíratelný. K ukotvení vodítek ke konzole je použita litinová příchytky typ M3 od firmy ASRAY viz obr. 12 a příklad uchycení ke konzole je na obr. 13.



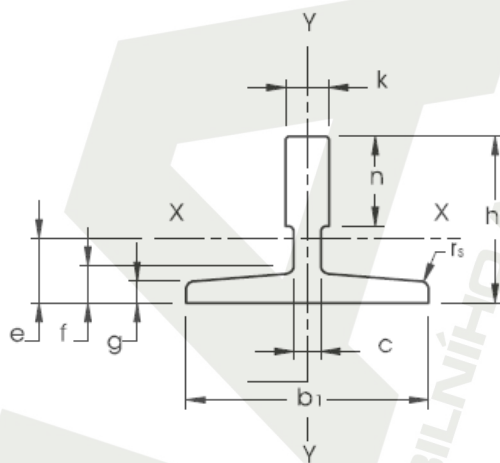
Obr. 12 Litinové příchytka M3



Obr. 13 Uchycení ke konzole

4.4.1 Volba vodiček a jejich technické parametry

Jmenovitá rychlost výtahu je 0,25 m/s, proto je zvoleno vodítko T90/A od firmy ASRAY. Jedná se o výtahová vodítka tažená za studena. Průřez vodítka je zobrazen na obr. 14. Rozměry vodítka jsou uvedeny v tab. 2, technické parametry vodítka jsou v tab. 3 a dovolené hodnoty napětí pro vodítka T- profilu v tab. 4. Dovolená hodnota průhybu vodítka klece je 5 mm v obou směrech při působení zachycovače.



Obr. 14 Příčný průřez vodítka T 90/A

Tab. 2 Rozměry vodítka [mm]

b_1	h_1	k_1	n	c	f	e	g	r_s
90	75	16	42	10	10	21,6	8	4

Tab. 3 Technické parametry vodítka

S [mm ²]	W_{xx} [mm ³]	W_{yy} [mm ³]	i_{xx} [mm]	i_{yy} [mm]	I_{xx} [mm ⁴]	I_{yy} [mm ⁴]	q_1 [kg/m]
1730	20870	11800	24,3	17,5	1020000	530000	13,55

S ... plocha příčného průřezu vodička
 q_1 ... hmotnost 1 metru vodička
 W_{xx} ... modul průřezu v ohybu k ose x
 W_{yy} ... modul průřezu v ohybu k ose y
 i_{xx} ... poloměr setrvačnosti k ose x
 i_{yy} ... poloměr setrvačnosti k ose y
 I_{xx} ... moment setrvačnosti k ose x
 I_{yy} ... moment setrvačnosti k ose y

Tab. 4 Dovolené hodnoty napětí pro vodička T- profilu

Zatěžovací stav	R_m [MPa]		
	370	440	520
Normální provoz – jízda / nakládání	165	195	230
Působení zachycovačů	205	244	290

Pramen: ČSN EN 81-1

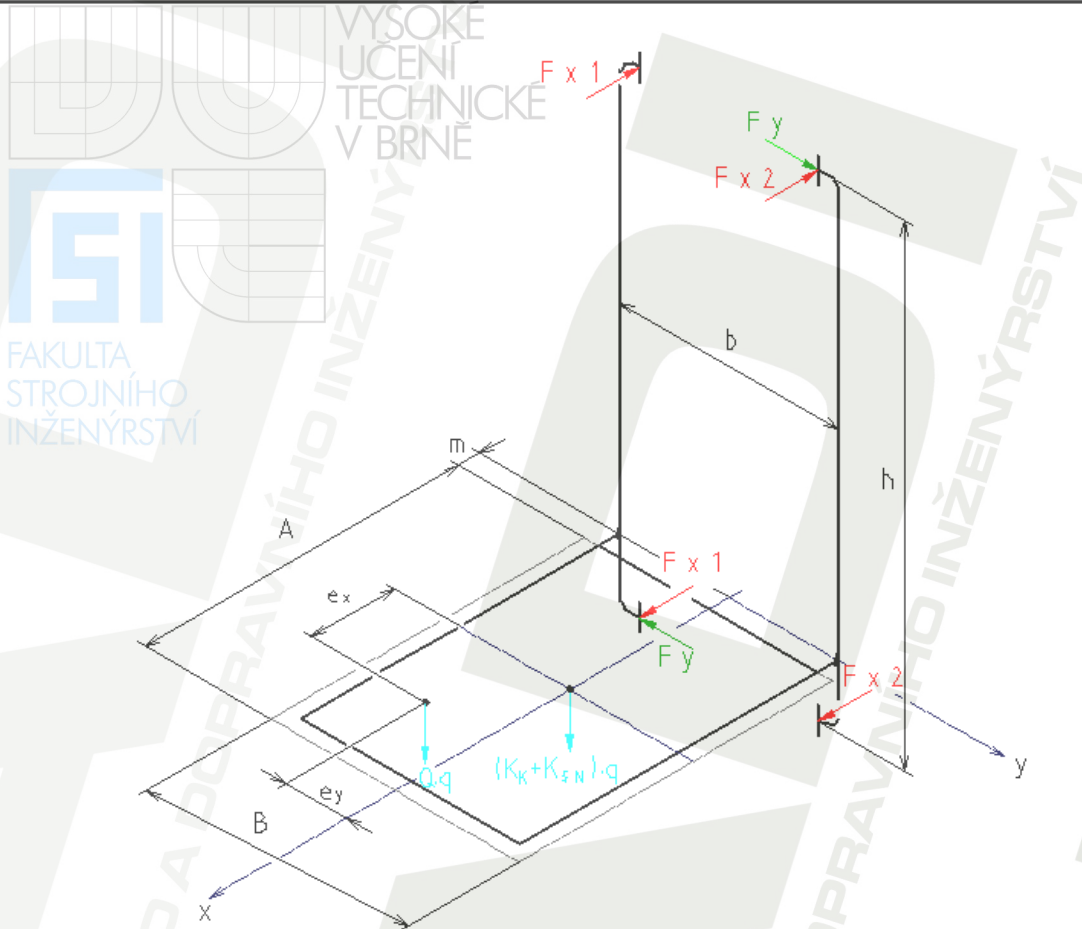
4.4.2 Výpočet sil ve vodičích čelistech

Při výpočtu je uvažováno plné zatížení břemenem. Břemeno je v kleci umístěno excentricky ve dvou navzájem kolmých směrech. Na velikost sil v čelistech mají vliv pouze moment od tíhy spodního dílu rámu klece, momentu od tíhy klece a moment od excentricky umístěného břemene. Svislý nosník a prvky na něm umístěné moment vůči ose vodička y nevytváří. Silové poměry jsou zobrazeny na obr. 15 a v tab. 5 jsou uvedeny rozměry rámu klece a velikost jednotlivých zatížení.

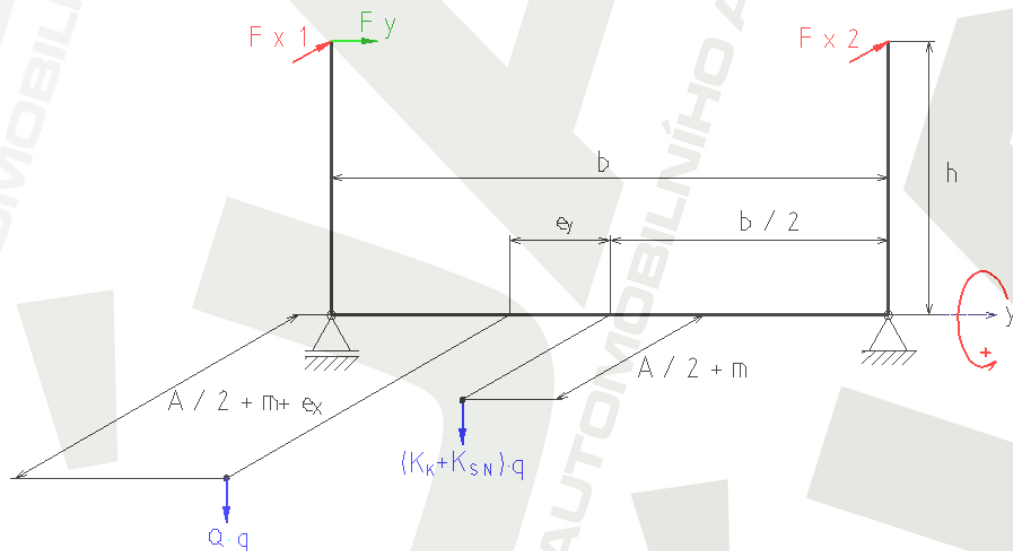
Tab. 5 Rozměry rámu klece a velikost jednotlivých zatížení

K_K [kg]	K_{SN} [kg]	Q [kg]	b [mm]	h [mm]	m [mm]	A [mm]	B [mm]
450	70	700	1200	2700	175	1200	1500

K_K ... hmotnost klece
 K_{SN} ... hmotnost spodního dílu rámu klece
 Q ... nosnost výtahu
 b ... šířka rámu klece
 h ... svislá vzdálenost mezi vodičnými čelistmi
 m ... vzdálenost klece od osy vodička
 A ... šířka klece
 B ... hloubka klece



Obr. 15 Silové poměry na rámu klece



Obr. 16 Schéma zatížení rámu klece

Na obr. 16 je zobrazeno zjednodušené schéma pro výpočet sil ve vodících čelistech. Jedná se o nosník na dvou podporách, který je namáhán od jednotlivých momentů.

Určení přípustné excentricity zatížení Q

Určení přípustné excentricity udává norma ČSN EN 81-1.

Excentricita v ose x

$$e_x = \frac{A}{8} \quad (1)$$

$$e_x = \frac{1200}{8} = 150$$

$$e_x = 150 \text{ mm}$$

A(1200 mm) ... šířka klece

Excentricita v ose y

$$e_y = \frac{B}{8} \quad (2)$$

$$e_y = \frac{1500}{8}$$

$$e_y = 187,5 \text{ mm}$$

B(1500 mm) ... hloubka klece

Výpočet reakcí

Z momentové rovnováhy podle obr. 15 a obr. 16 lze napsat tyto rovnice.

$$Q \cdot g \cdot e_y - F_y \cdot h = 0 \quad (3)$$

$$Q \cdot g \cdot \left(\frac{A}{2} + m + e_x \right) \cdot \left(\frac{b}{2} - e_y \right) + (K_k + K_{SN}) \cdot g \cdot \left(\frac{A}{2} + m \right) \cdot \frac{b}{2} - F_{x2} \cdot h \cdot b = 0 \quad (4)$$

$$Q \cdot g \cdot \left(\frac{A}{2} + m + e_x \right) \cdot \left(\frac{b}{2} + e_y \right) + (K_k + K_{SN}) \cdot g \cdot \left(\frac{A}{2} + m \right) \cdot \frac{b}{2} - F_{x1} \cdot h \cdot b = 0 \quad (5)$$

Z rovnice (3) získáme:

$$F_y = \frac{Q \cdot g \cdot e_y}{h} \quad (6)$$

$$F_y = \frac{700 \cdot 9,81 \cdot 187,5}{2700} = 476,875$$

$$F_y = 476,875 \text{ N}$$

Q(700 kg) ... nosnost výtahu

g(9,81 m/s²) ... tíhové zrychlení

$e_y(187,5 \text{ mm})$... excentricita v ose y

$h(2700 \text{ mm})$... svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi

Z rovnice (5) po úpravě získáme:

$$F_{x1} = \frac{Q \cdot g \cdot \left(\frac{A}{2} + m + e_x\right) \cdot \left(\frac{b}{2} + e_y\right) + (K_k + K_{SN}) \cdot g \cdot \left(\frac{A}{2} + m\right) \cdot \frac{b}{2}}{h \cdot b} \quad (7)$$

$$F_{x1} = \frac{700 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1200}{2} + 175 + 150\right) \cdot \left(\frac{1200}{2} + 187,5\right)}{2700 \cdot 1200} + \frac{(450 + 70) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1200}{2} + 175\right) \cdot \frac{1200}{2}}{2700 \cdot 1200}$$

$$F_{x1} = 2276 \text{ N}$$

$Q(700 \text{ kg})$... nosnost výtahu

$g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení

$K_K(450 \text{ kg})$... hmotnost klece

$K_{SN}(70 \text{ kg})$... hmotnost spodního dílu rámu klece

$b(1200 \text{ mm})$... šířka rámu klece

$h(2700 \text{ mm})$... svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi

$m(175 \text{ mm})$... vzdálenost klece od osy vodítka

$A(1200 \text{ mm})$... šířka klece

$e_x(150 \text{ mm})$... excentricita v ose x

$e_y(187,5 \text{ mm})$... excentricita v ose y

Z rovnice (4) po úpravě získáme:

$$F_{x2} = \frac{Q \cdot g \cdot \left(\frac{A}{2} + m + e_x\right) \cdot \left(\frac{b}{2} - e_y\right) + (K_k + K_{SN}) \cdot g \cdot \left(\frac{A}{2} + m\right) \cdot \frac{b}{2}}{h \cdot b} \quad (8)$$

$$F_{x2} = \frac{700 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1200}{2} + 175 + 150\right) \cdot \left(\frac{1200}{2} - 187,5\right)}{2700 \cdot 1200} + \frac{(450 + 70) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1200}{2} + 175\right) \cdot \frac{1200}{2}}{2700 \cdot 1200}$$

$$F_{x2} = 1540,817 \text{ N}$$

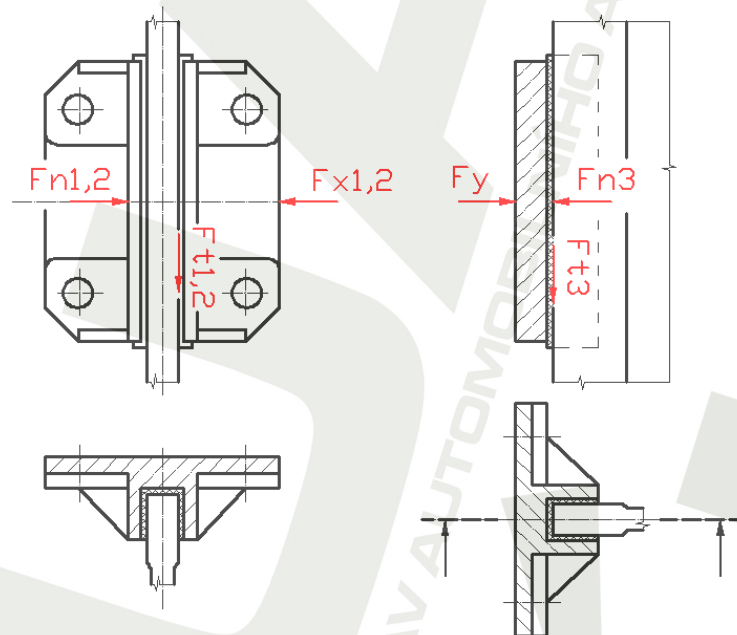
- $Q(700 \text{ kg})$... nosnost výtahu
 $g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení
 $K_K(450 \text{ kg})$... hmotnost klece
 $K_{SN}(70 \text{ kg})$... hmotnost spodního dílu rámu klece
 $b(1200 \text{ mm})$... šířka rámu klece
 $h(2700 \text{ mm})$... svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi
 $m(175 \text{ mm})$... vzdálenost klece od osy vodítka
 $A(1200 \text{ mm})$... šířka klece
 $e_x(150 \text{ mm})$... excentricita v ose x
 $e_y(187,5 \text{ mm})$... excentricita v ose y

4.4.2.1 Výpočet odporu proti pohybu klece

Kluzné tření na vodítkách způsobuje značný odpor proti pohybu. Aby se snížil odpor proti pohybu vlivem tření na vodítkách, jsou vodítka mazána. Jako mazání se používají lehké oleje.

Vodící čelisti jsou hliníkové a jsou vyloženy vložkou ze silonu. Tento materiál má nízký součinitel smykového tření a malé opotřebení. Silonová vložka je do vodící čelisti zalisována.

Silový rozbor na vodících čelistech



Obr. 17 Silový rozbor na vodících čelistech

Dle obr. 17 lze sestavit rovnice statické rovnováhy:

$$F_{N1} - F_{x1} = 0 \quad (9)$$

$$F_{N2} - F_{x2} = 0 \quad (10)$$

$$F_{N3} - F_y = 0 \quad (11)$$

Z rovnic (9), (10), (11) se dostane:

$$F_{N1} = F_{x1} = 2276 \text{ N}$$

$$F_{N2} = F_{x2} = 1540,817 \text{ N}$$

$$F_{N3} = F_y = 476,875 \text{ N}$$

$F_{x1}, F_{x2}, F_y(\text{N})$... síly ve vodících čelistech

$F_{N1}, F_{N2}, F_{N3}(\text{N})$... normálové síly na vodítka

Velikost třecích sil F_t mezi vodítkem a vodící čelistí

$$F_{t1} = f \cdot F_{N1} \quad (12)$$

$$F_{t1} = 0,23 \cdot 2276 = 523,48$$

$$F_{t1} = 523,48 \text{ N}$$

$$F_{t2} = f \cdot F_{N2} \quad (13)$$

$$F_{t2} = 0,23 \cdot 1540,817 = 354,388$$

$$F_{t2} = 354,388 \text{ N}$$

$$F_{t3} = f \cdot F_{N3} \quad (14)$$

$$F_{t3} = 0,23 \cdot 476,875 = 109,681$$

$$F_{t3} = 109,681 \text{ N}$$

$f(0,23)$... součinitel tření mezi vodítkem a vodící čelistí je odečten z [2]

Určení celkového odporu proti pohybu F_{tcelk}

Jelikož každá reakce ve vodící čelisti F_{x1}, F_{x2}, F_y je silovou dvojicí, je nutné třecí síly F_{t1}, F_{t2}, F_{t3} při výpočtu celkového odporu proti pohybu započítat dvakrát.

$$F_{tcelk} = 2 \cdot (F_{t1} + F_{t2} + F_{t3}) \quad (15)$$

$$F_{tcelk} = 2 \cdot (523,48 + 354,388 + 109,681) = 1975,098$$

$$F_{tcelk} = 1975,098 \text{ N}$$

Výpočet síly F, potřebné ke zdvižení klece

Velikost síly F je dána:

$$F = (Q + K_k + K_R) \cdot g + F_{\text{tcelk}} \quad (16)$$

$$F = (700 + 450 + 210) \cdot 9,81 + 1975,098 = 15316,698$$

$$F = 15316,698 \text{ N}$$

$g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení

$K_K(450 \text{ kg})$... hmotnost klece

$K_R(210 \text{ kg})$... hmotnost rámu klece

$Q(700 \text{ kg})$... nosnost výtahu

$F_{\text{tcelk}}(1975,098 \text{ N})$... celkový odpor klece proti pohybu

4.4.3 Výpočet vodiček

Výpočet vodiček je proveden podle normy ČSN EN 81-1. Vodička musí být dimenzována na namáhání a na ohyb. U vodiček se kontroluje napětí a průhyby pro tři zatěžovací stavy:

- normální provoz – jízda
- normální provoz – nakládání
- působení zachycovačů

Součinitel rázu

Hodnoty součinitele rázu jsou uvedeny v tab. 6.

Tab. 6 Součinitel rázu

Ráz při	Součinitel rázu	Hodnota
Působení samosvorných zachycovačů nebo svěracího zařízení (ne válečkového)	k_1	5
Působení samosvorných zachycovačů nebo svěracího zařízení válečkového nebo dosedacího zařízení s tlumením nárazníkem kumulujícím energie nebo nárazník kumulující energii		3
Působení klouzavých zachycovačů nebo klouzavých svěracích zařízení nebo dosedacího zařízení s nárazníkem pohlcujícím energii nebo nárazník pohlcující energii		2
Bezpečnostní ventil		2
Jízda	k_2	1,2
Pomocné části	k_3	(...)*

*hodnotu stanoví výrobce s pohledem na skutečné zatížení

Pramen: ČSN EN 81-1

Tab. 7 Součinitel bezpečnosti

Případ zatížení	Poměrné prodloužení A_5	Součinitel bezpečnosti
Normální provoz – nakládání do klece	$A_5 \geq 12\%$	2,25
	$8\% \leq A_5 < 12\%$	3,75
Působení zachycovačů	$A_5 \geq 12\%$	1,8
	$8\% \leq A_5 < 12\%$	3,0

Pramen: ČSN EN 81-1

4.4.3.1 Normální provoz - jízda

Součinitel rázu při normálním provozu je dle ČSN EN 81-1 (tab. 6):

$$k_2 = 1,2$$

Součinitel bezpečnosti vodička dle ČSN EN 81-1 (tab. 7) pro poměrné prodloužení $A_5 \geq 12\%$ je $S_t = 2,25$

Dovolené napětí vodička

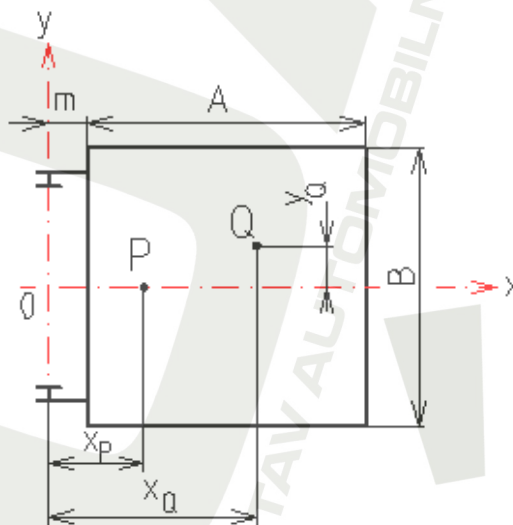
$$\sigma_{\text{dov}} = \frac{R_m}{S_t} \quad (17)$$

$$\sigma_{\text{dov}} = \frac{370}{2,25} = 164,444 \text{ MPa}$$

$R_m(370 \text{ MPa})$... mez průtažnosti

$S_t(2,25)$... součinitel bezpečnosti

Rozložení zatížení



Obr. 18 Rozložení zatížení

Hmotnost rámu a klece

$$P = (K_k + K_R) \quad (18)$$

$$P = (450 + 210) = 660$$

$$P = 660 \text{ kg}$$

K_K (450 kg) ... hmotnost klece

K_R (210 kg) ... hmotnost rámu klece

Tab. 8 Souřadnice bodů P a Q

Souřadnice	Bod	
	P	Q
x [mm]	500	925
y [mm]	0	187,5

Pozn. Souřadnice těžiště rámu klece a klece x_P je odměřena z programu Solid works. Souřadnice x_Q je vypočtena ze vztahu (19) a souřadnice y_Q dle vztahu (20).

$$x_Q = m + \frac{5}{8} \cdot A \quad (19)$$

$$x_Q = 175 + \frac{5}{8} \cdot 1200 = 925$$

$$x_Q = 925 \text{ mm}$$

m (175 mm) ... vzdálenost klece od osy vodička

A (1200 mm) ... šířka klece

$$y_Q = \frac{1}{8} \cdot B \quad (20)$$

$$y_Q = \frac{1}{8} \cdot 1500 = 187,5$$

$$y_Q = 187,5 \text{ mm}$$

B (1500 mm) ... hloubka klece

4.4.3.1.1 Namáhání na ohyb

a) namáhání na ohyb k ose y vodička silami ve vodících čelistech

Síla ve vodící čelisti

$$F_x = \frac{k_2 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} \quad (21)$$

$$F_x = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (700 \cdot 925 + 660 \cdot 500)}{2 \cdot 2700} = 2130,95$$

$$F_x = 2130,95 \text{ N}$$

$k_2(1,2)$... součinitel rázu

$g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení

$n(2)$... počet vodiček

$h(2700 \text{ mm})$... svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi

$P(660 \text{ kg})$... hmotnost rámu a klece

$Q(700 \text{ kg})$... nosnost výtahu

Ohybový moment

$$M_y = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16} \quad (22)$$

$$M_y = \frac{3 \cdot 2130,95 \cdot 1800}{16} = 7,192 \cdot 10^5$$

$$M_y = 7,192 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$F_x(2130,95 \text{ N})$... síla ve vodící čelisti

$l(1800 \text{ mm})$... vzdálenost mezi kotvami vodiček

Napětí v ohybu

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_{yy}} \quad (23)$$

$$\sigma_y = \frac{7,192 \cdot 10^5}{11800} = 60,949$$

$$\sigma_y = 60,949 \text{ MPa}$$

$M_y(7,192 \cdot 10^5 \text{ Nmm})$... ohybový moment

$W_{yy}(11800 \text{ mm}^3)$... modul průřezu v ohybu vodička v ose y

b) namáhání na ohyb k ose x vodička silami ve vodících čelistech

Síla ve vodící čelisti

$$F_y = \frac{2 \cdot k_2 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} \quad (24)$$

$$F_y = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 9,81 \cdot (700 \cdot 187,5 + 660 \cdot 0)}{2 \cdot 2700} = 572,25$$

$$F_y = 572,25 \text{ N}$$

$k_2(1,2)$... součinitel rázu

$g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení

$n(2)$... počet vodiček

$h(2700 \text{ mm})$... svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi

$P(660 \text{ kg})$... hmotnost rámu a klece

$Q(700 \text{ kg})$... nosnost výtahu

Ohybový moment

$$M_x = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} \quad (25)$$

$$M_x = \frac{3 \cdot 572,25 \cdot 1800}{16} = 1,931 \cdot 10^5$$

$$M_x = 1,931 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$F_y(572,25 \text{ N})$... síla ve vodící čelisti

$l(1800 \text{ mm})$... vzdálenost mezi kotvami vodiček

Napětí v ohybu

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_{xx}} \quad (26)$$

$$\sigma_x = \frac{1,931 \cdot 10^5}{20870} = 9,253$$

$$\sigma_x = 9,253 \text{ MPa}$$

$M_x(1,931 \cdot 10^5 \text{ Nmm})$... ohybový moment

$W_{xx}(20870 \text{ mm}^3)$... modul průřezu v ohybu vodička v ose x

4.4.3.1.2 Kombinované namáhání

Namáhání na ohyb

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \quad (27)$$

$$\sigma_m = 9,253 + 60,949 = 70,202$$

$$\sigma_m = 70,202 \text{ MPa}$$

σ_x (9,253 MPa) ... napětí v ohybu v ose x

σ_y (60,949 MPa) ... napětí v ohybu v ose y

4.4.3.1.3 Namáhání příruby vodička na ohyb

$$\sigma_F = \frac{1,85 \cdot F_x}{c^2} \quad (28)$$

$$\sigma_F = \frac{1,85 \cdot 2130,95}{10^2} = 39,423$$

$$\sigma_F = 39,423 \text{ MPa}$$

F_x (2130,95 N) ... síla ve vodící čelisti

c (10 mm) ... tloušťka příruby vodička

Hodnoty všech vypočítaných napětí jsou menší než dovolené napětí z tab. 4. Z toho vyplývá, že vodičko **vyhovuje**.

4.4.3.1.4 Průhyby vodiček

a) průhyb k ose x

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_{yy}} \quad (45)$$

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{2130,95 \cdot 1800^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530000} = 1,628$$

$$\delta_x = 1,628 \text{ mm}$$

F_x (2130,95 N) ... síla ve vodící čelisti

l (1800 mm) ... vzdálenost mezi kotvami vodiček

E ($2,1 \cdot 10^5$ MPa) ... modul pružnosti v tahu

I_{yy} (530000 mm^4) ... moment setrvačnosti vodička k ose y

b) průhyb k ose y

$$\delta_y = 0,7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_{xx}} \quad (46)$$

$$\delta_y = 0,7 \cdot \frac{572,25 \cdot 1800^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1020000} = 0,227$$

$$\delta_y = 0,227 \text{ mm}$$

$F_y(572,25 \text{ N})$... síla ve vodící čelisti

$l(1800 \text{ mm})$... vzdálenost mezi kotvami vodiček

$E(2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa})$... modul pružnosti v tahu

$I_{xx}(1020000 \text{ mm}^4)$... moment setrvačnosti vodička k ose x

Vypočtené hodnoty průhybu v obou osách jsou menší než dovolený průhyb, vodičko **vyhovuje**.

4.4.3.2 Působení zachycovačů

Jedná se ze všech zatěžovacích vztahů o ten nejnebezpečnější zatěžovací stav. Vodičko je namáháno na ohyb a vzpěr. U ostatních stavů vzpěr odpadá.

Součinitel rázu při normálním provozu je dle ČSN EN 81-1 (tab. 6):

$$k_1=3$$

Součinitel bezpečnosti vodička dle ČSN EN 81-1 (tab. 7) pro poměrné prodloužení

$$A_5 \geq 12\% \text{ je } S_t = 1,8$$

Stanovení hodnoty ω pro výpočet vodiček na vzpěr

Součinitel štíhlosti k ose x

$$\lambda_x = \frac{l}{i_{xx}} \quad (29)$$

$$\lambda_x = \frac{1800}{24,3} = 74,074$$

$i_{xx}(24,3 \text{ mm})$... poloměr setrvačnosti vodička k ose x

$l(1800 \text{ mm})$... největší vzdálenost mezi kotvami vodiček

Součinitel štíhlosti k ose y

$$\lambda_y = \frac{l}{i_{yy}} \quad (30)$$

$$\lambda_y = \frac{1800}{17,5} = 102,857$$

i_{yy} (17,5 mm) ... poloměr setrvačnosti vodička k ose y

l (1800 mm) ... největší vzdálenost mezi kotvami vodiček

Součinitel štíhlosti λ je větší hodnota z λ_x , λ_y

$$\lambda = 102,857$$

Hodnota součinitele se vypočte podle vzorce (31). Tento vztah platí pro $85 \leq \lambda \leq 115$.

$$\omega = 1,711 \cdot 10^{-5} \cdot \lambda^{2,35} + 1,04 \quad (31)$$

$$\omega = 1,711 \cdot 10^{-5} \cdot 102,857^{2,35} + 1,04$$

$$\omega = 1,956$$

Dovolené napětí vodička

$$\sigma_{dov} = \frac{R_m}{S_t} \quad (32)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{370}{1,8} = 205,56 \text{ MPa}$$

R_m (370 MPa) ... mez průtažnosti

S_t (1,8) ... součinitel bezpečnosti

4.4.3.2.1 Namáhání na ohyb

a) Namáhání na ohyb k ose y vodička silami ve vodících čelistech

Síla ve vodící čelisti

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} \quad (33)$$

$$F_x = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (700 \cdot 925 + 660 \cdot 500)}{2 \cdot 2700} = 5327,375$$

$$F_x = 5327,375 \text{ N}$$

k_1 (3) ... součinitel rázu

g (9,81 m/s²) ... tíhové zrychlení

$n(2)$... počet vodiček
 $h(2700 \text{ mm})$... svislá vzdálenost mezi vodičícími čelistmi
 $P(660 \text{ kg})$... hmotnost rámu a klece
 $Q(700 \text{ kg})$... nosnost výtahu

Ohybový moment

$$M_y = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16} \quad (34)$$

$$M_y = \frac{3 \cdot 5327,375 \cdot 1800}{16} = 1,798 \cdot 10^6$$

$$M_y = 1,798 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$F_x(5327,375 \text{ N})$... síla ve vodičící čelisti
 $l(1800 \text{ mm})$... vzdálenost mezi kotvami vodiček

Napětí v ohybu

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_{yy}} \quad (35)$$

$$\sigma_y = \frac{1,798 \cdot 10^6}{11800} = 152,373$$

$$\sigma_y = 152,373 \text{ MPa}$$

$M_y(1,798 \cdot 10^6 \text{ Nmm})$... ohybový moment
 $W_{yy}(11800 \text{ mm}^3)$... modul průřezu v ohybu vodička v ose y

b) Namáhání na ohyb k ose x vodička silami ve vodičících čelistech

Síla ve vodičící čelisti

$$F_y = \frac{2 \cdot k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} \quad (36)$$

$$F_y = \frac{2 \cdot 3 \cdot 9,81 \cdot (700 \cdot 187,5 + 660 \cdot 0)}{2 \cdot 2700} = 1430,625$$

$$F_y = 1430,625 \text{ N}$$

$k_1(3)$... součinitel rázu
 $g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení
 $n(2)$... počet vodiček
 $h(2700 \text{ mm})$... svislá vzdálenost mezi vodičícími čelistmi

P(660 kg) ... hmotnost rámu a klece

Q(700 kg) ... nosnost výtahu

Ohybový moment

$$M_x = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} \quad (37)$$

$$M_x = \frac{3 \cdot 1430,625 \cdot 1800}{16} = 4,828 \cdot 10^5$$

$$M_x = 4,828 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$F_y(1430,625 \text{ N})$... síla ve vodící čelisti

$l(1800 \text{ mm})$... vzdálenost mezi kotvami vodiček

Napětí v ohybu

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_{xx}} \quad (38)$$

$$\sigma_x = \frac{4,828 \cdot 10^5}{20870} = 23,134$$

$$\sigma_x = 23,134 \text{ MPa}$$

$M_x(4,828 \cdot 10^5 \text{ Nmm})$... ohybový moment

$W_{xx}(20870 \text{ mm}^3)$... modul průřezu v ohybu vodička v ose x

4.4.3.2.2 Namáhání ve vzpěru

Vzpěrná síla

$$F_k = \frac{k_1 \cdot g \cdot (P + Q)}{n} \quad (39)$$

$$F_k = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (660 + 700)}{2} = 20012,4$$

$$F_k = 20012,4 \text{ N}$$

$k_1(3)$... součinitel rázu

Q(700 kg) ... nosnost výtahu

P(660 kg) ... hmotnost rámu a klece

$g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení

$n(2)$... počet vodiček

Napětí od vzpěru

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{S} \quad (40)$$

$$\sigma_k = \frac{20012,4 \cdot 1,956}{1730} = 22,627$$

$$\sigma_k = 22,627 \text{ MPa}$$

$F_k(20012,4 \text{ N})$... vzpěrná síla

$\omega(1,956)$... součinitel ω

$S(1730 \text{ mm}^2)$... plocha příčného průřezu vodička

4.4.3.2.3 Kombinované namáhání ve vzpěru a ohybu

Namáhání na ohyb

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \quad (41)$$

$$\sigma_m = 23,134 + 152,373 = 175,507$$

$$\sigma_m = 175,507 \text{ MPa}$$

$\sigma_x(23,134 \text{ MPa})$... napětí v ohybu v ose x

$\sigma_y(152,373 \text{ MPa})$... napětí v ohybu v ose y

Namáhání na ohyb a vzpěr

$$\sigma_c = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_m \quad (42)$$

$$\sigma_c = 22,627 + 0,9 \cdot 175,507 = 180,583$$

$$\sigma_c = 180,583 \text{ MPa}$$

$\sigma_k(22,627 \text{ MPa})$... napětí od vzpěru

$\sigma_m(175,507 \text{ MPa})$... kombinované namáhání na ohyb

Namáhání na ohyb a tlak

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k}{S} \quad (43)$$

$$\sigma = 175,507 + \frac{20012,4}{1730} = 187,075$$

$$\sigma = 187,075 \text{ MPa}$$

σ_m (175,507 MPa) ... kombinované namáhání na ohyb
 F_k (20012,4 N) ... vzpěrná síla
 S (1730 mm²) ... plocha příčného průřezu vodička

4.4.3.2.4 Namáhání příruby vodička na ohyb

U T-profilů se použije vzorec:

$$\sigma_F = \frac{1,85 \cdot F_x}{c^2} \quad (44)$$

$$\sigma_F = \frac{1,85 \cdot 5327,375}{10^2} = 98,556$$

$$\sigma_F = 98,556 \text{ MPa}$$

F_x (5327,375 N) ... síla ve vodící čelisti
 c (10 mm) ... tloušťka příruby vodička

Hodnoty všech vypočítaných napětí jsou menší než dovolené napětí z tab. 4 z toho vyplývá, že vodičko **vyhovuje**.

4.4.3.2.5 Průhyby vodiček

Pro vodička T-profilu jsou maximální dovolené průhyby 5 mm v obou směrech pro vodička klece, když na ně působí zachycovače.

a) průhyb k ose x

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_{yy}} \quad (45)$$

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{5327,375 \cdot 1800^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530000} = 4,071$$

$$\delta_x = 4,071 \text{ mm}$$

F_x (5327,375 N) ... síla ve vodící čelisti
 l (1800 mm) ... vzdálenost mezi kotvami vodiček
 E ($2,1 \cdot 10^5$ MPa) ... modul pružnosti v tahu
 I_{yy} (530000 mm⁴) ... moment setrvačnosti vodička k ose y

b) průhyb k ose y

$$\delta_y = 0,7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_{xx}} \quad (46)$$

$$\delta_y = 0,7 \cdot \frac{1430,625 \cdot 1800^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1020000} = 0,568$$

$$\delta_y = 0,568 \text{ mm}$$

$F_y(1430,265 \text{ N})$... síla ve vodící čelisti

$l(1800 \text{ mm})$... vzdálenost mezi kotvami vodiček

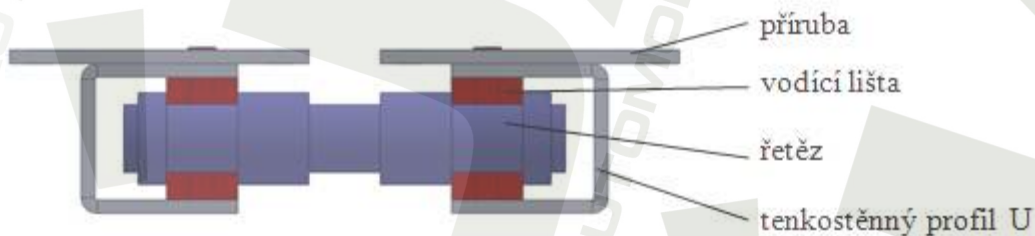
$E(2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa})$... modul pružnosti v tahu

$I_{xx}(1020000 \text{ mm}^4)$... moment setrvačnosti vodička k ose x

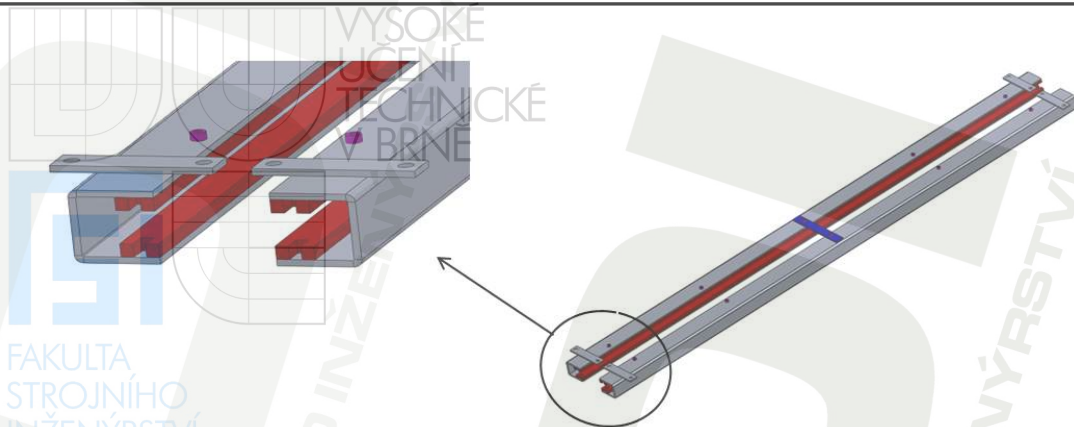
Vypočtené hodnoty průhybu v obou osách jsou menší než dovolený průhyb 5 mm, vodičko **vyhovuje**.

4.5 Vedení řetězu

Řetěz je veden ve vodící drážce (viz obr. 19). Je vyrobena z tenkostěnného profilu, otevřeného rovnoramenného průřezu U tvářeného za studena. K tomuto profilu jsou ze vnitř našroubovány dvě vodící lišty, tyto vodící lišty jsou vyrobeny z ploché tyče tažené za studena a jejich povrch je broušen. Na koncích vedení jsou přivařeny příruby, pomocí nichž je vedení přišroubováno ke konzole. Vedení je vyrobeno v úsecích o délkách 1800 mm. Celý jeden úsek vedení řetězu s detailem je zobrazeno na obr. 20.



Obr. 19 Vedení řetězu



Obr. 20 Úsek vedení řetězu s detailem

4.6 Tlačný řetěz

Jako nosný orgán výtahu je zvolen trojřadý válečkový řetěz. Dvě krajní řady řetězu jsou vedeny ve vodících drážkách (viz obr. 19).

Při volbě řetězu je nutné uvažovat několik hledisek:

- co největší rozteč řetězu
- co nejmenší hmotnost řetězu
- pevnost řetězu, statická a dynamická bezpečnost

4.6.1 Volba tlačného řetězu

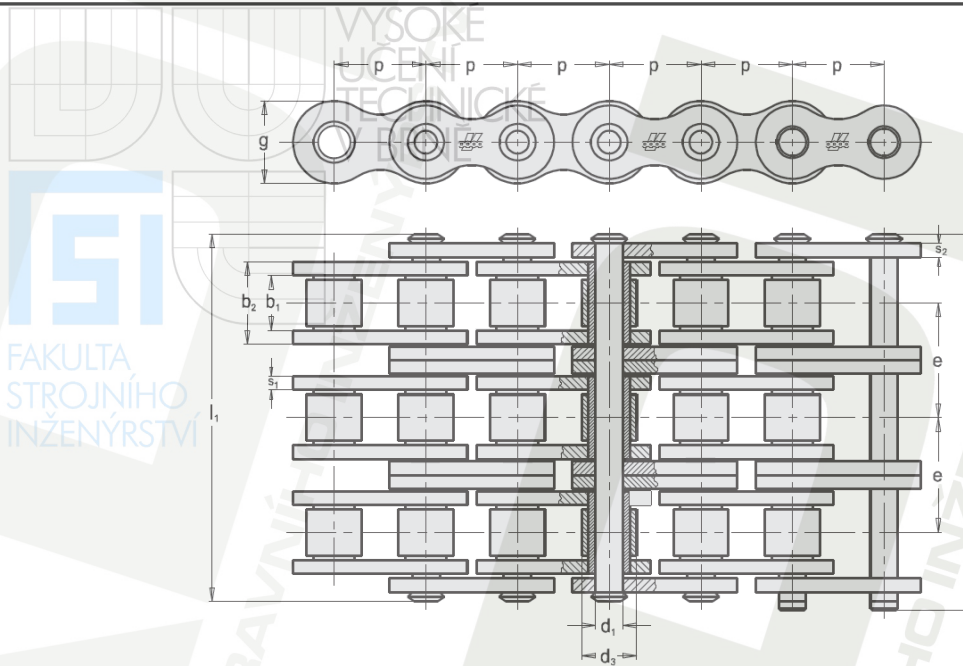
Je zvolen trojřadý řetěz 24B-3 od firmy Řetězy Vamberk. Tento řetěz nejlépe vyhovuje požadavkům na tlačný řetěz a jeví se jako nejvhodnější. Je nutné ho zkontrolovat, zda vyhovuje pevnostní kontrole (viz kap. 4.6.3). Pevnostní kontrola je provedena podle postupu výrobce řetězu. Parametry řetězu udává tab. 9 a obr. 21.

Tab. 9 Parametry válečkového řetězu 24B-3

p [mm]	b ₁ [mm]	b ₂ [mm]	d ₁ [mm]	d ₃ [mm]	l ₁ [mm]	l ₂ [mm]
38,1	25,4	37,9	14,63	25,40	150,0	155,2
g [mm]	s ₁ [mm]	s ₂ [mm]	e [mm]	f [mm ²]	F _B [kN]	q [kg/m]
33,4	6,00	5,00	48,36	1663	425,0	20,7

F_B ... zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu

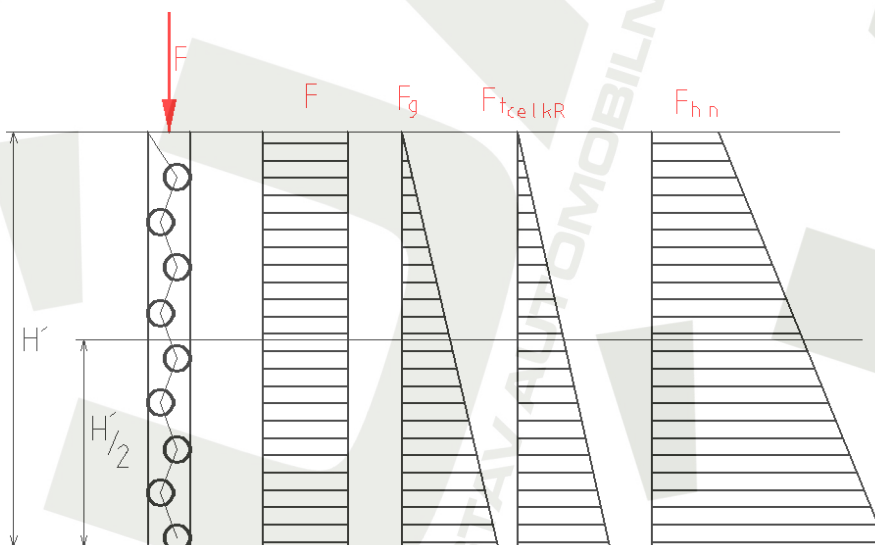
q ... hmotnost 1metru řetězu



Obr. 21 Válečkový řetěz 24B-3

4.6.2 Výpočet odporu řetězu při pohybu ve vodící drážce

Při výpočtu je předpokládáno, že dochází k odvalování jednotlivých válečků řetězu po vodící liště. Zatížení řetězu ve svislém vedení a průběh jednotlivých zatížení je zobrazen na obr. 22. Z obrázku je patrné, že síla F , potřebná ke zdvižení klece, je po celé délce řetězu konstantní. Zatížení F_g od vlastní hmotnosti narůstá lineárně od 0 po max. hodnotu. Celkový valivý odpor ve vedení řetězu $F_{t_{celkR}}$ také narůstá lineárně od 0 po max. hodnotu. Celková hnací síla na poháněcím řetězovém kole F_{hn} je součtem odporů od zatížení F , F_g , $F_{t_{celkR}}$ a má lichoběžníkový průběh.

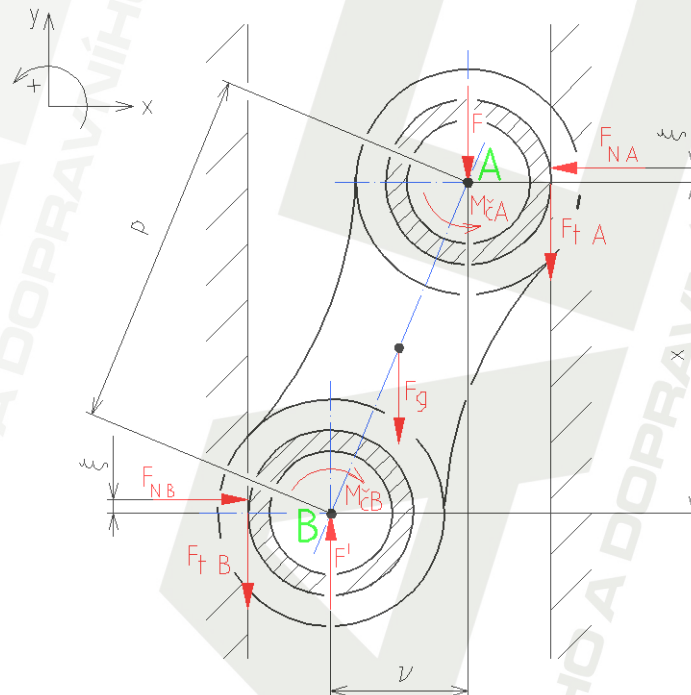


Obr. 22 Průběh sil

Pro zjednodušení výpočtu valivého odporu celého řetězu je vytknut jeden článek řetězu ve výšce $H/2$. Silový rozbor tohoto článku je na obr. 23. K určení valivého odporu celého řetězu je nutné vypočtenou hodnotu vynásobit počtem článků, které jsou ve styku s vedením.

4.6.2.1 Silový rozbor a výpočet článku řetězu

Silový rozbor článku je zobrazen na obr. 23 a je proveden na článku řetězu ve výšce $H/2$.



Obr. 23 Silový rozbor článku řetězu

F ... síla potřebná ke zdvižení plně zatížené klece a rámu klece

F' ... síla potřebná ke zdvižení plně zatížené klece, rámu klece, tíhy řetězu a tečných reakcí

F_g ... síla od vlastní hmotnosti řetězu

F_N ... normálová síla mezi vedením a válečkem

F_t ... tečná reakce při valení válečku

v ... výrobní vůle mezi válečkem řetězu a vedením

M_c ... moment čepového tření

p ... rozteč řetězu

ξ ... rameno valivého odporu

x ... svislá vzdálenost mezi válečky řetězu

Rovnice statické rovnováhy podle obr. 23.

$$\sum F_x: F_{NA} - F_{NB} = 0 \quad (47)$$

$$\sum F_y: F' - F - F_g - F_{tB} - F_{tA} = 0 \quad (48)$$

$$\sum M_{zB}: -F \cdot v - F_g \cdot \frac{v}{2} - F_{NB} \cdot \xi + F_{NA} \cdot (\xi + x) + F_{tB} \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right) - F_{tA} \cdot \left(v + \frac{d_3}{2}\right) + M_{\zeta A} - M_{\zeta B} = 0 \quad (49)$$

Doplňující rovnice:

$$F_{tA} = F_{NA} \cdot f_{\zeta} \quad (50)$$

$$M_{\zeta A} = F_{NA} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot f_{\zeta} \quad (51)$$

$$M_{\zeta B} = F_{NB} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot f_{\zeta} \quad (52)$$

$$F_{tA} = F_{tB} \quad (53)$$

$$F_{NB} = F_{NA} \quad (54)$$

- **Síla F potřebná ke zdvižení klece**

$$F = 15316,698 \text{ N}$$

- **Zatížení od vlastní hmotnosti řetězu ve výšce $H'/2$**

Výška H' je dána součtem dvou hodnot. Je to výška zdvihu výtahu H a svislá vzdálenost mezi klecí ve spodním patře a osou řetězového kola h_1 . Výška h_1 závisí na uspořádání strojovny.

$$H' = H + h_1 \quad (55)$$

$$H' = 20 + 1 = 21$$

$$H' = 21 \text{ m}$$

$H(20 \text{ m})$... výška zdvihu výtahu

$h_1(1 \text{ m})$... vzdálenost mezi klecí ve spodním patře a osou řetězového kola

$$F_g = q \cdot g \cdot \frac{H'}{2} \quad (56)$$

$$F_g = 20,7 \cdot 9,81 \cdot \frac{21}{2} = 2132,204$$

$$F_g = 2132,204 \text{ N}$$

$q(20,7 \text{ kg/m})$... hmotnost 1 metru řetězu

$g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení

$H'(21 \text{ m})$... délka řetězu ve svislé vodící drážce

- **Rameno valivého odporu**

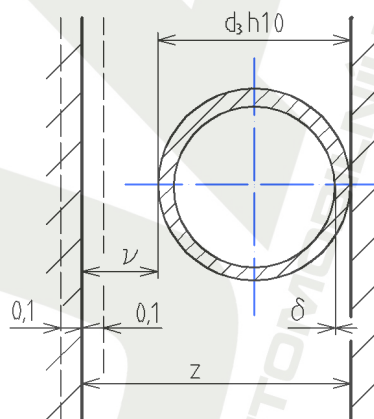
Pro ocelový váleček a ocelovou podložku je rameno valivého odporu $\xi = 0,05 \text{ mm}$. Tato hodnota je odečtena z [7].

- **Součinitel čepového tření f_{ξ}**

Pro mazané plochy ocel – ocel je $f_{\xi} = 0,02$. Tuto hodnotu udává výrobce řetězu a je odečtena z [17].

- **Výrobní vůle v mezi vedením a řetězem**

Vedení řetězu je vyrobeno v toleranci $\pm 0,1 \text{ mm}$. Je nutné brát také v úvahu výrobní toleranci válečku (h10) a vedení, ale také výrobní toleranci válečku a čepu řetězu $\delta = 0,015 \text{ mm}$. Vůle mezi vedením a válečkem řetězu je tedy zvolena $v = 0,2 \text{ mm}$. Výrobní tolerance válečku a vedení, vůle mezi řetězem a vedením je zobrazena na obr. 24.



Obr. 24 Výrobní vůle mezi vedením a řetězem

Velikost vůle mezi vedením a válečkem řetězu má velký vliv na hodnotu valivého odporu. Je proto snaha o dosažení co nejmenší vůle, aby přičení řetězu bylo co nejmenší. Při posouvání řetězu bude docházet k jeho ohřevu a tím ke zvětšování průměru válečku. Proto musí být vůle v dostatečná, aby nedošlo k zadření řetězu ve vedení.

Výpočet soustavy rovnic

Po dosazení doplňujících rovnic do rovnice (49) dostaneme:

$$F_{NA} = \frac{F \cdot v + F_g \cdot \frac{v}{2}}{(\sqrt{p^2 - v^2} - f_{\xi} \cdot v)} \quad (57)$$

$$F_{NA} = \frac{15316,698 \cdot 0,2 + 2132,204 \cdot \frac{0,2}{2}}{(\sqrt{38,1^2 - 0,2^2} - 0,02 \cdot 0,2)} = 86,009$$

$$F_{NA} = 86,009 \text{ N}$$

$v(0,2 \text{ mm})$... výrobní vůle mezi vedením a řetězem

$F(15316,698 \text{ N})$... síla potřebná ke zdvižení plně zatížené klece a rámu klece

$F_g(2132,204 \text{ N})$... zatížení od vlastní hmotnosti řetězu ve výšce $H'/2$

$p(38,1 \text{ mm})$... rozteč řetězu

$f_{\xi}(0,02)$... součinitel čepového tření

Z rovnice (48) dostaneme:

$$F' = F_g + F + (F_{NA} \cdot f_{\xi}) \cdot 2 \quad (58)$$

$$F' = 2132,204 + 15316,698 + (86,009 \cdot 0,02) \cdot 2 = 17452,342$$

$$F' = 17452,342 \text{ N}$$

$F_g(2132,204 \text{ N})$... zatížení od vlastní hmotnosti řetězu ve výšce $H'/2$

$F(15316,698 \text{ N})$... síla potřebná ke zdvižení plně zatížené klece a rámu klece

$f_{\xi}(0,02)$... součinitel čepového tření

$F_{NA}(86,009 \text{ N})$... normálová síla mezi vedením a válečkem

Dosadíme do vzorce (50):

$$F_{tA} = F_{NA} \cdot f_{\xi}$$

$$F_{tA} = 86,009 \cdot 0,02 = 1,72$$

$$F_{tA} = 1,72 \text{ N}$$

Určení valivého odporu celého řetězu

- Počet článků řetězu, které jsou ve styku s vedením

$$n_{\xi} = \frac{H'}{p} \cdot 10^3 \quad (59)$$

$$n_{\zeta} = \frac{21}{38,1} \cdot 10^3 = 552 \text{ článků}$$

$H'(21 \text{ m})$... délka řetězu ve svislé vodící drážce

$p(38,1 \text{ mm})$... rozteč řetězu

- **Celkový valivý odpor řetězu ve vedení**

$$F_{\text{tcelkR}} = F_{\text{tA}} \cdot n_{\zeta} \quad (60)$$

$$F_{\text{tcelkR}} = 1,72 \cdot 552 = 949,44$$

$$F_{\text{tcelkR}} = 949,44 \text{ N}$$

- **Tíha řetězu, kterou je nutné zdvihnout na výšce H'**

$$F_{\text{ret}} = H' \cdot g \cdot q \quad (61)$$

$$F_{\text{ret}} = 21 \cdot 9,81 \cdot 20,7 = 4264,407$$

$$F_{\text{ret}} = 4264,407 \text{ N}$$

$q(20,7 \text{ kg/m})$... hmotnost 1 metru řetězu

$g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení

$H'(21 \text{ m})$... délka řetězu ve svislé vodící drážce

- **Velikost hnací síly na poháněcím řetězovém kole**

$$F_{\text{hn}} = F + F_{\text{tcelkR}} + F_{\text{ret}} \quad (62)$$

$$F_{\text{hn}} = 15316,698 + 949,44 + 4264,407 = 20530,545$$

$$F_{\text{hn}} = 20530,545 \text{ N}$$

$F(15316,698 \text{ N})$... síla potřebná ke zdvižení plně zatížené klece a rámu klece

$F_{\text{tcelkR}}(949,44 \text{ N})$... celkový valivý odpor řetězu ve vedení

$F_{\text{ret}}(4264,407 \text{ N})$... tíha řetězu na výšce H'

4.6.3 Pevnostní kontrola řetězu

Pevnostní kontrola řetězu je provedena podle pokynů výrobce.

Je třeba provést kontrola na:

- dynamickou bezpečnost
- statickou bezpečnost
- stanovení měrného tlaku v kloubech řetězu

4.6.3.1 Stanovení statického bezpečnostního koeficientu

K zajištění dostatečné bezpečnosti jednotlivých elementů řetězového převodu násobíme vypočtené celkové zatížení řetězu bezpečnostním koeficientem.

$$\gamma_{\text{stat}} = \frac{F_B}{F_{\text{hn}}} \geq 7 \quad (63)$$

$$\gamma_{\text{stat}} = \frac{425000}{20530,545} = 20,7$$

$$\gamma_{\text{stat}} = 20,7$$

$F_B(425000 \text{ N})$... zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu

$F_{\text{hn}}(20530,545 \text{ N})$... hnací síla na poháněcím řetězovém kole

Vypočtená hodnota je vyšší než požadovaná, řetěz **vyhovuje**.

4.6.3.2 Stanovení dynamického bezpečnostního koeficientu

$$\gamma_{\text{dyn}} = \frac{F_B}{F_{\text{hn}} \cdot Y} \geq 5 \quad (64)$$

$$\gamma_{\text{dyn}} = \frac{425000}{20530,545 \cdot 2,5} = 8,28$$

$$\gamma_{\text{dyn}} = 8,28$$

$F_B(425000 \text{ N})$... zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu

$F_{\text{hn}}(20530,545 \text{ N})$... hnací síla na poháněcím řetězovém kole

$Y(2,5)$... součinitel rázu

Vypočtená hodnota je vyšší než požadovaná, řetěz **vyhovuje**.

4.6.3.3 Stanovení dovoleného tlaku v kloubech řetězu

- **Stanovení měrného tlaku v kloubech řetězu**

Pro počet zubů řetězového kola $z = 22$ a obvodovou rychlostí řetězu $v = 0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je hodnota měrného tlaku $p_i = 31,5 \text{ MPa}$ tato hodnota je odečtena z katalogu od výrobce řetězu [17].

- **Stanovení součinitele tření**

Pro převodový poměr 1 a pro součinitel rázu $Y = 2,5$ je součinitel tření $I_1 = 0,5$. Tato hodnota je odečtena z katalogu od výrobce řetězu [17].

- **Stanovení součinitele mazání**

Pro obvodovou rychlost řetězu $0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a pro mazání kapkami oleje je součinitel mazání $I_2 = 1$. Tato hodnota je odečtena z katalogu od výrobce řetězu [17].

Dovolený tlak v kloubech řetězu

$$p_{\text{Dov}} = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 \quad (65)$$

$$p_{\text{Dov}} = 31,5 \cdot 0,5 \cdot 1 = 15,75$$

$$p_{\text{Dov}} = 15,75 \text{ MPa}$$

p_i (31,5 MPa) ... měrný tlak v kloubech řetězu

$I_1(0,5)$... součinitel tření

$I_2(1)$... součinitel mazání

Stanovení výpočtového tlaku

$$p_v = \frac{F_{\text{hn}}}{f} \quad (66)$$

$$p_v = \frac{20530,545}{1663} = 12,346$$

$$p_v = 12,346 \text{ MPa}$$

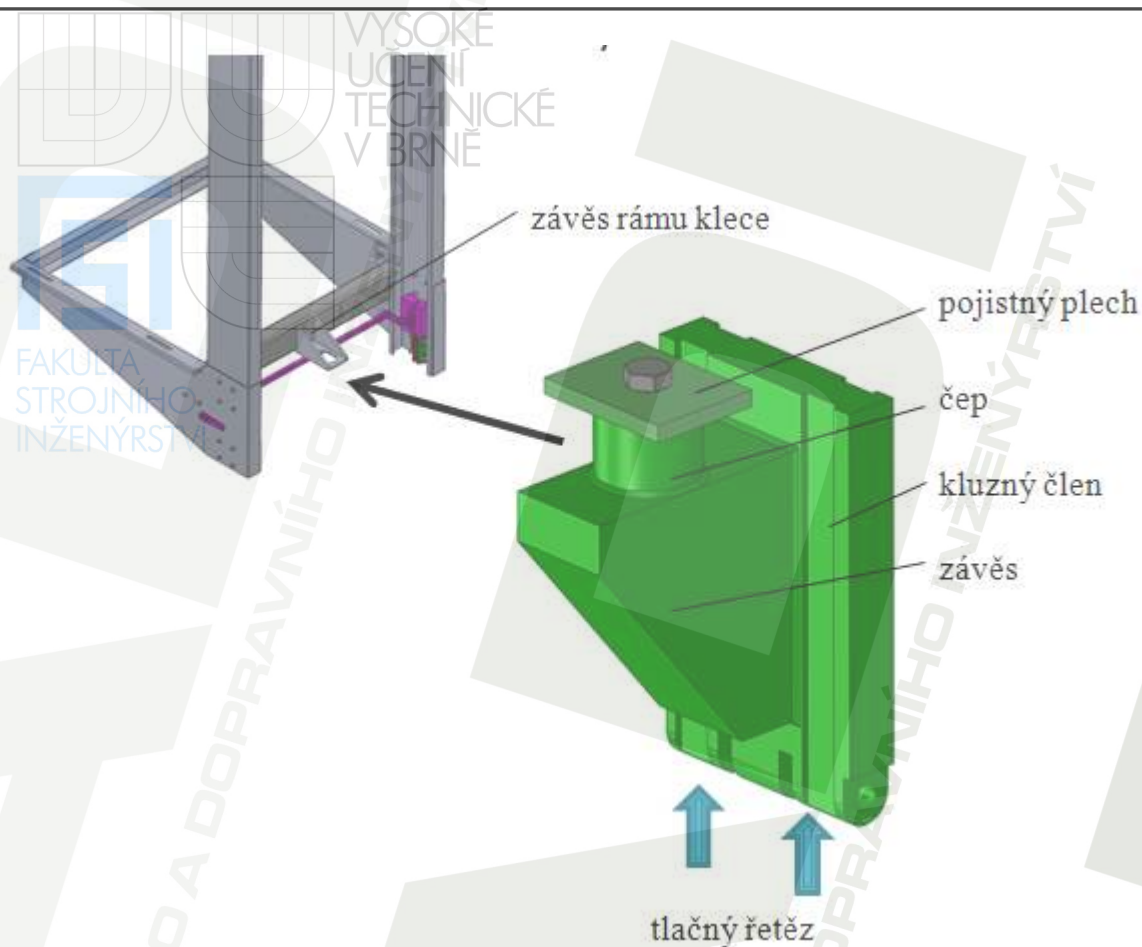
F_{hn} (20530,545 N) ... hnací síla na poháněcím řetězovém kole

f (1663 mm²) ... plocha kloubu řetězu

Výpočtový tlak p_v je menší než tlak dovolený p_{Dov} , řetěz **vyhovuje**.

4.7 Spojení rámu klece s řetězem

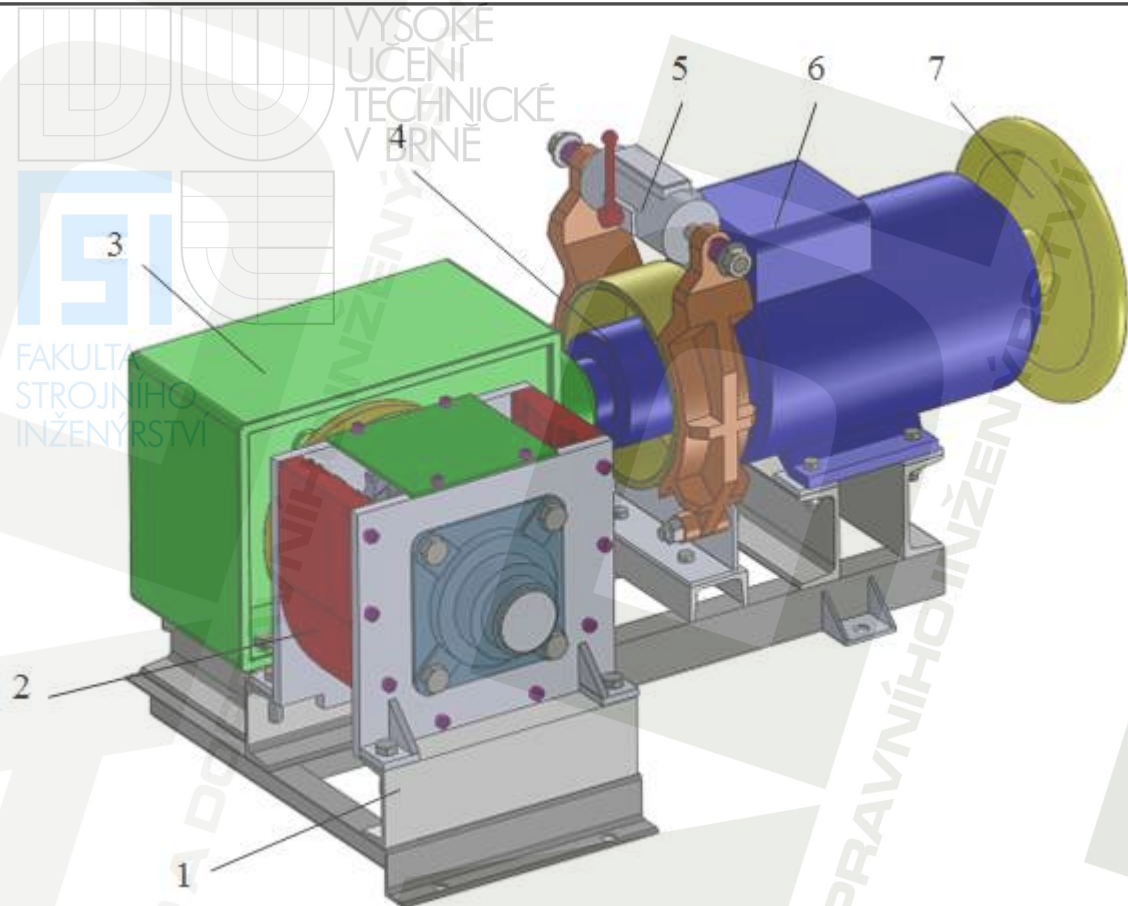
Rám klece výtahu je k tlačnému řetězu připojen pomocí čepového spoje viz obr. 25. Čep, závěs a kluzný člen tvoří spolu svařenec. Čep je zasunut do závěsu rámu klece. Kluzný člen je připojen k řetězu a společně se pohybují v kluzném vedení řetězu. Proti vyskočení čepu se závěsu klece je k čepu přišroubován pojistný plech.



Obr. 25 Čepový spoj závěsu klece

4.8 Sestava pohonu výtahu

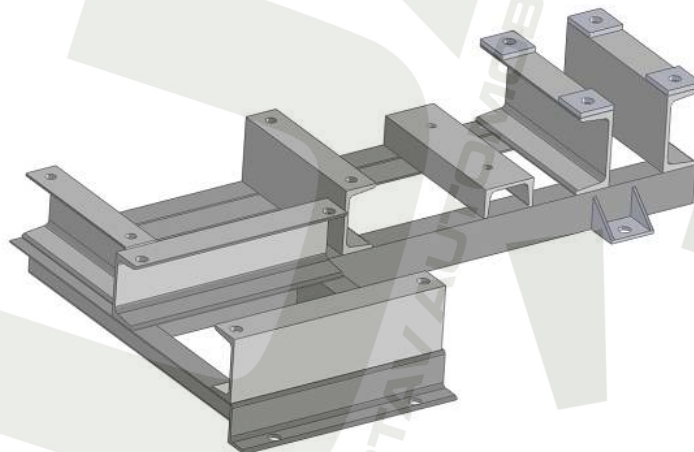
Sestava pohonu výtahu je zobrazena na obr. 26. Pohon je umístěn v prohlubni výtahové šachty. Hlavní části výtahu tvoří svařovaný rám 1, na který jsou přišroubovány ostatní části pohonu. Rám je přišroubován ke dnu šachty. Poháněcí řetězové kolo je uloženo ve skříni 2, k ní je pomocí příruby připevněna kuželočelní převodovka 3. Převodovka je spojena s asynchronním elektromotorem 6, pomocí pružné spojky 4, jejíž součástí je brzdný buben. Brzda 5 je dvoučelist'ová. Na druhé výstupní hřídeli elektromotoru je nasazeno ruční kolo 7, které slouží jako nouzový pohon výtahu.



Obr. 26 Sestava pohonu

4.8.1 Rám pohonu

Rám je svařen z válcovaných profilů L a profilů U z materiálu 11 373. K podlaze šachty je přišroubován pomocí konzol, které jsou svařeny z plechu tloušťky 6 mm a materiálu 11 373. Rám je zobrazen na obr. 27.



Obr. 27 Rám pohonu

4.8.2 Elektromotor

4.8.2.1 Volba elektromotoru

Potřebný výkon elektromotoru

$$P_m = \frac{F_{hn} \cdot v}{\eta_c} \quad (67)$$

$$P_m = \frac{20530,545 \cdot 0,25}{0,6} = 8554,394$$

$$P_m = 8554,394 \text{ W}$$

$F_{hn}(20530,545 \text{ N})$... hnací síla na poháněcím řetězovém kole

$v(0,25 \text{ m.s}^{-1})$... dopravní rychlost výtahu

$\eta_c(0,6)$... celková účinnost výtahu

Je zvolen elektromotor od firmy Siemens. Jedná se o třífázový elektromotor s kotvou nakrátko. Typ elektromotoru: 1 LA9 130- 4AA11- ZK16. Elektromotor má dva výstupní hřídele, na jednom je nasazeno ruční kolo a na druhém je nasazena hřídelová spojka. Elektromotor je zobrazen na obr. 26 a jeho parametry udává tab. 10.

Tab. 10 Parametry elektromotoru

P_1 [kW]	n_1 [min ⁻¹]	$\cos\varphi$ [-]	M_n [Nm]	M_z/M_n [-]	I_{mot} [kg.m ²]	η [%]	m_1 [kg]
8,6	1440	0,83	57	2,3	0,023	84	45

P_1 ... jmenovitý výkon elektromotoru

n_1 ... jmenovité otáčky elektromotoru

$\cos\varphi$... účinník

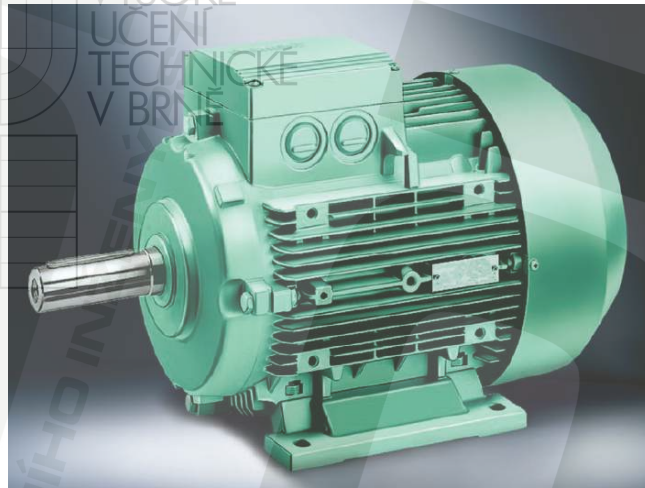
M_z/M_n ... poměrný záběrný moment elektromotoru

I_{mot} ... moment setrvačnosti rotoru elektromotoru

η ... účinnost

m_1 ... hmotnost elektromotoru

M_n ... jmenovitý moment elektromotoru



Obr. 26 Elektromotor

4.8.2.2 Kontrola elektromotoru

Kontrola elektromotoru je provedena pro případ rozjezdu plně zatížené kabiny směrem nahoru.

- **Základní momentové rovnice**

$$M_{mp} = M_{st1} + M_i \quad (68)$$

M_{mp} ... potřebný moment elektromotoru

M_i ... dynamický (inerční) moment všech setrvačných hmot přepočítaný na hřídel elektromotoru

M_{st1} ... statický moment přepočítaný na hřídel elektromotoru

Statický moment M_{st1} je moment na hřídeli elektromotoru, potřebný pro udržení soustavy v klidu nebo rovnoměrném pohybu. Vypočítá se ze statického momentu na hřídeli řetězového kola M_{st2} v závislosti na účinnosti převodovky pro různé provozní stavy.

Dynamický moment M_i je moment na hřídeli elektromotoru potřebný pro zrychlení nebo zpomalení všech pohyblivých hmot (přímočaře se pohybujících i rotačních).

$$M_i = M_{i1} + M_{im} \quad (69)$$

M_{im} ... dynamický (inerční) moment rotačních hmot na hřídeli elektromotoru (včetně rotoru motoru)

M_{i1} ... dynamický (inerční) moment pohyblivých hmot (přímočaře se pohybujících i rotačních) přepočítaný na hřídel motoru

Dynamický (inerciální) moment rotačních hmot na hřídeli elektromotoru (včetně rotoru motoru) se vypočítá podle vzorce:

$$M_{im} = I_m \cdot \varepsilon_1 \quad (70)$$

I_m ... celkový moment setrvačnosti všech rotačních hmot na hřídeli motoru (včetně momentu setrvačnosti rotoru elektromotoru)

ε_1 ... úhlové zrychlení hřídele elektromotoru

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 \cdot i_p \quad (71)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{2 \cdot a}{d_{ts}} \quad (72)$$

ε_2 ... úhlové zrychlení řetězového kola

a ... zrychlení klece

i_p ... převodový poměr převodovky

d_{ts} ... skutečný průměr roztečné kružnice řetězového kola

Celkový moment setrvačnosti všech rotačních hmot na hřídeli motoru:

$$I_m = I_{mot} + I_{sp} + I_p \quad (73)$$

$$I_m = 0,023 + 0,14 + 0,0018 = 0,171$$

$$I_m = 0,165 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

I_{mot} ... moment setrvačnosti rotoru elektromotoru

I_{sp} ... moment setrvačnosti hřídelové spojky s brzdým kotoučem

I_p ... moment setrvačnosti převodovky

Pro zjednodušení zanedbáme momenty setrvačnosti rotačních hmot na hřídeli řetězového kola, které jsou proti momentu setrvačnosti přímočaře se pohybujících hmot velmi malé.

Výpočet momentů

Dynamický moment na hřídeli řetězového kola:

$$M_{i2} = (Q + P + L) \cdot \frac{d_{ts}}{2} \cdot a \quad (74)$$

Statický moment na hřídeli řetězového kola:

$$M_{st2} = (Q + P + L) \cdot \frac{d_{ts}}{2} \cdot g + M_t \quad (75)$$

M_t ... moment na hřídeli řetězového kola potřebný k překonání ztrát třením ve vodítkách a tření řetězu ve vedení

$$M_t = (F_{tcelk} + F_{tcelkR}) \cdot \frac{d_{ts}}{2} \quad (76)$$

$$M_t = (1975,098 + 949,44) \cdot \frac{0,268}{2} = 391,888$$

$$M_t = 391,888 \text{ Nm}$$

F_{tcelkR} (949,44 N) ... celkový valivý odpor řetězu ve vedení

F_{tcelk} (1975,098 N) ... celkový odpor klece proti pohybu

Protože smysly momentů ze vztahů (74) a (75) jsou shodné, můžeme v dalším odvození postupovat i bez znalosti číselných hodnot přepočítáním momentů na hřídel motoru.

$$M_{i1} = \frac{M_{i2}}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{(Q + P + L) \cdot d_{t2} \cdot a}{2 \cdot i_p \cdot \eta_p} \quad (77)$$

$$M_{st1} = \frac{M_{st2}}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{(Q + P + L) \cdot \frac{d_{t2}}{2} \cdot g + M_t}{i_p \cdot \eta_p} \quad (78)$$

Potřebný moment motoru potom bude:

$$M_{mp} = \frac{1}{i_p \cdot \eta_p} \cdot \left[(Q + P + L) \cdot \frac{d_{t2}}{2} \cdot g + M_t + (Q + P + L) \cdot \frac{d_{t2}}{2} \cdot a \right] + I_m \cdot \frac{2 \cdot a \cdot i_p}{d_{t2}} \quad (79)$$

$$M_{mp} = \frac{1}{80 \cdot 0,975} \left[(700 + 660 + 434,7) \cdot \frac{0,268}{2} \cdot 9,81 + 391,888 + (700 + 660 + 434,7) \cdot \frac{0,268}{2} \cdot 0,1 \right] + 0,165 \cdot \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 80}{0,268} = 45,43$$

$$M_{mp} = 45,43 \text{ Nm}$$

I_m (0,165 kg.m²) ... celkový moment setrvačnosti všech rotačních hmot na hřídeli motoru (včetně momentu setrvačnosti rotoru motoru)

i_p (80) ... převodový poměr převodovky

d_{ts} (268 mm) ... skutečný průměr roztečné kružnice řetězového kola (viz kap. 4.8.6.1)

a (0,1 m.s⁻²) ... zrychlení klece

M_t (391,888 Nm) ... moment na hřídeli hnacího kotouče potřebný k překonání ztrát třením ve vodítkách a tření řetězu

$g(9,81 \text{ m/s}^2)$... tíhové zrychlení
$Q(700 \text{ kg})$... nosnost výtahu
$P(660 \text{ kg})$... hmotnost rámu a klece
$L(434,7 \text{ kg})$... hmotnost 20 metrů řetězu
$\eta_p(97,5\%)$... účinnost převodovky

Hmotnost 21 metrů řetězu

$$L \equiv q \cdot H' \quad (80)$$

$$L = 20,7 \cdot 21 = 434,7$$

$$L = 434,7 \text{ kg}$$

Podmínka rozběhu

$$M_m > M_{mp}$$

$$57 \text{ Nm} > 45,43 \text{ Nm}$$

Podmínka je splněna, zvolený elektromotor **vyhovuje**.

4.8.2.3 Frekvenční měnič

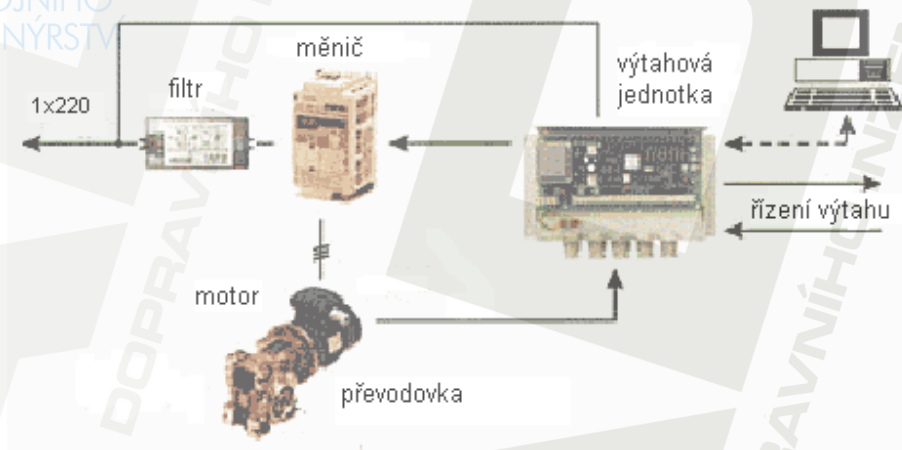
Pro pohon výtahu je zvolen asynchronní motor s kotvou nakrátko. Tyto motory se vyznačují jednoduchostí, spolehlivostí, nízkými investičními náklady a minimálními nároky na údržbu. Tyto motory však mají i své nevýhody, a to především:

- obtížná regulace rychlosti otáček
- velký záběrný proud při přímém zapojení na síť

Použitím frekvenčního měniče pro řízení asynchronního motoru lze tyto nevýhody eliminovat. Měnič totiž umožňuje plynulou a širokou regulaci otáček motoru změnou frekvence napájecího napětí a točivého momentu. Další přednosti použití frekvenčního měniče:

- nižší hluk motoru
- nastavitelné rozběhy a doběhy včetně zaoblení na měkký rozběh
- optimální otáčky v každých provozních podmínkách
- klidné a plynulé řízení rychlosti
- snížení mechanického namáhání motoru a poháněného zařízení
- delší životnost zařízení
- nižší náklady na údržbu a provoz
- rychlá návratnost vložených nákladů

Pro použitý typ motoru 1 LA9 130- 4AA11- ZK16 je zvolen frekvenční měnič od firmy Siemens, jedná se o měnič Sinamics G120 (viz obr. 28) s výkonovou řadou PM250, je to standardní střídač se vstupem umožňujícím vrácení energie do sítě a zabudovaným odrušovacím filtrem. Jako řídicí jednotka je zvolena CU240S DP. Schéma zapojení je zobrazeno na obr. 27.



Obr.27 Schéma zapojení frekvenčního měniče



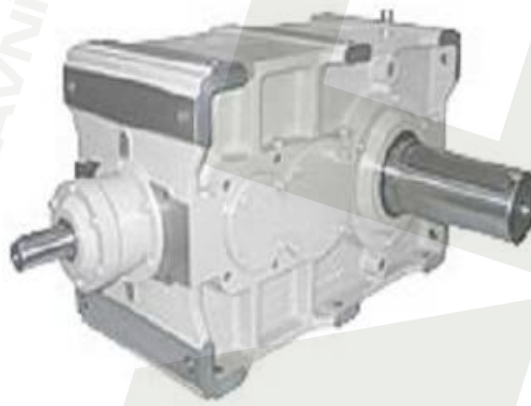
Obr. 28 Frekvenční měnič Sinamics G120

4.8.3 Převodovka

Je zvolena kuželočelní dvoustupňová převodovka typ RHB 20 S-80GB1 od firmy MOTOR-GEAR s.r.o. Je zobrazena na obr. 29, parametry převodovky jsou uvedeny v tab. 11. Kontrola kroutícího momentu na výstupu z převodovky je provedena v kapitole 4.8.6.1.

Popis převodovky

Tyto převodovky jsou vhodné pro většinu aplikací v horizontální i vertikální poloze. Vyznačují se vysokým poměrem výkonu ku váze, nízkou hlučností, možností instalace v nejnáročnějších podmínkách. Hlučnost je snížena broušením všech ozubených převodových kol. Převodová kola jsou z vysoce kvalitního cementovaného a temperovaného materiálu. Vyznačují se dlouhou životností a odolností proti opotřebení. Tyto převodovky mají velké výstupní momenty, které byly podstatné při volbě převodovky.



Obr. 29 Převodovka

Tab. 11 Parametry převodovky

i_p [-]	P_1 [kW]	T_2 [Nm]	F_r [N]	η_p [%]	I_p [kg.m ²]
80	8,6	5100	11800	97,5	0,0018

i_p ... převodový poměr převodovky

P_1 ... výkon elektromotoru

T_2 ... maximální hodnota výstupního momentu

F_r ... maximální radiální síla na výstupní hřídel

η_p ... účinnost převodovky

I_p ... moment setrvačnosti převodovky

4.8.4 Brzda

Je zvolena dvojčinná čelistová rozpěrací brzda viz obr. 30. Jedná se o brzdu od firmy Wykov. Průměr brzdového kotouče je 250 mm.



Obr. 30 Dvojčinná čelistová brzda

4.8.5 Spojka

Ke spojení výstupní hřídele elektromotoru a vstupní hřídele převodovky je použita pružná spojka typ ELKU-P63-250 (viz obr. 31). Jedná se o spojku, která se již dodává s brzdým kotoučem o průměru 250 mm. Technické parametry spojky jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Parametry spojky

T_s [Nm]	n_{smax} [min ⁻¹]	d_s [mm]	I_{sp} [kg.m ²]	m_s [kg]	Max. vychýlení		
					axiální [mm]	radiální [mm]	úhlové [°]
400	2750	65	0,14	20	2	0,3	0,1

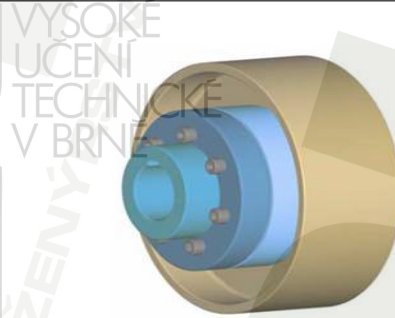
T_s ... kroutící moment spojky

n_{smax} ... maximální otáčky

d_s ... maximální průměr vrtání

I_{sp} ... moment setrvačnosti spojky

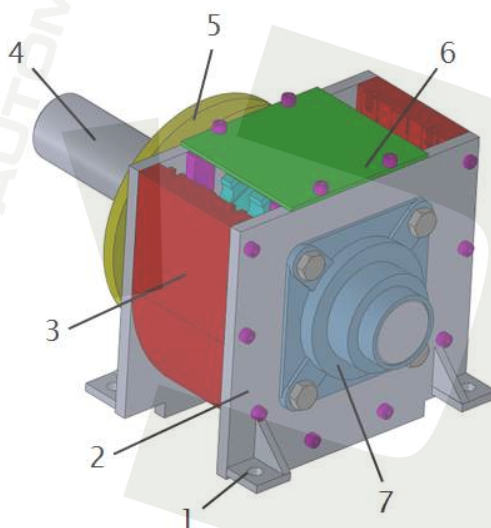
m_s ... hmotnost spojky



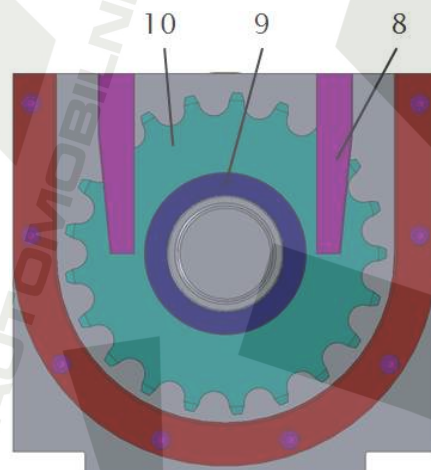
Obr. 31 Spojka ELKU-P63-250

4.8.6 Uložení poháněcího řetězového kola

Sestava uložení řetězového kola je znázorněna na obr. 32 a obr. 33. Základ tvoří těleso 3, které je vyrobeno z oceli na odlitky legované manganem dle ČSN 42 2709. Tento materiál se vyznačuje zvýšenou odolností vůči opotřebení. Těleso je přišroubováno k bočnicím 2, které jsou vyrobeny z materiálu 11 523. K bočnicím jsou přivařeny čtyři patky 1 ze stejného materiálu jako bočnice. Pomocí patek jsou bočnice přišroubovány k rámu pohonu. Víko 6 je z plechového dílu a je k bočnicím přišroubováno čtyřmi šrouby. Přírubou 5 je přišroubována bočnice k převodovce. Poháněcí řetězové kolo 10 je nasunuto na hřídeli 4. Hřídel je na jednom konci uložena v ložiskovém tělese 7 typu UCF2 a na druhém konci je nasunuta do převodovky. Naváděcí člen 8 slouží ke správnému navedení řetězu do vodící drážky řetězu. Zabraňuje tedy vybočení řetězu od svislého směru v momentu, kdy řetěz opouští řetězové kolo. Naváděcí členy jsou k bočnici přišroubovány. Hřídel je s nábojem řetězového kola spojena pomocí svěrné spojky 9 typu MAV 4061.



Obr. 32 Sestava uložení



Obr. 33 Řez sestavou uložení

4.8.6.1 Poháněcí řetězové kolo

Poháněcí řetězové kolo poz.10 na obr. 33 a těleso poz.3 obr. 32, patří k nejvíce namáhaným součástím pohonu. Řetězové kolo je vypáleno a obrobeno z plechu tloušťky 115 mm. Materiál řetězového kola je legovaná ocel 14 220, která se vyznačuje dobrou obrobitelností. Řetězové kolo je cementováno a kaleno, čímž se zvýší povrchová tvrdost zubů a zachová houževnatost jádra. Na obou okrajích řad jsou šířky zubů zmenšeny, z důvodu použití naváděcích členů.

- **Určení otáček poháněcího řetězového kola**

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{sk}} \quad (82)$$

$$n_2 = \frac{1440}{77,897} = 18,486 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = 0,308 \text{ s}^{-1}$$

$n_1(1440 \text{ min}^{-1})$... jmenovité otáčky elektromotoru

$i_{sk}(77,897)$... skutečný převod převodovky

- **Určení roztečného průměru poháněcího řetězového kola**

Vycházíme z toho, že obvodová rychlost je totožná s rychlostí zdvihu.

$$d_t = \frac{v}{\pi \cdot n_2} \cdot 10^3 \quad (83)$$

$$d_t = \frac{0,25}{\pi \cdot 0,308} \cdot 10^3 = 258,368$$

$$d_t = 258,368 \text{ mm}$$

$n_2(0,308 \text{ s}^{-1})$... otáčky poháněcího řetězového kola

$v(0,25 \text{ m.s}^{-1})$... rychlost zdvihu

- **Určení počtu zubů poháněcího řetězového kola**

Při určení počtu zubů dle vztahu (85) pro řetěz 24B-3 vycházíme ze vztahu (84) pro výpočet roztečného průměru.

$$d_t = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (84)$$

$$z = \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{p}{d_t}} \quad (85)$$

$$z = \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{38,1}{258,368}} = 21,226$$

$$z = 21,226 \text{ zubů}$$

$p(38,1 \text{ mm})$... rozteč řetězu

$d_t(258,368 \text{ mm})$... roztečný průměr poháněcího řetězového kola

Jelikož počet zubů musí být celé číslo je zvolen počet zubů $z = 22$ zubů.

- **Určení skutečného roztečného průměru poháněcího řetězového kola**

$$d_{ts} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (86)$$

$$d_{ts} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{22}} = 267,716$$

$$d_{ts} = 267,716 \text{ mm}$$

$p(38,1 \text{ mm})$... rozteč řetězu

$z(22)$... počet zubů

- **Určení kroutícího momentu na poháněcím kola**

$$M_2 = F_{hn} \cdot \frac{d_{ts}}{2} \cdot 10^{-3} \quad (87)$$

$$M_2 = 20530,545 \cdot \frac{267,716}{2} \cdot 10^{-3} = 2748,178$$

$$M_2 = 2748,178 \text{ Mm}$$

$F_{hn}(20530,545 \text{ N})$... hnací síla na poháněcím řetězovém kole

$d_{ts}(267,716 \text{ mm})$... skutečný roztečný průměr poháněcího řetězového kola

- **Kontrola kroutícího momentu na výstupu z převodovky**

Hodnotu M_2 je třeba vynásobit provozním součinitelem K_A a porovnat s maximálním přípustným kroutícím momentem na výstupu z převodovky T_2 (viz tab. 11). Provozní součinitel se vypočte dle postupu výrobce převodovky.

$$K_A = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \quad (88)$$

$$K_A = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 1,2$$

$f_1(1)$... součinitel poháněného stroje, pro elektromotor

$f_2(1,5)$... součinitel pro druh provozu, pro silné rázy a provozní dobu do 8 hod za den

$f_3(1)$... rozběhový součinitel, pro počet rozběhů do 50 za hodinu

$f_4(0,8)$... časový součinitel, pro 60% činnost pod zatížením z provozní doby

$f_5(1)$... teplotní součinitel, pro teplotu 20°C

Ekvivalentní kroutící moment T_p na výstupu z převodovky:

$$T_p = M_2 \cdot K_A \quad (89)$$

$$T_p = 2748,178 \cdot 1,2 = 3297,814$$

$$T_p = 3297,814 \text{ Nm}$$

$M_2(2748,178 \text{ Nm})$... kroutící moment na poháněcím řetězovém kole

$K_A(1,2)$... provozní součinitel

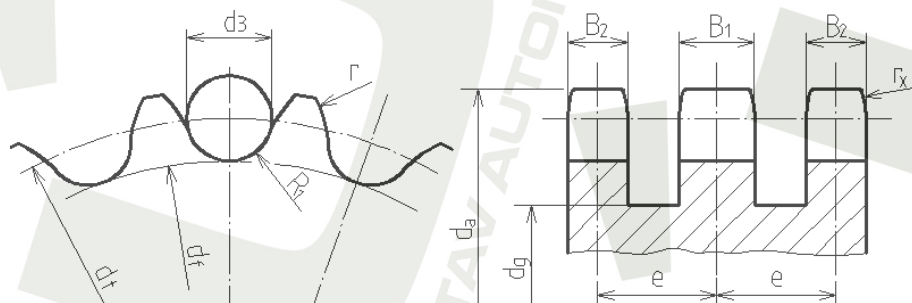
Kontrola podmínky:

$$T_p < T_2$$

$$3297,814 < 5100$$

Podmínka je splněna, daná převodovka **vyhovuje**.

- **Základní rozměry poháněcího řetězového kola**



Obr. 34 Rozměry řetězového kola

Průměr roztečné kružnice

$$d_{ts} = 267,716 \text{ mm}$$

Poloměr dna zubní mezery

$$R_1 = 0,505 \cdot d_3 \quad (90)$$

$$R_1 = 0,505 \cdot 25,4 = 12,827$$

$$R_1 = 12,827 \text{ mm}$$

$d_3(25,4 \text{ mm})$... průměr válečku řetězu

Průměr hlavové kružnice

$$d_a = d_{ts} + 0,5 \cdot d_3 \quad (91)$$

$$d_a = 267,716 + 0,5 \cdot 25,4 = 280,416$$

$$d_a = 280,416 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$d_f = d_{ts} - 2 \cdot R_1 \quad (92)$$

$$d_f = 267,716 - 2 \cdot 12,827$$

$$d_f = 242,062 \text{ mm}$$

Poloměr zaoblení zubu

$$r_x = 1,5 \cdot d_3 \quad (93)$$

$$r_x = 1,5 \cdot 25,4 = 38,1$$

$$r_x = 38,1 \text{ mm}$$

Úhel boku zubu

$$\alpha = 60^\circ$$

Úhel otevření

$$\alpha_o = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \quad (94)$$

$$\alpha_o = 120^\circ - \frac{90^\circ}{22} = 116^\circ$$

Šířka zubu

$$B_1 = 0,93 \cdot d_3 \quad (95)$$

$$B_1 = 0,93 \cdot 25,4 = 23,622$$

$$B_1 = 23,622 \text{ mm}$$

$$B_2 = 20,95 \text{ mm}$$

Největší průměr věnce kola

$$d_g = d_{ts} - 1,4 \cdot p$$

$$d_g = 267,716 - 1,4 \cdot 38,1 = 214,376$$

$$d_g = 214,376 \text{ mm}$$

p(38,1 mm) ... rozteč řetězu

Vzdálenost mezi řadami

$$e = 48,36 \text{ mm}$$

Poloměr boku zubu

$$r_e = 0,12 \cdot d_3 \cdot (z + 2)$$

$$r_e = 0,12 \cdot 25,4 \cdot (22 + 2) = 73,152$$

$$r_e = 73,152 \text{ mm}$$

Obvodové házení na průměru patní kružnice

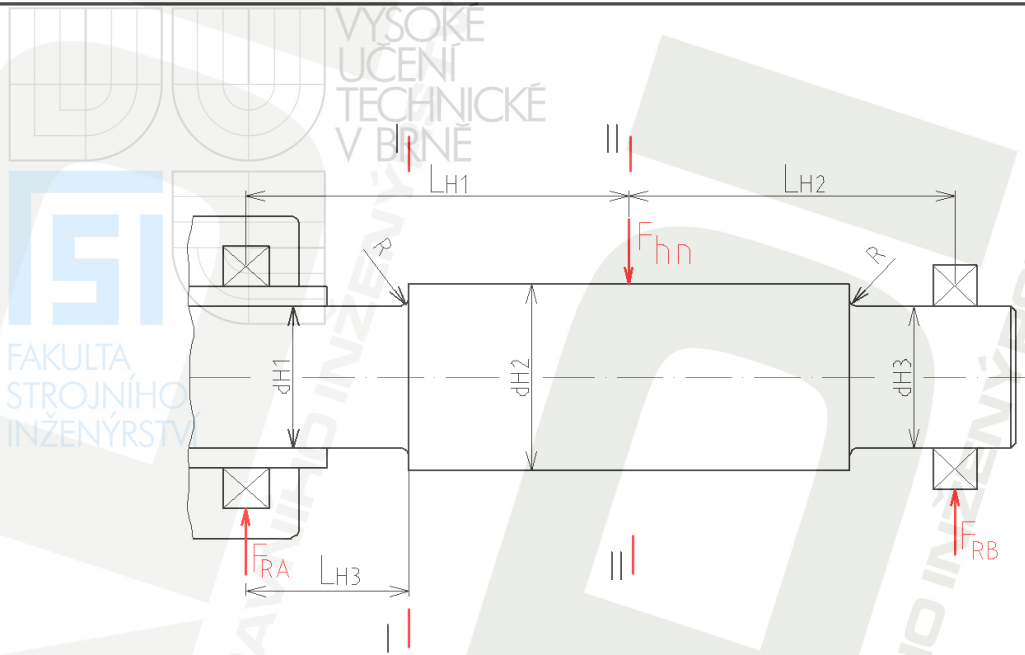
$$0,0008 \cdot d_f + 0,08 = 0,0008 \cdot 242,062 + 0,08 = 0,274 \text{ mm} \quad (98)$$

Čelní házení na průměru patní kružnice

$$0,0009 \cdot d_f + 0,08 = 0,0009 \cdot 242,062 + 0,08 = 0,298 \text{ mm} \quad (99)$$

4.8.6.2 Hřídel

Hřídel je uložena ve dvou ložiskách. Jeden konec přímo v převodovce a druhý konec je uložen v ložiskovém tělese. Hřídel je vyroben z materiálu 12 050. Uložení hřídele a její zatížení ukazuje obr. 35. Rozměry hřídele jsou uvedeny v tab. 14. Řetězové kolo je s hřídelí spojeno pomocí svěrného spoje MAV 4061. Díky této spojkce nedochází k oslabení průřezu hřídele pod spojkou.

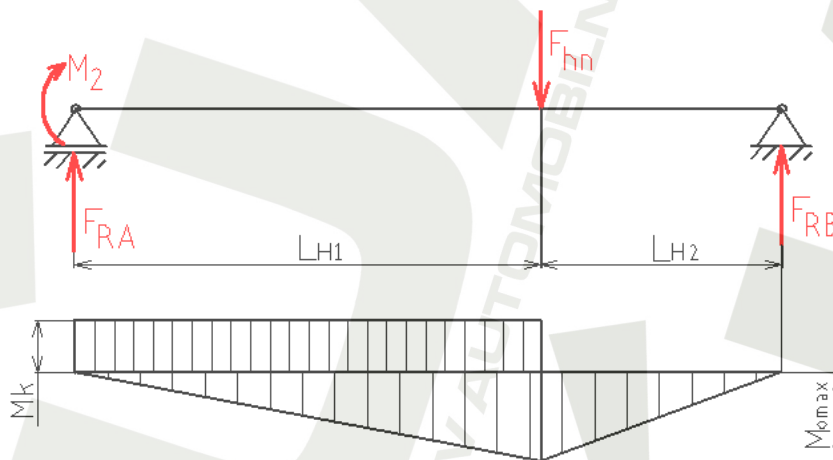


Obr. 35 Uložení a zatížení hřídele

Tab. 14 Rozměry hřídele

L_{H1} [mm]	L_{H2} [mm]	L_{H3} [mm]	R [mm]	d_{H1} [mm]	d_{H2} [mm]	d_{H3} [mm]
144	132	40	5	80	100	80

Určení výsledných vnitřních účinků



Obr. 36 Výsledné vnitřní účinky

Z obr. 36 je patrné, že kritické místo je v místě působení hnací síly F_{hn} (řez II-II). V tomto místě je maximální ohybový moment. Další nebezpečné místo, ve kterém je nutné hřídel zkontrolovat (řez I-I), je místo, kde se vyskytuje vrub.

Výpočet reakcí

$$F_{RA} = \frac{F_{hn} \cdot L_{H2}}{L_{H1} + L_{H2}} \quad (100)$$

$$F_{RA} = \frac{20530,545 \cdot 132}{144 + 132} = 9818,956$$

$$F_{RA} = 9818,956 \text{ N}$$

$$F_{RB} = \frac{F_{hn} \cdot L_{H1}}{L_{H1} + L_{H2}} \quad (101)$$

$$F_{RB} = \frac{20530,545 \cdot 144}{144 + 132} = 10711,589$$

$$F_{RB} = 10711,589 \text{ N}$$

F_{hn} (20530,545 N) ... hnací síla na poháněcím řetězovém kole

Pevnostní kontrola hřídele v řezu I-I

Ohybový moment

$$M_{0I} = F_{RA} \cdot L_{H3} \quad (102)$$

$$M_{0I} = 9818,956 \cdot 40 = 392758,24$$

$$M_{0I} = 392758,24 \text{ Nmm}$$

F_{RA} (9818,956 N) ... reakce v ložisku
 L_{H3} (40 mm) ... osová vzdálenost ložiska a řetězového kola

Kroučící moment

$$M_K = M_2$$

$$M_K = 2748178 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{oI}}{W_{oI}} = \frac{32 \cdot M_{oI}}{\pi \cdot d_{H1}^3} \quad (103)$$

$$\sigma_{oI} = \frac{32 \cdot 392758,24}{\pi \cdot 80^3} = 7,814$$

$$\sigma_{oI} = 7,814 \text{ MPa}$$

M_{oI} (392758,24 Nmm) ... ohybový moment v místě osazení

d_{H1} (80 mm) ... průměr hřídele

Napětí v krutu

$$\tau_{kI} = \frac{M_K}{W_{kI}} = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_{H1}^3} \quad (104)$$

$$\tau_{kI} = \frac{16 \cdot 2748178}{\pi \cdot 80^3} = 27,337$$

$$\tau_{kI} = 27,337$$

M_k (2748178 Nmm) ... kroutící moment

d_{H1} (80 mm) ... průměr hřídele

Zahrnutí vlivu vrubu

Tvarový součinitel pro osazení hřídele je odečten [7]. Pro ohyb je to hodnota $\alpha_\sigma = 2$ a pro krut $\alpha_\tau = 1,7$.

Skutečná napětí

$$\sigma_{oskI} = \sigma_{oI} \cdot \alpha_\sigma \quad (105)$$

$$\sigma_{oskI} = 7,814 \cdot 2 = 15,628$$

$$\sigma_{oskI} = 15,628 \text{ MPa}$$

σ_{oI} (7,814 MPa) ... napětí v ohybu

$$\tau_{KskI} = \tau_{KI} \cdot \alpha_{\tau} \quad (106)$$

$$\tau_{KskI} = 27,337 \cdot 1,7 = 46,473$$

$$\tau_{KskI} = 46,473 \text{ MPa}$$

τ_{KI} (27,336 MPa) ... napětí v krutu

Redukované napětí

$$\sigma_{REDI} = \sqrt{\sigma_{oski}^2 + 3 \cdot \tau_{KskI}^2} \quad (107)$$

$$\sigma_{REDI} = \sqrt{15,628^2 + 3 \cdot 46,473^2} = 82$$

$$\sigma_{REDI} = 82 \text{ MPa}$$

σ_{oski} (15,628 MPa) ... skutečné napětí v ohybu

τ_{KskI} (46,473 MPa) ... skutečné napětí v krutu

Pevnostní kontrola hřídele v řezu II-II

Ohybový moment

$$M_{0II} = F_{RA} \cdot L_{H2} \quad (108)$$

$$M_{0II} = 9818,956 \cdot 144 = 1413929,664$$

$$M_{0II} = 1413929,664 \text{ Nmm}$$

F_{RA} (9818,956 N) ... reakce v ložisku

L_{H4} (144 mm) ... osová vzdálenost ložiska a řetězového kola

Kroutící moment

$$M_K = M_2$$

$$M_K = 2748178 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{32 \cdot M_{oII}}{\pi \cdot d_{H2}^3} \quad (109)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{32 \cdot 1413929,664}{\pi \cdot 100^3} = 14,402$$

$$\sigma_{oII} = 14,402 \text{ MPa}$$

M_{oII} (1413929,664 Nmm) ... ohybový moment v místě osazení
 d_{H2} (100 mm) ... průměr hřídele

Napětí v krutu

$$\tau_{kII} = \frac{M_K}{W_{KII}} = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_{H2}^3} \quad (110)$$

$$\tau_{kII} = \frac{16 \cdot 2748178}{\pi \cdot 100^3} = 13,996$$

$$\tau_{kII} = 13,996 \text{ MPa}$$

M_k (2748178 Nmm) ... kroutící moment
 d_{H2} (100 mm) ... průměr hřídele

Redukované napětí

$$\sigma_{REDII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 3 \cdot \tau_{kII}^2} \quad (111)$$

$$\sigma_{REDII} = \sqrt{14,402^2 + 3 \cdot 13,996^2} = 28,197$$

$$\sigma_{REDII} = 28,197 \text{ MPa}$$

σ_{oII} (14,402 MPa) ... skutečné napětí v ohybu

τ_{kII} (13,996 MPa) ... skutečné napětí v krutu

Za nebezpečné místo je zvoleno osazení hřídele (řez I-I), jelikož redukované napětí v tomto řezu je větší než redukované napětí v řezu II-II.

Součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{REDI}} \quad (112)$$

$$k_k = \frac{305}{82}$$

$$k_k = 3,72$$

$R_e(305 \text{ MPa})$... mez kluzu v tahu materiálu hřídele odečteno z [7]

$\sigma_{REDI}(81,988 \text{ MPa})$... redukované napětí

Bezpečnost vzhledem k mezi kluzu je dosti vysoká, hřídel je předimenzovaná. Výrobce převodovky, ale udává požadovaný rozměry hřídele vzhledem k typu převodovky, které je nutné dodržet.

4.9 Pevný nárazník

Nárazníky jsou umístěné na rámu podlahy klece. Slouží k zastavení klece při dojetí do krajní polohy. Pro tento typ výtahu je zvolen nárazník pevný NM3, který lze použít do maximální rychlosti výtahu $0,43 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a pro maximální zatížení 3700kg. Jedná se o polyuretanové nárazníky, které nabízejí výjimečnou kombinaci pružnosti a vysoké oděruvzdornosti.



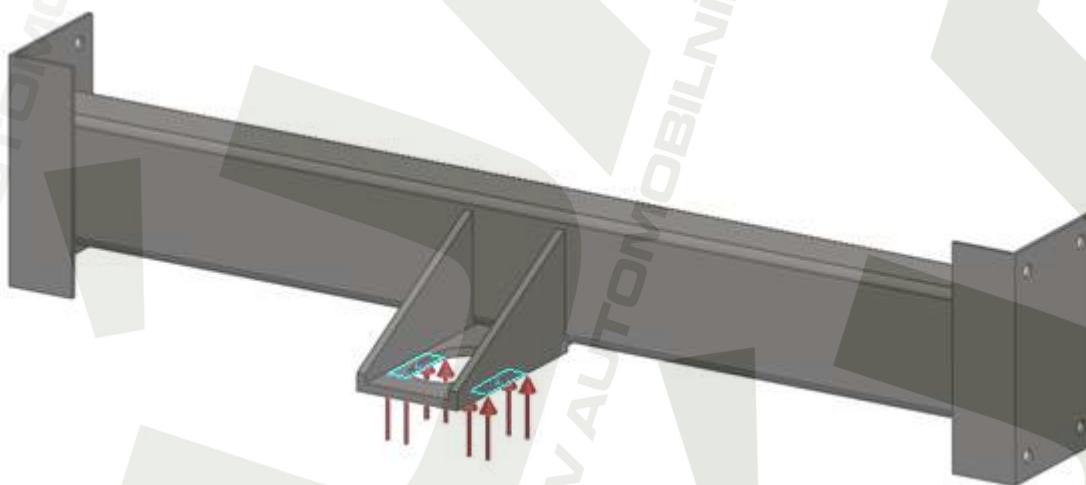
Obr 37. Pevný nárazník

5 Metoda konečných prvků

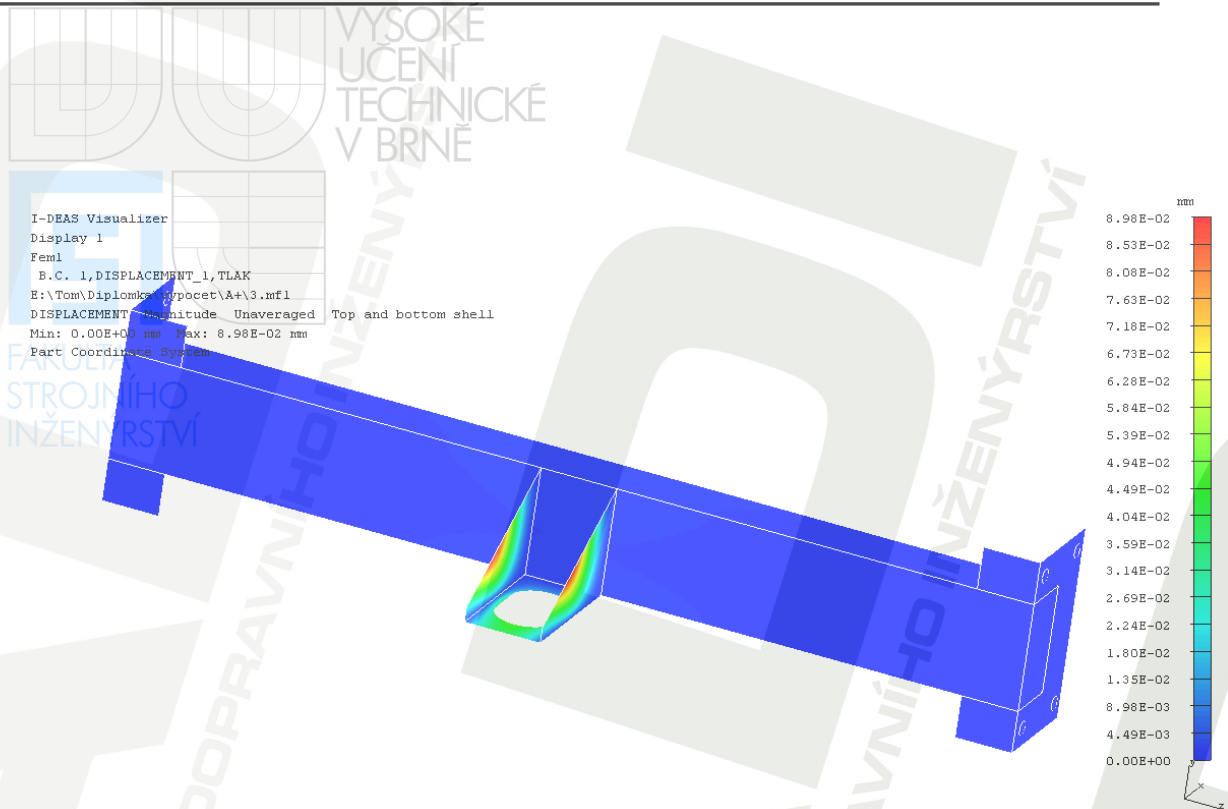
MKP, tedy metoda konečných prvků, je matematická metoda založena na řešení soustavy diferenciálních rovnic. Řešením těchto rovnic popisující tuhé těleso s materiálovými vlastnostmi získáme deformace a napjatost tohoto tělesa. Výpočty modelu spodního nosníku se závěsem klece je řešen v programu I-deas.

Spodní nosník je svařen z ohýbaných plechových dílů z materiálu 11 373 o tloušťce 5 mm a trubky obdélníkového průřezu 140x80-5 mm. Nosník je přišroubován k lyžinám rámu klece pomocí osmi šroubů. Závěs je svařen z plechů o tloušťce 15 mm a je přivařen k nosníku. Materiál závěsu klece je 11 523.

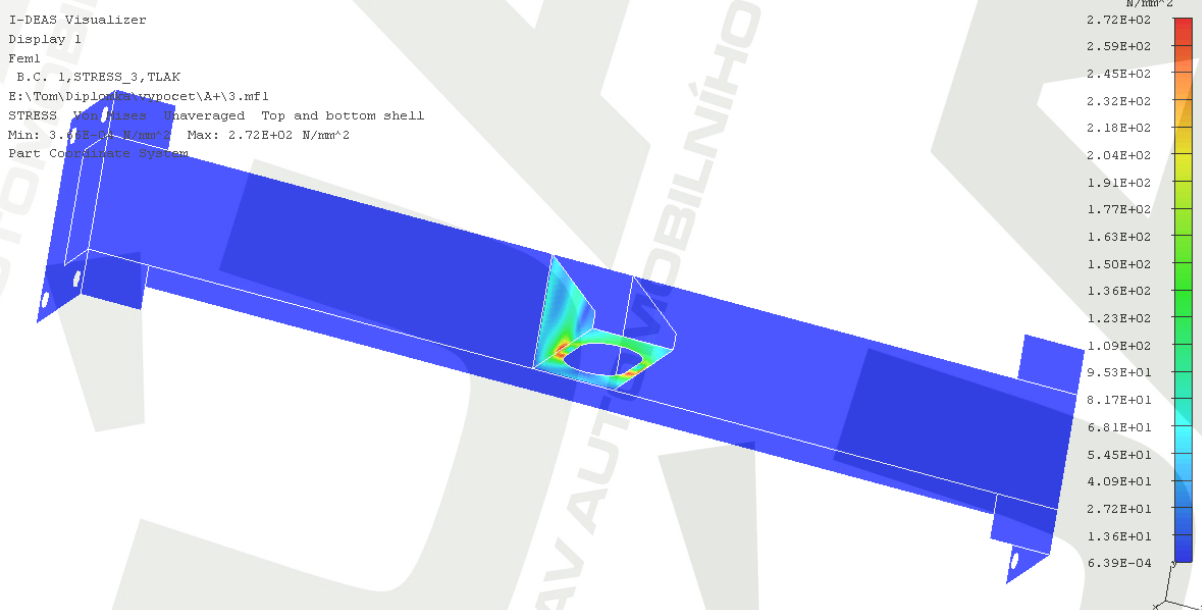
Z důvodu rozsahu diplomové práce je výpočet pouze kontrolní a nezabývám se další optimalizací dílu. Pro dané konstrukční provedení spodního nosníku se závěsem rámu je maximální napětí ve spodní části závěsu 272 MPa a průhyb $8,98 \cdot 10^{-2}$ mm je na bočnicích závěsu. Tyto hodnoty jsou menší než dovolené max. hodnoty. Z obr. 39 a obr. 40 je patrné, že spodní nosník je namáhán minimálně a to jen v místech svaru se závěsem rámu a v dírách pro šrouby. Závěs je namáhán od čepového spoje, který táhne rám klece. Síla F (viz kap. 4.4.2.1), potřebná ke zdvižení klece, způsobuje tlak, který je ve styku závěsu čepu se závěsem rámu. Zatížení je patrné z obr. 38. Uchycení modelu je v místě šroubů, kterými je nosník přišroubován k lyžinám rámu výtahu. Detailní pohled napětí v závěsu rámu je na obr. 41 a detail napětí v místě šroubového spoje je na obr. 42.



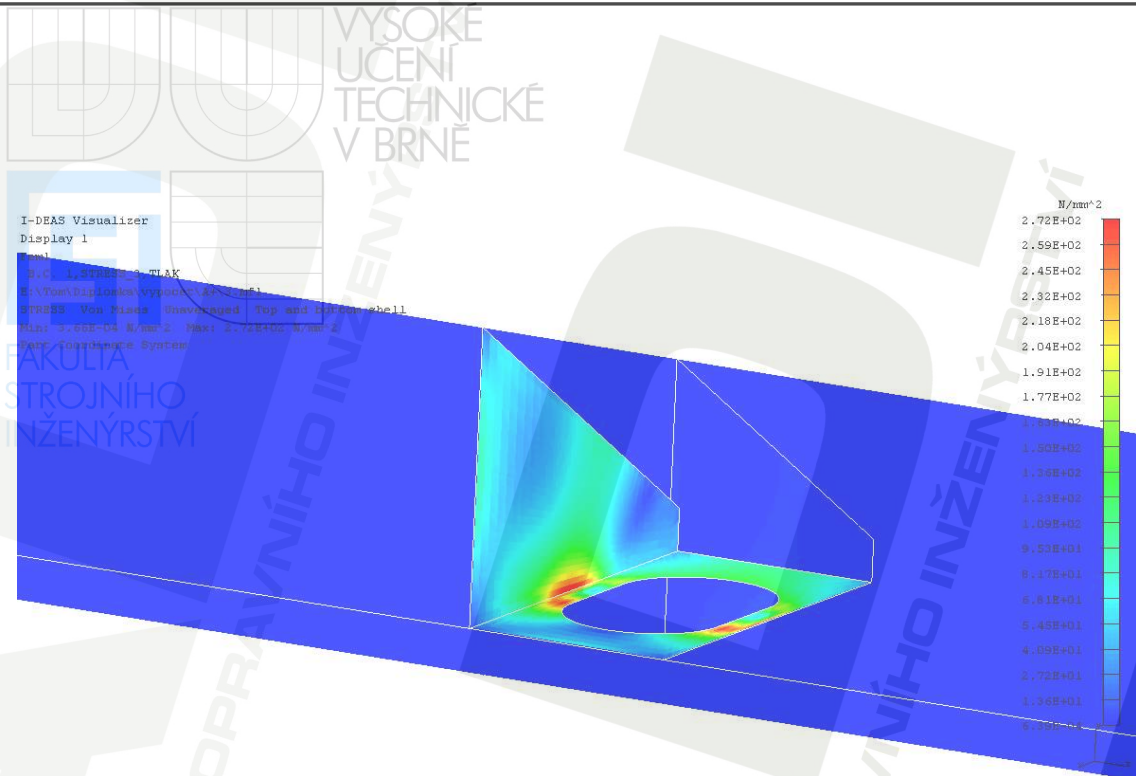
Obr. 38 Spodní nosník se závěsem rámu – zatížení



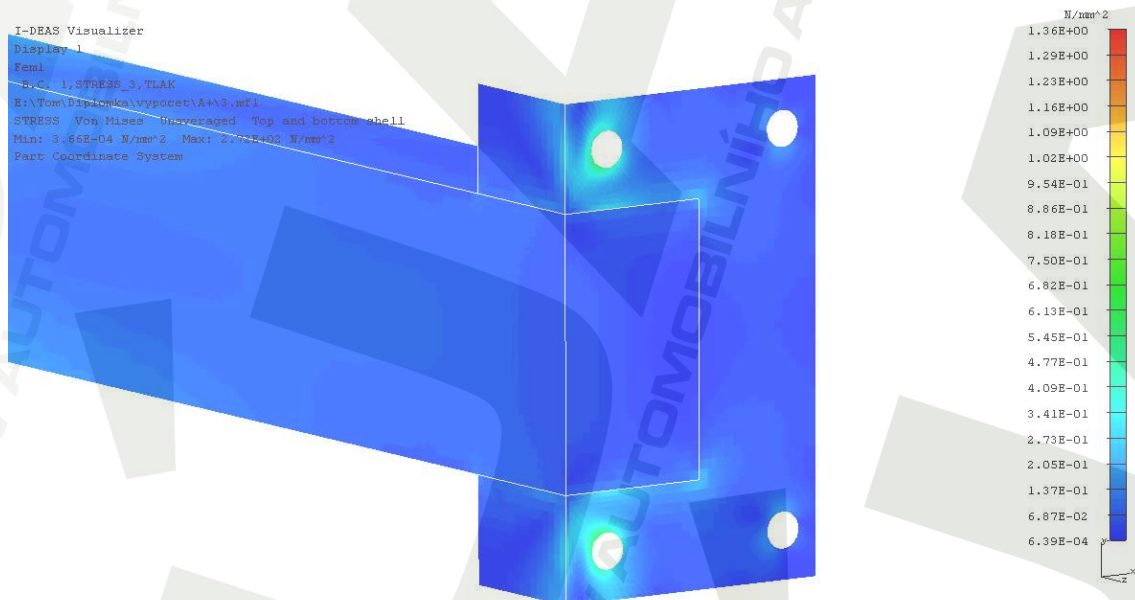
Obr. 39. Spodní nosník se závěsem rámu – deformace



Obr. 40 Spodní nosník se závěsem rámu - napětí



Obr 41 Detailní pohled na závěs klece - napětí



Obr 41 Detailní pohled na místo šroubové spojení - napětí

6 Technické zhodnocení vůči hydraulickým výtahům

6.1 Princip a základní uspořádání

Hydraulické výtahy byly v druhé polovině 18. století a v první polovině 19. století nejrozšířenějším typem výtahů. Pracovním médiem byla tlaková voda. Po zavedení trakčního pohonu ve výtahové technice byly stále více vytlačovány výtahy s elektrickým pohonem a v období krátce před druhou světovou válkou byly instalovány jen výjimečně. Teprve po druhé světové válce se v USA znovu objevuje hydraulický výtah, používaný pro vertikální dopravu osob a nákladů v budovách o dvou až šesti podlažích. Jako pracovní kapaliny je použito oleje, dopravní rychlost se pohybuje v rozmezí 0,1 až 1,0 m/s

Hydraulické výtahy mají několik předností, z nichž největší je možnost plynulé regulace rychlosti a přesný dojezd kabiny do podlaží nezávisle na zatížení kabiny. Výtahová šachta má menší půdorysné rozměry, neboť odpadá vyvažovací závaží. Při přímém pohonu kabiny pístem není nutné používat zachycovače. Strojovna je umístěna dole v šachtě.

6.1.1 Přímý pohon kabiny s plunžrem

Konstrukčně je nejjednodušší a nejčastěji používaný. Hydraulický válec je zapuštěn do dna šachty do hloubky odpovídající výšce zdvihu. Hydraulické výtahy tohoto typu jsou zpravidla konstruovány s jedním válcem do nosnosti 10 t, pro vyšší nosnosti se dvěma nebo více paralelně umístěnými válci. Používá se pro zdvihy do 10 m.

6.1.2 Přímý pohon s použitím teleskopické pístnice

Umožní podstatně zmenšit hloubku otvoru ve dně šachty pro uložení hydraulického válce. Konstrukce pístnice s postupným vysouváním jednotlivých sekcí různými rychlostmi není pro použití u výtahů příliš vhodná, neboť při přechodech vznikají rázy. Dokonalé utěsnění jednotlivých sekcí je velmi obtížné.

6.1.3 Přímý pohon kabiny plunžrem s umístěním hydr. válce vedle klece

Výhodou je montáž hydraulického válce přímo ve výtahové šachtě, není nutno vrtat otvor pro válec. Plunžr je ke kleci připojen na její horní straně. Použití pouze pro malé zdvihy do 10 m.

6.1.4 Nepřímý pohon s kombinací hydraulického válce a lanového nebo řetězového převodu

Píst hydraulického válce, uložený ve svislé nebo vodorovné poloze, působí na kabinu prostřednictvím lanového nebo řetězového systému. Délka válce odpovídá zhruba polovině výšky zdvihu. Nevýhodou je nutnost použití zachycovače.

6.2 Porovnání navrhovaného výtahu s hydraulickým výtahem

Mezi přednosti hydraulických výtahů patří možnost plynulé regulace rychlosti a přesný dojezd kabiny do podlaží nezávisle na zatížení kabiny. Výtahová šachta má menší půdorysné rozměry, neboť odpadá vyvažovací závaží. Při přímém pohonu kabiny pístem není nutné používat zachycovače. Strojovna je umístěna dole v šachtě. Ale mají i své nevýhody, jako je použitelnost jen pro malé zdvihy. Pro vyšší zdvihy je složitá instalace hydraulického válce do šachty výtahu. Hrozí únik pracovní kapaliny do okolí, vysoké požadavky na utěsnění pracovních ploch a je nutné dno šachty a strojovny natřít nepropustným nátěrem.

Navrhovaný výtah je hydraulickým výtahům podobný. Stejně jako u hydraulických výtahů je strojovna umístěna ve spodní části šachty. Šachta ale nemusí být opatřena ochranným nátěrem, protože nehrozí únik pracovní kapaliny. Vedení klece je stranové jako u většiny hydraulických výtahů. U obou není použito vyvažovacího zařízení, tím se zmenší požadavky na půdorysný rozměr šachty. Pro značné velikosti odporu při vedení řetězu ve vodící drážce je dopravní rychlost a výška zdvihu omezena. U navrhovaného výtahu je nutné použít omezovače rychlosti a zachycovače. Hlučnost výtahu bude díky řetězovému převodu vyšší než u hydraulického výtahu. Řízení regulace rychlosti a přesný dojezd kabiny do podlaží je dosaženo pomocí frekvenčního měniče.

7 Závěr

Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh nákladního výtahu, poháněného speciálním mechanismem s využitím tlačného řetězu. Pro jednotlivé konstrukční celky výtahu je proveden konstrukční návrh a popřípadě funkční výpočet. Podstatná část práce, zejména výkresové dokumentace, je věnována návržení pohonu výtahu.

Z celkové koncepce výtahu plynou následující výhody a nevýhody. Pro značné velikosti odporu při vedení řetězu ve vodící drážce je dopravní rychlost a výška zdvihu omezena. Jako nosný prvek je použit tlačný řetěz, který je veden ve vodící drážce, lze tedy předpokládat, že hlučnost tohoto pohonu bude značná. Bude docházet k velkému opotřebení řetězu a vodící drážky, tím se zmenší životnost navrhovaného pohonu oproti klasickému lanovému pohonu.

Navrhovaný výtah má ale také své výhody. Vedení klece je stranové a není zde použito vyvažovací zařízení, tím se docílí minimálních požadavků na půdorysné rozměry šachty. Strojovna je umístěna ve spodní části šachty. Ve vrchní části šachty je umístěn pouze omezovač rychlosti. Další výhodou je použití asynchronního elektromotoru s frekvenčním měničem. Měnič umožňuje plynulou a širokou regulaci otáček motoru změnou frekvence napájecího napětí a točivého momentu. Tím se zmenší opotřebení motoru a hlučnost celého pohonu. Dále je použita kuželočelní dvoustupňová převodovka, která se vyznačuje vysokým poměrem výkonu ku váze, nízkou hlučností a možností instalace v nejnáročnějších podmínkách. Brzda na výtahovém stroji funguje jako poziční, tím roste životnost brzdového obložení.



8 Seznam použitých zdrojů

Seznam použité literatury

- [1] Gajdůšek J., Škopán M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, skriptá VUT Brno, 1988
- [2] Janovský L., Doležal J.: *Výtahy a escalatory*, SNTL Praha, 1980, 696 s. ISBN 04-228-80
- [3] Janovský L.: *Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu*, skriptum ČVUT Praha, 1991
- [4] Jančík L.: *Části a mechnismy strojů I, II*, VUT Brno, 2003
- [5] Kříž R., Vávra P.: *Strojírenská příručka*, Scientia Praha, 1995
- [6] Lehečka J., a kol.: *Montáž výtahů*, SNTL Praha 1956, 78 s.
- [7] Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání, ALBRA- ped. nakladatelství, Úvaly, 2005, 906 s. ISBN 80-7361-011-6
- [8] Svoboda P. a kol.: *Základy konstruování*. 2.vydání, Brno PC-DIR 1997, 186 s. ISBN 80-214-1083-3
- [9] Syrový P.: *Vertikální komunikace v budovách*, ČSVA Praha, 1968, 104 s.

Použité normy

- [10] ČSN EN 81-1,1999. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - Část 1: Elektrické výtahy*
- [11] ČSN EN 81-1, změna A2: 2005. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - Část 1: Elektrické výtahy*
- [12] ČSN ISO 4190-2, *Elektrické výtahy – Část 2: Výtahy třídy IV*

Internetové zdroje

- [13] Elprim-tech s.r.o. [online]. [cit. 2008-11-24]. Dostupný z WWW:
<http://www.elprim.cz/?sklik>



[14] LM Metal Lifts s.r.o. [online]. [cit. 2008-12-27]. Dostupný z WWW:

<http://www.metallift.cz/index.php?page=products>

[17] Řetězy Vamberk s.r.o. [online]. [cit. 2009-1-13]. Dostupný z WWW:

<http://www.retezy-vam.com/>

[18] Siemens s.r.o. [online]. [cit. 2008-11-25]. Dostupný z WWW:

<http://www.siemens.cz/pohony>

Firemní katalogy

[19] Firemní katalog fy. Výtahy, s.r.o. Velké Meziříčí

[20] Firemní katalog fy. Feron, a.s.



9 Seznam použitých symbolů

Označení	Název	Jednotka
a	Zrychlení klece	$m \cdot s^{-2}$
A	Šířka klece	mm
b	Šířka rámu klece	mm
b_1	Šířka válečku řetězu	mm
B	Hloubka klece	mm
B_1	Šířka zubu	mm
C	Šířka šachty	mm
D	Hloubka šachty	mm
d_a	Průměr hlavové kružnice	mm
d_f	Průměr patní kružnice	mm
d_g	Největší průměr věnce kola	mm
d_H	Průměr hřídele	mm
d_s	Maximální průměr vrtání spojky	mm
d_t	Roztečný průměr řetězového kola	mm
d_{ts}	Skutečný průměr řetězového kola	mm
d_3	Průměr válečku řetězu	mm
e	Vzdálenost mezi řadami řetězu	mm
e_x	Excentricita břemene k ose x	mm
e_y	Excentricita břemene k ose y	mm
E	Modul pružnosti v tahu	MPa
f	Součinitel smykového tření	
f_c	Součinitel čepového tření	
f_1	Součinitel poháněcího stroje	
f_2	Součinitel pro druh provozu	
f_3	Rozběhový součinitel	
f_4	Časový součinitel	
f_5	Teplotní součinitel	
F	Síla potřebná ke zdvižení klece	N
F'	Síla potřebná ke zdvižení klece, tíhy řetězu a čepového tření	N
F_B	Zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu	N
F_{hn}	Hnací síla na roztečném průměru řetězového kola	N
F_k	Vzpěrná síla	N
F_N	Normálová síla mezi válečkem a vedením	N
F_q	Síla od vlastní hmotnosti řetězu	N
F_{RA}	Reakce v ložisku	N
F_{RB}	Reakce v ložisku	N
F_{ret}	Tíha řetězu	N
F_t	Tečná reakce při valení válečku	N
F_{tcelk}	Celkový odpor klece proti pohybu	N
F_{tcelkR}	Celkový valivý odpor řetězu ve vedení	N
F_{t1}	Třecí síla	N
F_{t2}	Třecí síla	N
F_{t3}	Třecí síla	N
F_{x1}	Síla ve vodících čelistech	N



Označení	Název	Jednotka
F_{x2}	Síla ve vodících čelistech	N
F_y	Síla ve vodících čelistech	N
g	Tíhové zrychlení	$m.s^{-2}$
h	Svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi	mm
H	Výška zdvihu	m
H'	Délka řetězu ve svislé vodící drážce	m
h_1	Vzdálenost mezi klecí ve spodním patře a osou řetězového kola	m
i_p	Převodový poměr převodovky	
i_{sk}	Skutečný převod převodovky	
i_{xx}	Poloměr setrvačnosti vodítka k ose x	mm
i_{yy}	Poloměr setrvačnosti vodítka k ose y	mm
I_m	Celkový moment setrvačnosti všech rotač. hmot na hřídeli motoru	$kg.m^2$
I_{mot}	Moment setrvačnosti rotoru motoru	$kg.m^2$
I_p	Moment setrvačnosti převodovky	$kg.m^2$
I_{sp}	Moment setrvačnosti hřídelové spojky s brzdým kotoučem	$kg.m^2$
I_{xx}	Moment setrvačnosti vodítka k ose x	mm^4
I_{yy}	Moment setrvačnosti vodítka k ose y	mm^4
I_1	Součinitel tření	
I_2	Součinitel mazání	
k_k	Součinitel bezpečnosti	
$k_{1,2}$	Součinitel rázu	
K_A	Provozní součinitel	
K_K	Hmotnost klece	kg
K_R	Hmotnost rámu klece	kg
K_{SN}	Hmotnost spodního dílu	kg
l	Vzdálenost mezi kotvami vodítek	mm
l_H	Délka hřídele	mm
L	Hmotnost 2l metrů řetězu	kg
m	Vzdálenost klece od osy vodítka	mm
m_s	Hmotnost spojky	kg
m_1	Hmotnost elektromotoru	kg
$M_{\check{c}}$	Moment čepového tření	Nm
M_i	Dynamický moment všech setrvačných hmot na hřídeli motoru	Nm
M_{im}	Dynamický moment rotačních hmot na hřídeli motoru	Nm
M_{i1}	Dynamický moment pohyblivých hmot na hřídeli motoru	Nm
M_{i2}	Dynamický moment na hřídeli řetězového kola	Nm
M_k	Kroutící moment na hřídeli	Nm
M_m	Jmenovitý moment motoru	Nm
M_{mp}	Potřebný moment motoru	Nm
M_{oI}	Ohybový moment v místě řezu I-I	Nm
M_{oII}	Ohybový moment v místě řezu II-II	Nm
M_{st1}	Statický moment přepočítaný na hřídel motoru	Nm
M_{st2}	Statický moment na hřídeli řetězového kola	Nm
M_t	Moment potřebný k překonání ztrát třením ve vodítkách a tření řet.	Nm
M_x	Ohybový moment k ose x	Nm
M_y	Ohybový moment k ose y	Nm



Označení	Název	Jednotka
M_2	Kroutící moment na řetězovém kole	Nm
n	Počet vodiček	
n_1	Jmenovité otáčky elektromotoru	min^{-1}
n_2	Otáčky řetězového kola	min^{-1}
$n_{\check{c}}$	Počet článků řetězu, které jsou ve styku s vedením	
n_{smax}	Maximální otáčky spojky	min^{-1}
p	Rozteč řetězu	mm
p_{DOV}	Dovolený tlak v kloubech řetězu	MPa
p_i	Měrný tlak	MPa
p_v	Výpočtový tlak	MPa
P	Hmotnost rámu a klece	kg
P_1	Jmenovitý výkon elektromotoru	kW
q	Hmotnost 1 metru řetězu	kg
q_1	Hmotnost 1 metru vodička	kg
R_e	Mez kluzu v tahu	MPa
R_m	Mez průtažnosti	MPa
r_x	Poloměr zaoblení zubu	mm
R_1	Poloměr dna zubní mezery	mm
Q	Nosnost výtahu	kg
S	Plocha příčného průřezu vodička	mm^2
S_t	Součinitel bezpečnosti	
T_p	Ekvivalentní kroutící moment na výstupu z převodovky	Nm
T_s	Kroutící moment spojky	Nm
v	Rychlost zdvihu výtahu	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
v_{sk}	Skutečná rychlost zdvihu výtahu	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V	Výška klece	mm
W_{oI}	Průřezový modul v ohybu v řezu I-I	mm^3
W_{oII}	Průřezový modul v ohybu v řezu II-II	mm^3
W_{KI}	Průřezový modul v krutu v řezu I-I	mm^3
W_{KII}	Průřezový modul v krutu v řezu II-II	mm^3
W_{xx}	Průřezový modul vodička v ohybu k ose x	mm^3
W_{yy}	Průřezový modul vodička v ohybu k ose y	mm^3
x_P	Souřadnice působíště zatížení P v ose x	mm
x_Q	Souřadnice působíště zatížení Q v ose x	mm
Y	Součinitel rázu	
y_P	Souřadnice působíště zatížení P v ose y	mm
y_Q	Souřadnice působíště zatížení Q v ose y	mm
z_2	Počet zubů řetězového kola	
α	Úhel boku zubu	
α_o	Úhel otevření	
α_{σ}	Tvarový součinitel pro ohyb	
α_{τ}	Tvarový součinitel pro krut	
γ_{dyn}	Dynamický bezpečnostní koeficient	
γ_{stat}	Statický bezpečnostní koeficient	
δ	Výrobní tolerance válečku a čepu řetězu	mm
δ_x	Průhyb vodička k ose x	mm



Označení	Název	Jednotka
δ_y	Průhyb vodítka k ose y	mm
λ	Součinitel štíhlosti	
σ_c	Kombinované napětí na ohyb a vzpěr	MPa
σ_F	Namáhání příruby vodítka na ohyb	MPa
σ_k	Napětí od vzpěru	MPa
σ_m	Kombinované namáhání na ohyb	MPa
σ_{osk}	Skutečné napětí v ohybu	MPa
σ_{oI}	Napětí v ohybu v řezu I-I	MPa
σ_{oII}	Napětí v ohybu v řezu II-II	MPa
σ_{RED}	Redukované napětí	MPa
σ_x	Napětí v ohybu v ose x	MPa
σ_y	Napětí v ohybu v ose y	MPa
τ_{Ksk}	Skutečné napětí v krutu	MPa
τ_{KI}	Napětí v krutu v řezu I-I	MPa
τ_{KII}	Napětí v krutu v řezu II-II	MPa
ν	Výrobní vůle mezi válečkem řetězu a vedením	mm
ξ	Rameno valivého odporu	mm
ω	Součinitel ω	

10 Seznam výkresové dokumentace.

0-DP-00/00	Sestava pohonu
K-0-DP-00/00	Kusovník (2 listy)
2-DP-08/00	Uložení řetězového kola
K-2-DP-08/00	Kusovník
1-DP-00/03	Rám
K-1-DP-00/03	Kusovník
2-DP-08/01	Těleso
3-DP-08/02	Hřídel
2-DP-08/04	Bočnice 1
2-DP-08/05	Naváděcí člen 1
2-DP-08/06	Řetězové kolo
4-DP-08/07	Víko
2-DP-08/09	Bočnice 2
4-DP-08/10	Naváděcí člen 2