



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH NÁKLADNÍHO VÝTAHU

PROJECT OF SERVICE LIFT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL ŠARMAN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Šarman

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

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

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh 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 0,3m.s-1

Nosnost 550kg

Výška zdvihu 16m

Cíle diplomové práce:

Konstrukční návrh s důležitými pevnostními výpočty pro

nákladní výtah, poháněný tlačným řetězem ze zásobníku.

Technické zhodnocení vůči hydraulickým výtahům.

Vyhodnocení rychlosti zdvihu vůči plynulému rozjezdu, brždění a přesnému zastavení.

Seznam odborné literatury:

Gere J.M. and Timoshenko: Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.

Janovský L. : Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu. 1991, ČVUT Praha.

Patentový spis 295 985, B6, B66F 3/28

číslo přihlášky 2004-35, přihlášeno 08.01.2004,

věstník č.8/20005.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 20.11.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je navrhnout nákladní výtah poháněný speciálním mechanismem s využitím tlačného řetězu dle zadaných parametrů. Úvod obsahuje základní rozdělení výtahů, dále je pak práce zaměřena na vlastní návrh nákladního výtahu, volbu komponent a funkční výpočet dle ČSN EN 81-1. V závěrečné části je uvedeno technické zhodnocení vůči hydraulickým výtahům. Práce je doplněna výkresovou dokumentací.

KLÍČOVÁ SLOVA

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

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design a service lift according to given parameters, which is actuated by a special mechanism featuring a thrust chain.

The opening of the thesis presents basic categorization of lifts. Following chapters are dealing with the design of the lift itself, including selection of components and functional calculation according to ČSN EN 81-1. The final part contains technical comparison with hydraulic lifts. Relevant technical drawings are also part of the thesis.

KEYWORDS

Service lift, thrust chain, cage, frame, sprocket wheel, lift cage.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠARMAN, M. *Návrh nákladního výtahu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 77 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Bc. Michal Šarman

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji mému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za poskytnutí rad a odborných konzultací.

OBSAH

Úvod.....	10
1 Funkční rozměry.....	12
2 Koncepce výtahu	13
2.1 Princip výtahu poháněného tlačným řetězem	14
3 Popis jednotlivých konstrukčních částí a jejich výpočet.....	15
3.1 Klec.....	15
3.2 Rám klece	16
3.2.1 Horní nosník.....	17
3.2.2 Svislý nosník.....	17
3.2.3 Spodní krycí plech.....	18
3.2.4 Spojovací nosník.....	18
3.2.5 Zachycovače.....	19
3.2.6 Ovládací páka zachycovačů.....	20
3.2.7 Omezovač rychlosti	20
3.2.8 Vodící čelist	21
3.3 Konzola.....	29
3.4 Vodítka	30
3.4.1 Volba vodítek a technické parametry.....	31
3.4.2 Výpočet vodítek.....	32
3.5 Spojení tlačného řetězu s rámem klece	42
3.6 Vedení tlačného řetězu	42
3.7 Tlačný řetěz.....	44
3.7.1 Volba tlačného řetězu	44
3.7.2 Výpočet odporu řetězu při pohybu ve vodící drážce	45
3.7.3 Pevnostní kontrola řetězu	52
3.8 Sestava pohonu nákladního výtahu.....	55

3.8.1	Rám pohonu nákladního výtahu	56
3.8.2	Volba elektromotoru	57
3.8.3	Hnací řetězové kolo	58
3.8.4	Kontrola pera hnacího řetězového kola	64
4	Technické zhodnocení vůči hydraulickým výtahům	66
4.1	princip a základní uspořádání hydraulických výtahů	66
4.1.1	přímý pohon kabiny plunžrem	66
4.1.2	přímý pohon s použitím teleskopické pístnice	66
4.1.3	přímý pohon kabiny plunžrem umístěným vedle kabiny	66
4.2	Porovnání řešeného výtahu s hydraulickým výtahem	67
5	Závěr	68
6	Použité informační zdroje	69
7	Seznam použitých zkratk a symbolů	71
8	Seznam použitých obrázků	75
9	Seznam tabulek	76
10	Seznam příloh	77

ÚVOD

Cílem této práce je návrh nákladního výtahu s tlačným řetězem.

Výtahem rozumíme strojní zařízení, které slouží k vertikální dopravě osob a břemen mezi dvěma nebo více místy. Dopravované osoby nebo břemena spočívají při dopravě na plošině, která je nosnou částí kabiny nebo klece. Klec je vedena pevnými vodítky, která jsou zakotvena v šachtě výtahu. Vodítka umožňují jediný směr pohybu klece: svislý pohyb nahoru a dolů. Klec je zavěšena na jednom, nebo více nosných orgánech, které ji spojují s motorickým zdvihacím ústrojím, tzv. výtahovým strojem. [2]

Práce výtahu je většinou přerušovaná, to znamená, že nastupování a výstup osob nebo nakládání a vykládání břemene probíhá při stojící kabině. Existují i výtahy s nepřetržitým pracovním cyklem, např. osobní oběžné výtahy, zvané také páternostery, u nichž se nástup i výstup osob děje za provozu. [2]

Rozdělení výtahů, dle [2]:

Tímto symbolem ✓ jsou označeny kategorie, pod které spadá mnou řešený nákladní výtah.

Výtahy můžeme rozdělit podle několika kritérií, jedním z nejpodstatnějších je druh pohonu:

- ✓ s elektrickým pohonem,
- s hydraulickým pohonem,
- pneumatickým pohonem.

Podle druhu použití:

- osobní výtahy – pro přepravu osob a malých nákladů,
- ✓ nákladní výtahy – pro přepravu nákladů, zboží, palet i strojů. Mívají větší nosnosti i ložnou plochu než výtahy osobní,
- speciální výtahy – automobilové výtahy do suterénů budov, ale i pro méně obvyklé místa použití: komínové výtahy a výtah pro kontejnerové jeřáby.

Parametry výtahů, dle [2]:

Základní parametry výtahů:

Základními parametry výtahů jsou nosnost a jmenovitá rychlost výtahu. Nosností rozumíme nejvyšší dovolenou hmotnost břemene, kterým se smí klec za provozu zatížit. Jmenovitá rychlost je teoretická rychlost klece, pro niž je výtah konstruován. Provozní rychlost výtahu se může od jmenovité rychlosti lišit o $\pm 15\%$.

Doplňující parametry:

Doplňujícími technickými parametry a údaji, které blíže určují typy výtahů jsou:

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

1 FUNKČNÍ ROZMĚRY

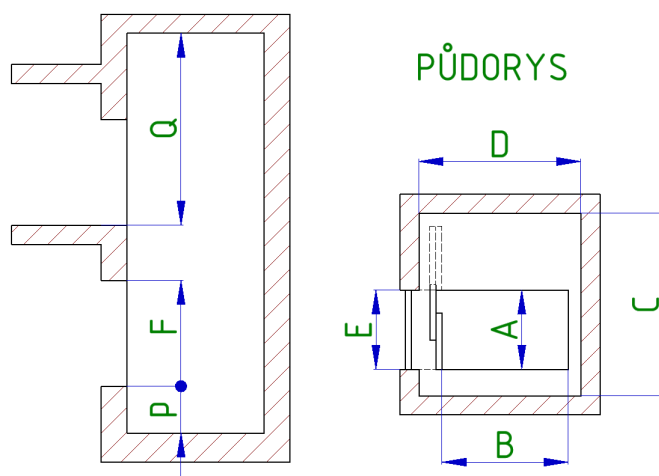
Hlavní rozměry klece, šachty a dveří jsou uvedeny v Tab. 1, Obr. 1. zobrazuje příčný řez šachtou.

Užitnou plochu klece udává norma ČSN EN 81-1+A3.

Pro nosnost výtahu $Q = 550\text{kg}$ je maximální užitná plocha výtahové klece $S_{kl} = 1,6\text{ m}^2$.

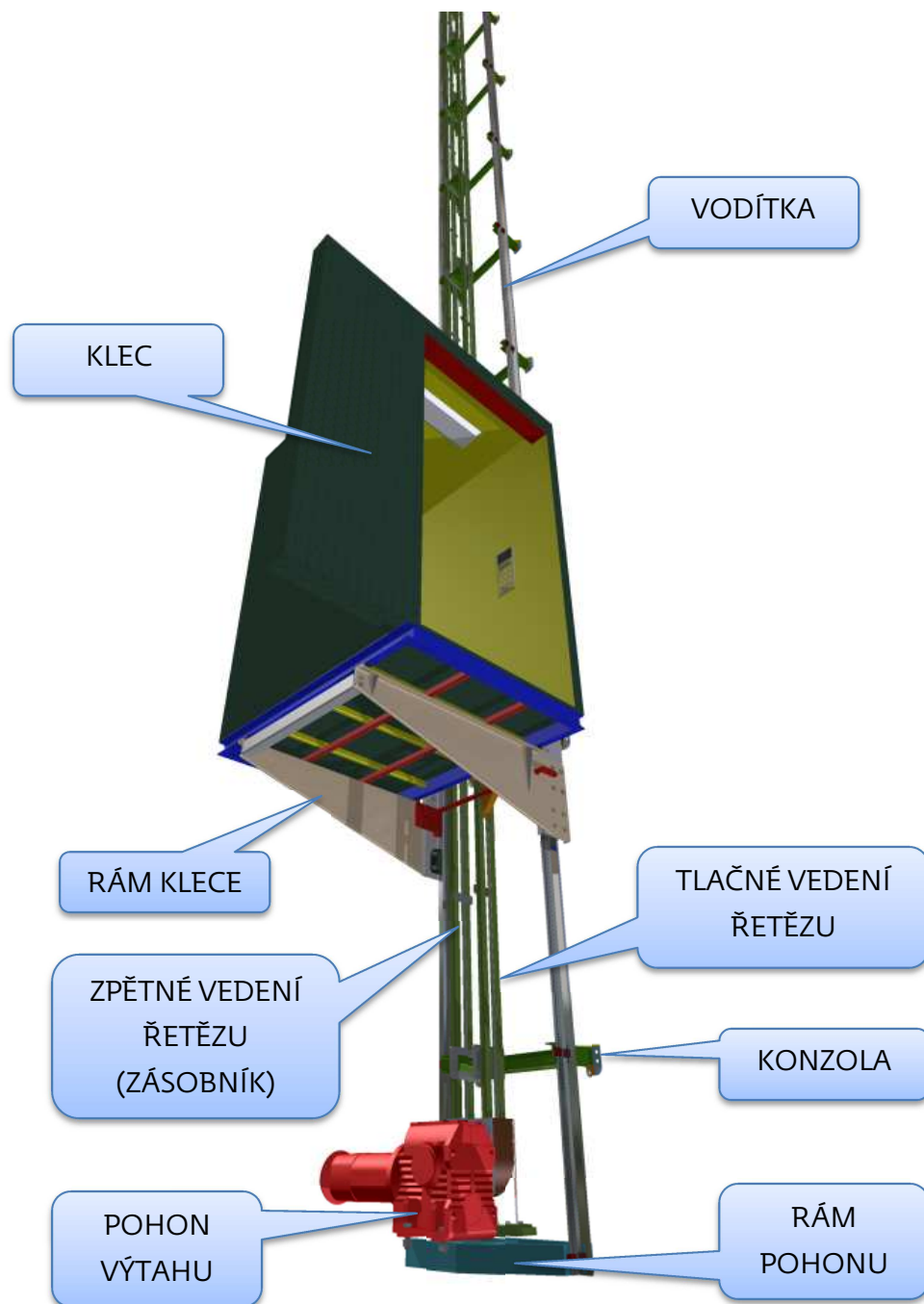
Tab. 1 Funkční rozměry

		označení	rozměr [mm]
KLEC	šířka	A	1 100
	hloubka	B	1 400
	výška	/	2 200
ŠACHTA	šířka	C	2 200
	hloubka	D	2 000
KLECOVÉ A ŠACHETNÍ DVEŘE	šířka	E	1 100
	výška	F	2 100
PROHLUBEŇ	výška	P	1 500
VÝŠKA NAD POSLEDNÍM PODLAŽÍM	výška	Q	3 800



Obr. 1 Funkční rozměry

2 KONCEPCE VÝTAHU



Obr. 2. Rendering sestavy nákladního výtahu s popisem

Na obr. 2. je model celé sestavy nákladního výtahu. Výtah je umístěn v betonové šachtě a výtahový pohon tlačným řetězem je umístěn pod úrovní nejnižšího podlaží.

2.1 PRINCIP VÝTAHU POHÁNĚNÉHO TLAČENÝM ŘETĚZEM

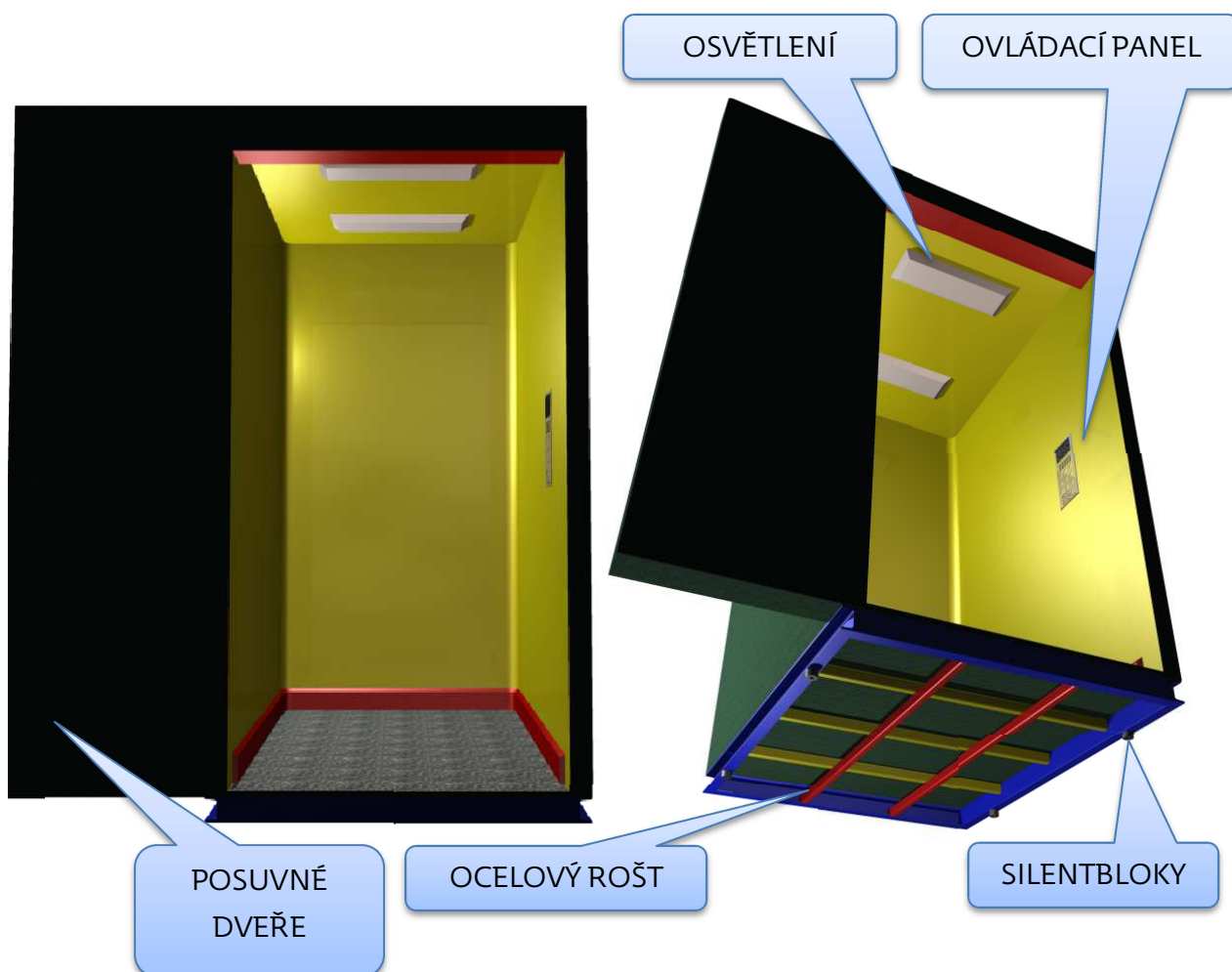
Potřebný výkon se převádí z elektromotoru a převodovky na tlačný řetěz. Ten je poháněn ozubeným řetězovým kolem. Jedno vedení řetězu slouží jako zásobník a druhé jako vedení při tlačení rámu kabiny vzhůru. Rám klece je veden ve dvou výtahových vodičkách pomocí vodících čelistí. Jde o kluzné vedení, mazání se děje pomocí mazače vodička. Výtahová vodička jsou ke stěně šachty připevněna pomocí konzol, které jsou do stěny přišroubovány závitovými tyčemi. Klec je připevněna k rámu pomocí šroubů a pryžových silentbloků.

Detailní popis jednotlivých konstrukčních částí je uveden v následující kapitole.

3 POPIS JEDNOTLIVÝCH KONSTRUKČNÍCH ČÁSTI A JEJICH VÝPOČET

3.1 KLEC

Světlý rozměr klece udává tab. 1. Vnitřní i vnější oplechování klece je z válcovaných plechů, které jsou přišroubovány k rámu klece. Mezi těmito plechy je tepelná i protihluková izolace tloušťky 50 mm. Podlaha klece je z průmyslového zátěžového linolea. Toto linoleum je přilepeno na voděvzdorné překližce tloušťky 20mm, která je přišroubována na ocelovém roštu. Gumové silentbloky pod ocelovým rostem zajišťují odpružení vůči rámu klece. Klecové i šachetní dveře jsou vodorovně posuvné, dvoudílné jednostranné.



Obr. 2 Klec výtahu

3.2 RÁM KLECE

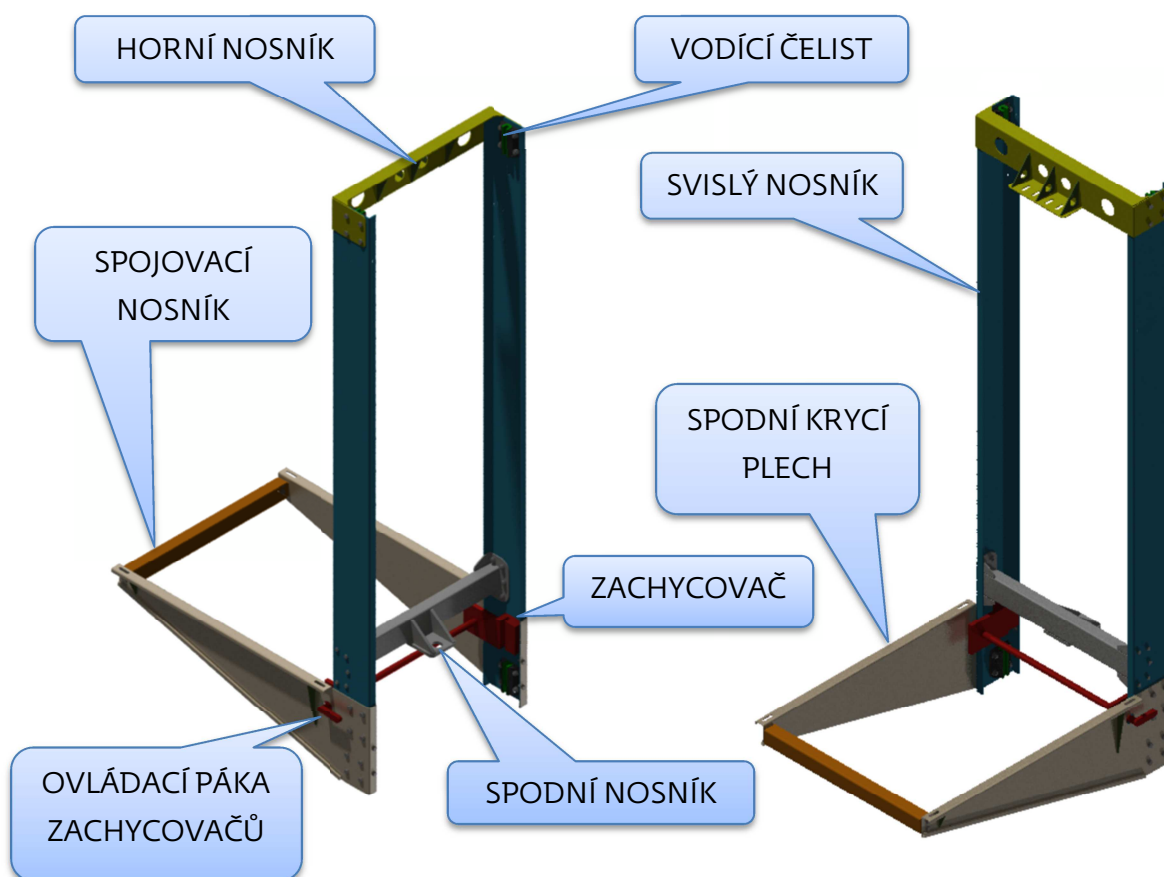
Rám klece je nosná konstrukce výtahové klece. Pro tento typ výtahu, zejména navrhovaný pohon je velmi vhodné použít rám klece s bočním vedením. Rám klece je veden ve vodičkách a poháněn od tlačného řetězu na spodní nosník. Horní a spodní nosníky tohoto rámu jsou svařeny, zbylé části jsou sešroubovány.

Nakupované díly rámu:

- zachycovače,
- ovládací páka zachycovačů,
- vodící čelisti,
- šroubové spoje.

Vyráběné díly rámu:

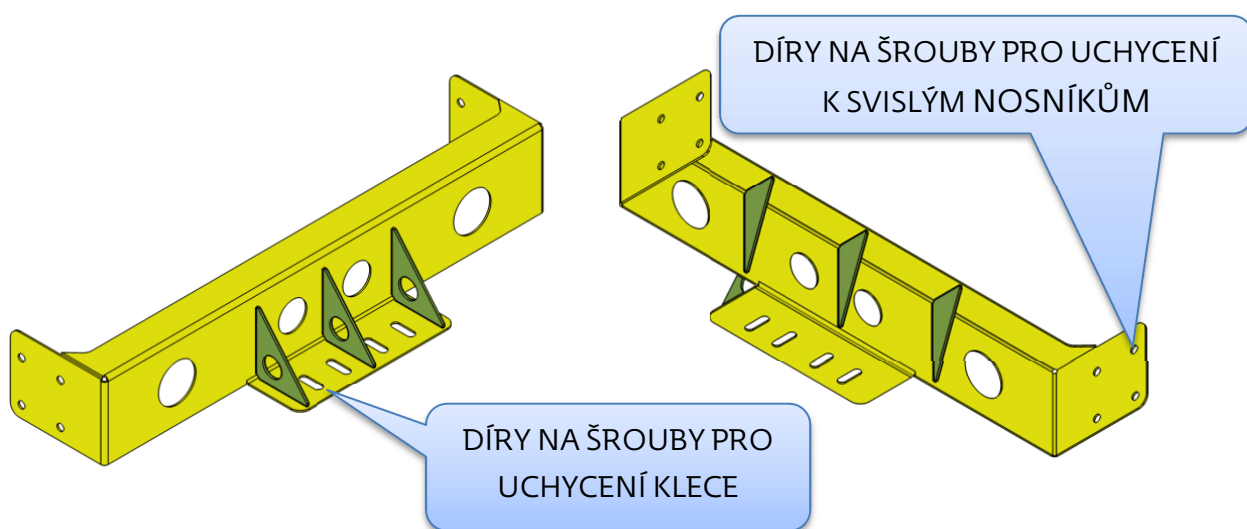
- spodní nosník,
- horní nosník,
- svislý nosník,
- spodní krycí plech,
- spojovací nosník.



Obr. 3 Rám klece s popisem hlavních částí

3.2.1 HORNÍ NOSNÍK

Horní nosník zachycuje klec v stropní části a zabezpečuje dodržení konstantní vzdálenosti vodících čelistí přišroubovaných na svislých nosnících. Horní nosník je svařenec z ohýbaného výpalku plechu tloušťky 4mm a šesti výztuhových žebér z plechu tloušťky 4mm.



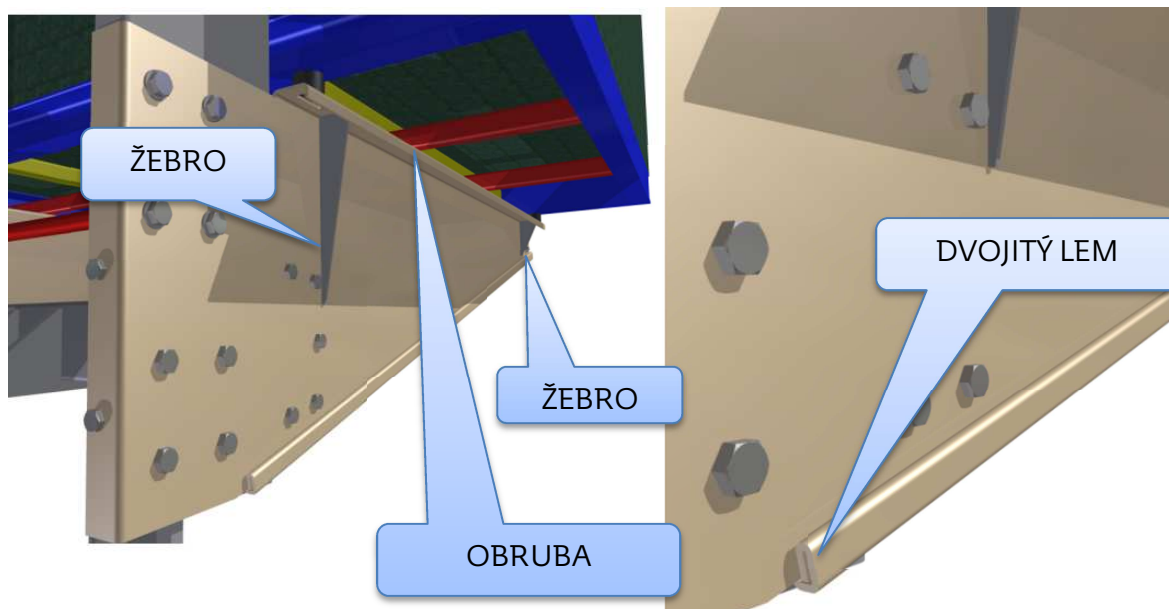
Obr. 4 Horní nosník

3.2.2 SVISLÝ NOSNÍK

Svislé nosníky jsou vyrobeny z ohýbaného plechu tloušťky 4mm, jsou na nich přišroubovány vodící čelisti, zachycovače, spodní krycí plechy, spodní a horní nosník, viz Obr. 3 Rám klece s popisem hlavních částí

3.2.3 SPODNÍ KRYCÍ PLECH

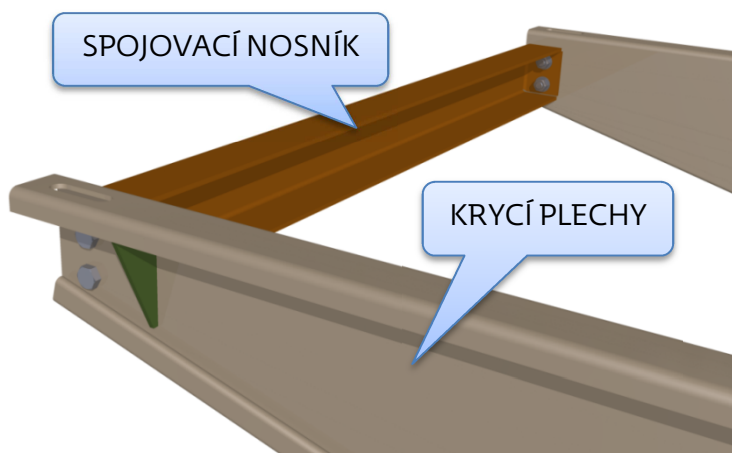
Spodní krycí plech slouží k přenášení zatížení z klece na svislé nosníky. Jedná se o ohýbaný výpalek plechu tloušťky 4 mm, zesílený dvojitým lemem, obrubou a navařenými žebry.



Obr. 5 Krycí plech

3.2.4 SPOJOVACÍ NOSNÍK

Spojovací nosník je svařen z ohýbaného výpalku plechu tloušťky 4mm. Dále je přišroubován mezi krycí plechy a působí jako rozpěra i výztuha proti kroucení spodní části rámu klece.



Obr. 6 Spojovací nosník

3.2.5 ZACHYCOVAČE

Zachycovače jsou mechanická zařízení upevněná k ocelové konstrukci klece nebo vyvažovacího závaží. Zachycují klec, resp. vyvažovací závaží, na vodítkách a přetrhnou-li se nosné orgány nebo překročí-li dopravní rychlost stanovenou mez při pohybu směrem dolů, zachycovače sevřou vodítka a zastaví klec. [2]

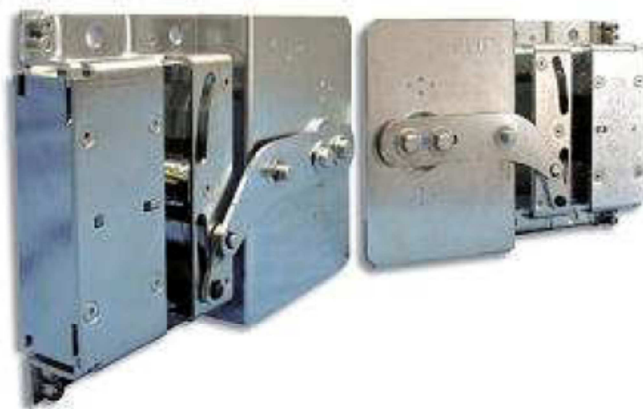
Zachycovacím ústrojím musí být vybaven každý výtah, do jehož klece mohou vstupovat osoby, je-li klec zavěšena na lanech nebo kloubových řetězech. Zachycovače musí účinkovat ihned, přetrhnou-li se všechny nosné orgány. Při zachycení klece musí být řídicí okruh samočinně vypnut zachycovacím spínačem. [2]

Zachycovače se většinou umísťují pod rám klece a zároveň musí být navrženy tak aby působily současně na obě vodítka. Musí být dobře přístupné, aby byla možná jejich údržba a kontrola. [2]

Rozdělení zachycovačů dle provozních charakteristik:

- a) zachycovače samosvorné,
- b) zachycovače samosvorné s tlumením,
- c) zachycovače klouzavé.

Pro navrhovaný výtah je zvolen samosvorný zachycovač **ASG100** od firmy Dynatech. [10] Protože daný výtah nemá protizávaží, tudíž nehrozí pád směrem vzhůru, je plně dostačující jednosměrný zachycovač.



Obr. 7 Zachycovač ASG 100 [10]

3.2.6 OVLÁDACÍ PÁKA ZACHYCOVAČŮ

Mechanismus omezovače rychlosti je pouze jeden a je umístěn na jedné straně výtahu, kdežto zachycovače jsou dva, pro každé vodítko jeden. Pro vyhovění požadavku abych zachycovače působily současně na obě vodítka, je nutné je propojit. K propojení slouží ovládací páka zachycovačů. Obr. 8

Pro rozteč mezi vodítky 770 mm, je zvolena páka **T25** od firmy Dynatech. [10]



Obr. 8 Ovládací páka zachycovačů [10]

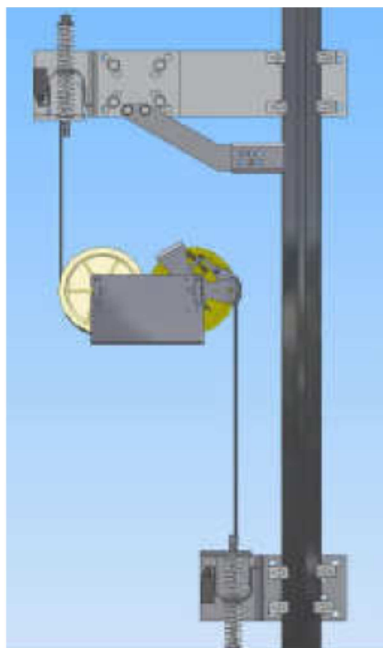
3.2.7 OMEZOVAČ RYCHLOSTI

Vybavení omezovače rychlosti Dynatech STAR, probíhá roztažením čelistí odstředivým točivým momentem. Zde při zvýšení rychlosti přemůže odstředivá síla na čelistech sílu pružiny nastavené na danou rychlost. Čelisti se zaseknou o výstupky na zachycovači. Omezovač rychlosti se montuje na rám kabiny a je spojen přímo s vybavováním zachycovačů. Lanko je pevně přichyceno pod stropem a v prohlubni šachty. Toto řešení se hodí na výtahy bez strojovny. [10]

Byl zvolen **STAR LS s příslušenstvím** - jednosměrný omezovač pro nízké rychlosti. [10]



Obr. 9 Omezovač rychlosti STAR LS [10]



Obr. 10 Schéma napínání lanka omezovače rychlosti pružinami [10]

3.2.8 VODÍCÍ ČELIST

Je zvolena vodící čelist typu **AI 1400G** od firmy Asray [10] s kluzným vedením z důvodu nízké jmenovité rychlosti navrhovaného nákladního výtahu. Tato varianta je jednodušší a levnější oproti valivému vedení.

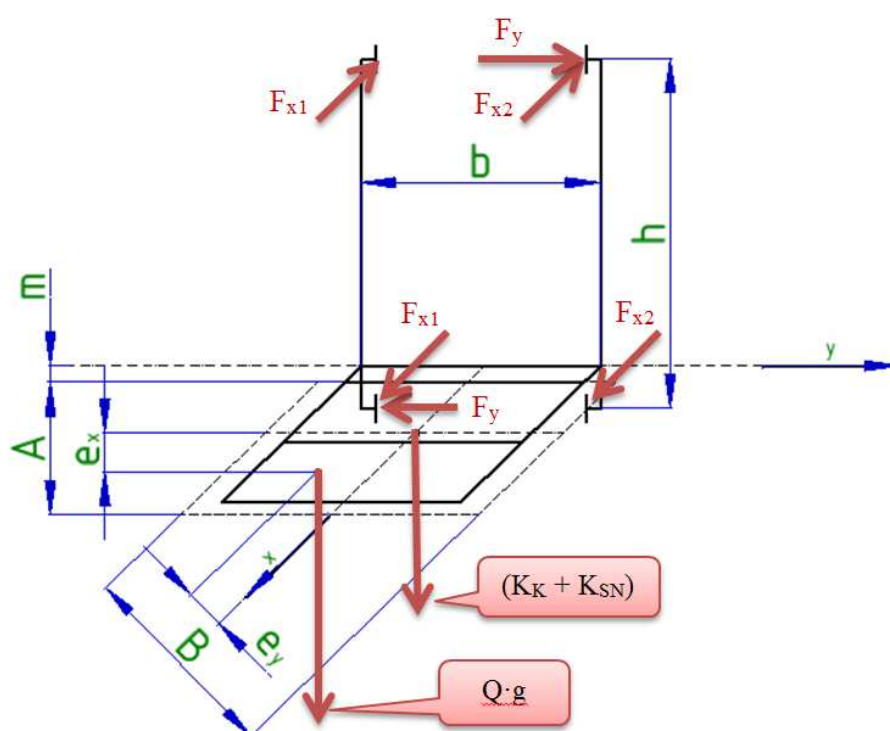
Základ zvolené vodící čelisti tvoří opracovaný hliníkový odlitek, do kterého je vlisována silonová vložka. Vodící čelist je připevněna k rámu klece pomocí čtyř šroubů M12 [10].



Obr. 11 Vodící čelist

3.2.8.1 VÝPOČET SIL VE VODÍCÍCH ČELISTECH

Při výpočtu je uvažováno plné zatížení břemenem, které je v kleci umístěno excentricky ve dvou navzájem kolmých směrech. Na velikost sil ve vodících čelistech mají vliv pouze ty části rámu klece, které vytváří moment vzhledem k ose vodítka y . Uvažován je pouze moment od tíhy rámu klece, moment od tíhy klece a moment od excentricky umístěného břemene. Svislý nosník spolu s prvky na něm upevněnými nevytvářejí moment k ose „ y “ vodítka. Rozměry rámu klece jsou uvedeny v Tab. 2.



Obr. 12 Zatížení rámu klece

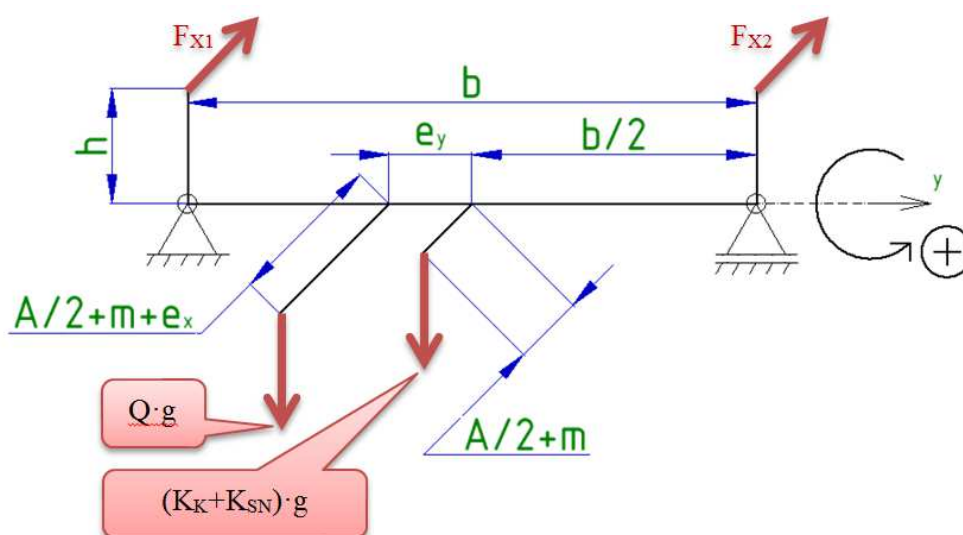
Tab. 2 Parametry pro výpočet sil ve vodících čelistech

PARAMETR	K_K [kg]	K_{SN} [kg]	Q [kg]	b [mm]	h [mm]	m [mm]	A [mm]	B [mm]
HODNOTA	300	220	550	900	2 800	175	1 100	1 400

Kde: K_K hmotnost klece,
 K_{SN} hmotnost rámu klece,

- Q nosnost výtahu,
- b šířka rámu klece,
- h svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi,
- m vzdálenost klece od osy vodítka,
- A šířka klece,
- B hloubka klece.

Zjednodušené schéma sil je na Obr. 13 slouží pro výpočet sil ve vodících čelistech. Jedná se o nosník na dvou podporách namáhaný krutem od jednotlivých momentů.



Obr. 13 Schéma zatížení rámu klece

Určení přípustné excentricity zatížení Q

Výpočet přípustné excentricity udává norma ČSN EN 81-1 [7].

Excentricita v ose x

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

$$e_x = \frac{1100}{8}$$

$$e_x = 137,7 \text{ mm}$$

A (1 100 mm) šířka klece

Excentricita v ose y

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

$$e_y = \frac{1\,400}{8}$$

$$e_y = 175 \text{ mm}$$

B (1 400 mm) hloubka klece

Výpočet reakcí

Z momentové rovnováhy z Obr. 12 a Obr. 13 lze napsat tyto rovnice:

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

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

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

Z rovnice (3) získáme:

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

$$F_y = \frac{550 \cdot 9,81 \cdot 175}{2\,800}$$

$$F_y = 337 \text{ N}$$

Q (550 kg)	nosnost výtahu
g (9,81 m·s ⁻²)	tíhové zrychlení
e _y (175 mm)	excentricita v ose y

Z rovnice (5) po úpravě získáme:

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

$$F_{x1} = \frac{550 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1\,100}{2} + 175 + 137,7\right) \cdot \left(\frac{900}{2} + 175\right)}{2\,800 \cdot 900} + \frac{(300 + 220) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1\,100}{2} + 175\right) \cdot \frac{900}{2}}{2\,800 \cdot 900}$$

$$F_{x1} = 1\,814,8 \text{ N}$$

Q (550 kg)	nosnost výtahu
g (9,81 m·s ⁻²)	tíhové zrychlení
K _K (300 kg)	hmotnost klece
K _{SN} (220 kg)	hmotnost rámu klece
b (900 mm)	šířka rámu klece
h (2 800 mm)	svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi
m (175 mm)	vzdálenost klece od osy vodítka
A (1 100 mm)	šířka klece
e _x (137,7 mm)	excentricita v ose x
e _y (175 mm)	excentricita v ose y

Z rovnice (4) po úpravě získáme:

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

$$F_{x2} = \frac{550 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1\,100}{2} + 175 + 137,7\right) \cdot \left(\frac{900}{2} - 175\right)}{2\,800 \cdot 900} + \frac{(300 + 220) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1\,100}{2} + 175\right) \cdot \frac{900}{2}}{2\,800 \cdot 900}$$

$$F_{x2} = 1\,168,4 \text{ N}$$

Q (550 kg)	nosnost výtahu
g (9,81 m·s ⁻²)	tíhové zrychlení

K_K (300 kg)	hmotnost klece
K_{SN} (220 kg)	hmotnost rámu klece
b (900 mm)	šířka rámu klece
h (2 800 mm)	svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi
m (175 mm)	vzdálenost klece od osy vodítka
A (1 100 mm)	šířka klece
e_x (137,7 mm)	excentricita v ose x
e_y (175 mm)	excentricita v ose y

Tab. 3 Velikost sil ve vodících čelistech

SÍLA	F_Y	F_{x1}	F_{x2}
VELIKOST [N]	337	1 814,8	1 168,4

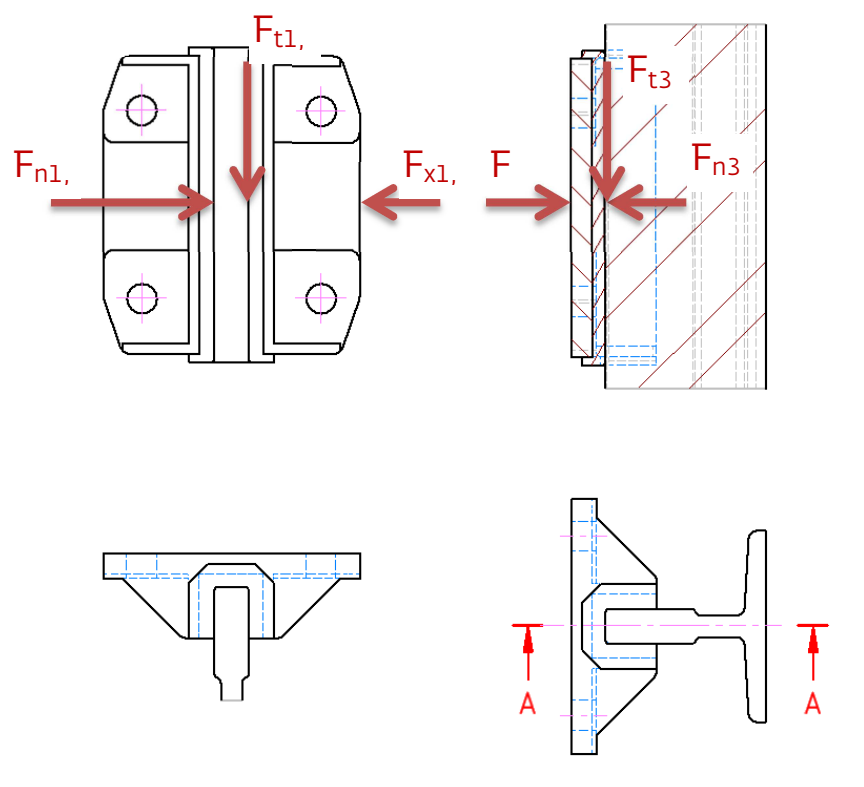
3.2.8.2 VÝPOČET ODPORU PROTI POHYBU KLECE

Značný odpor proti pohybu je způsoben kluzným třením ve vodítkách. Aby byl tento odpor snížen, vodítka jsou mazána. Pro mazání se používají lehké oleje.

Hliníkové vodící čelisti mají silonovou vložku. Silon v kombinaci s ocelovým vodítkem má malé opotřebení a hlavně nízký součinitel smykového tření.

$f(0,23)$	Součinitel tření (ocel – silon), mezi ocelovým vodítkem a silonovou vložkou vodící čelisti. [6]
-----------	---

Silový rozbor na vodících čelistech



Obr. 14 Silový rozbor na vodících čelistech

Rovnice statické rovnováhy jsou sestaveny dle Obr. 14 Silový rozbor na vodících čelistech

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

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

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

Z rovnic (9), (10) a (11) plyne:

$$F_{N1} = F_{x1} = 1\,814,8 \text{ N} \quad (12)$$

$$F_{N2} = F_{x2} = 1\,168,4 \text{ N} \quad (13)$$

$$F_{N3} = F_y = 337 \text{ N} \quad (14)$$

Kde: F_{N1}, F_{N2}, F_{N3} (N) normálové síly na vodítko
 F_{x1}, F_{x2}, F_y (N) síly ve vodících čelistech

Výpočet třecích sil mezi F_t mezi vodítkem a vodící čelistí

$$F_{t1} = f \cdot F_{N1} \quad (15)$$

$$F_{t1} = 0,23 \cdot 1\,814,8$$

$$F_{t1} = 417,4 \text{ N}$$

$$F_{t2} = f \cdot F_{N2} \quad (16)$$

$$F_{t2} = 0,23 \cdot 1\,168,4$$

$$F_{t2} = 268,7 \text{ N}$$

$$F_{t3} = f \cdot F_{N3} \quad (17)$$

$$F_{t3} = 0,23 \cdot 337$$

$$F_{t3} = 77,5 \text{ N}$$

Výpočet celkového odporu klece proti pohybu F_{tcelk}

Protože každá reakce ve vodící čelisti F_{x1}, F_{x2}, F_y je silovou dvojicí, je nutné třecí síly $F_{t1}(417,4 \text{ N})$, $F_{t2}(268,7 \text{ N})$, $F_{t3}(77,5 \text{ N})$ při výpočtu celkového odporu proti pohybu započítat dvakrát.

$$F_{tcelk} = 2 \cdot (F_{t1} + F_{t2} + F_{t3}) \quad (18)$$

$$F_{tcelk} = 2 \cdot (417,4 + 268,7 + 77,5)$$

$$F_{tcelk} = 1\,527,2 \text{ N}$$

Výpočet síly F, potřebné ke zdvižení klece

Síla F musí překonat celkový odpor proti pohybu klece F_{tcelk} , a další zatížení:

Q (550 kg)	nosnost výtahu
K_K (300 kg)	hmotnost klece
K_{SN} (220 kg)	hmotnost rámu klece

$$F = (Q + K_K + K_{SN}) \cdot g + F_{tcelk} \quad (19)$$

$$F = (550 + 300 + 220) \cdot 9,81 + 1\,527,2$$

$$F = 12\,023,9 \text{ N}$$

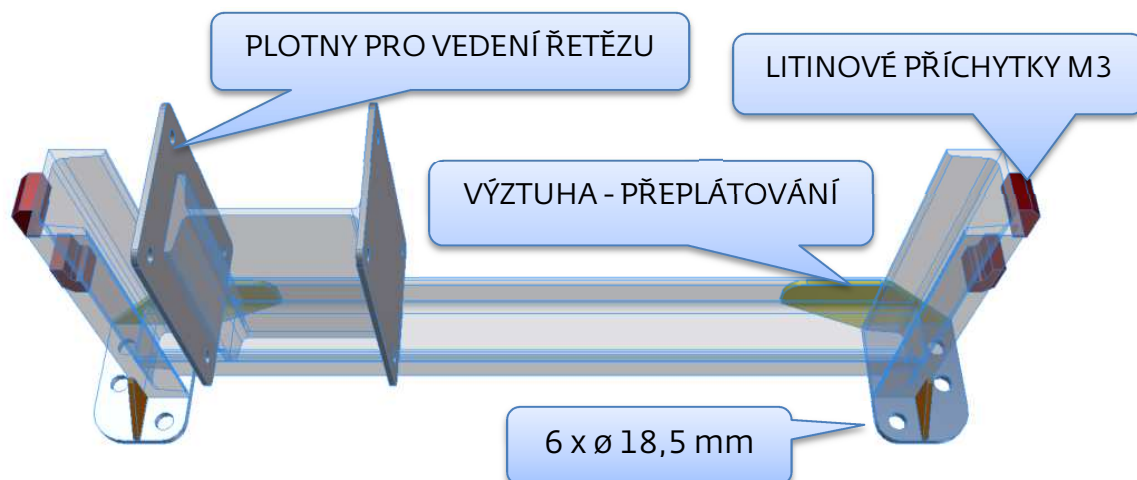
g ($9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$)	tíhové zrychlení
F_{tcelk} (1 527,2 N)	celkový odpor proti pohybu klece

3.3 KONZOLA

Konzola je použita k ukotvení vodítek a vedení tlačného řetězu. Svislá rozteč mezi konzolami je 1750 mm.

Každá konzola má šest děr $\varnothing 18,5 \text{ mm}$ k přichycení do stěny výtahové šachty. To může být provedeno závitovými tyčemi, nebo turbo šrouby s chemickou kotvou.

Na každé konzole jsou přivařeny dvě ocelové plotny tloušťky 5mm pro přišroubování vedení řetězu.



Obr. 15 Konzola

3.4 VODÍTKA

Vodítka slouží k vedení výtahové klece ve výtahové šachtě. Ke stěně šachty jsou ukotveny pomocí konzol. Vodítka klece zabraňují jejímu kývání a jsou tak dlouhá, aby je klec nemohla opustit.

Zásady bezpečného výtahového provozu týkající se vodítek:

- a) musí být zajištěno vedení klece,
- b) průhyby musejí být omezeny tak, aby:
 - 1) nedošlo k neúmyslnému odjištění šachetních dveří,
 - 2) nebyla ohrožena funkce zachycovačů,
 - 3) nemohl nastat vzájemný střet pohyblivých dílů s jinými díly.

Upevnění vodítek na kotvách a k budově musí dovolit vyrovnání normálního sedání budovy nebo smršťování betonu buď samočinně, nebo jednoduchým následným seřízením. [7]

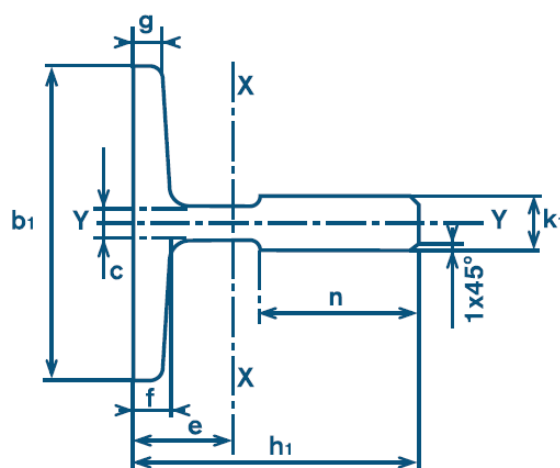
Ke spojení vodítek a konzol jsou použity litinové přichytky **M3** se závitem M14. [10]



Obr. 16 Litinové přichytky [10]

3.4.1 VOLBA VODÍTEK A TECHNICKÉ PARAMETRY

Je zvoleno vodítko tažené za studena typu **T90/A (dle ISO 7465)** se spojovacím příslušenstvím od firmy Asray [10]. Vodítka jsou použita v délce 5000 mm. Spojena rozebíratelně šroubovým spojem.



Obr. 17 Profil vodítka [12]

Tab. 4 Rozměrové parametry vodítka [mm][12]

parametr	b_1	h_1	k_1	n	c	g	f	r_s	e
rozměr	90	75	16	42	10	8	10	4	26,1

Tab. 5 Technické parametry vodítka T90/A [12]

parametr	S [mm ²]	q_1 [kg/m]	I_{xx} [mm ⁴]	W_x [mm ³]	i_{xx} [mm]	I_{yy} [mm ⁴]	W_y [mm ³]	i_{yy} [mm]
rozměr	1 725	13,55	1 020 000	20 870	24,3	526 000	11 800	17,5

Kde: S ... plocha příčného průřezu vodítka,
 q_1 ... hmotnost jednoho metru vodítka,

I_{xx} ... moment setrvačnosti k ose x,
 W_x ... modul průřezu v ohybu k ose x,
 i_{xx} ... poloměr setrvačnosti k ose x,
 I_{yy} ... moment setrvačnosti k ose y,
 W_y ... modul průřezu v ohybu k ose y,
 i_{yy} ... poloměr setrvačnosti k ose y.

3.4.1.1 DOVOLENÝ PRŮHYB VODÍTKA PROFILU „T“

Dovolená hodnota průhybu vodítka je 5 mm v obou směrech, zdroj [7]

3.4.1.2 DOVOLENÉ HODNOTY NAPĚTÍ PRO VODÍTKA PROFILU „T“

Tab. 6 Dovolené hodnoty napětí ve vodítku [7]

Zatěžovací stav	R _m [MPa]		
	370	440	520
normální provoz – jízda / nakládání	165	195	230
působení zachycovačů	205	244	290

3.4.2 VÝPOČET VODÍTEK

Výpočet vodítek pro vedení klece je proveden dle normy ČSN EN 81-1. Vodítka jsou navrhována na namáhání ohybem a tlakem. V případech kdy je výtah vybaven zachycovači je nutné kontrolu provést také na ohyb a vzpěr.

Výpočet se provádí dle těchto zatěžovacích stavů:

- ✓ normální provoz – jízda,
- ✓ normální provoz – nakládání,
- ✓ působení zachycovačů.

Z důvodu omezeného rozsahu této práce je výpočet proveden pouze na nejnebezpečnější zatěžovací stav – „působení zachycovačů“ kdy je vodítko namáháno na ohyb a vzpěr. U ostatních zatěžovacích stavů vzpěr odpadá.

3.4.2.1 PŮSOBENÍ ZACHYCOVAČŮ

Součinitel rázu

Součinitel rázu při působení samosvorných zachycovačů $k_1=3$. [7]

Součinitel bezpečnosti vodička pro poměrné prodloužení $A_5 \geq 12 \%$, je $S_t=1,8$. [7].

Stanovení součinitele ω pro výpočet vodiček na vzpěr

Tento vztah platí pro $85 \leq \lambda \leq 115$

Součinitel λ , dle rovnice (23)

$$\omega = 0,000\,017\,11 \cdot \lambda^{2,35} + 1,04 \quad (20)$$

$$\omega = 0,000\,017\,11 \cdot 100^{2,35} + 1,04$$

$$\omega = 1,898$$

Součinitel štíhlosti k ose x

$$\lambda_x = \frac{l}{i_{xx}} \quad (21)$$

$$\lambda_x = \frac{1\,750}{24,3}$$

$$\lambda_x = 72 \text{ [°]}$$

l (1 750 mm) maximální rozteč mezi kotvami vodiček

i_{xx} (24,3 mm) poloměr setrvačnosti vodička o ose x

Součinitel štíhlosti k ose y

$$\lambda_y = \frac{l}{i_{yy}} \quad (22)$$

$$\lambda_y = \frac{1\,750}{17,5}$$

$$\lambda_y = 100 [/]$$

l (1 750 mm) maximální rozteč mezi kotvami vodiček

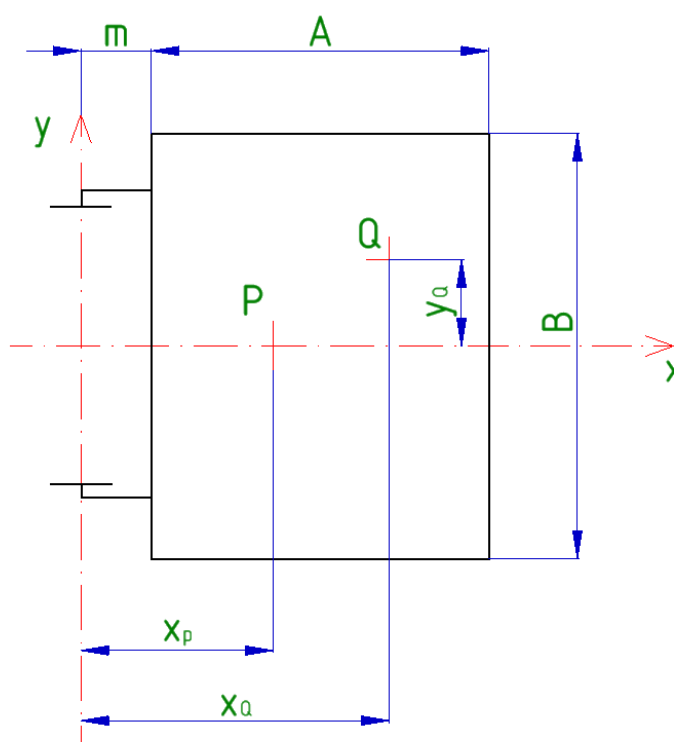
i_{yy} (17,5 mm) poloměr setrvačnosti vodička k ose y

Jako hlavní součinitel štíhlosti λ uvažujeme ten větší z dílčích součinitelů λ_x a λ_y , dle rovnic (21) a (22).

$$\lambda_x < \lambda_y \quad (23)$$

$$\lambda = \lambda_y = 100 [/]$$

Rozložení zatížení



Obr. 18 Rozložení zatížení

Q (550 kg) nosnost výtahu

P (300+220 kg) hmotnost klece + rámu klece

Tab. 7 Poloha bodů P a Q

SOUŘADNICE	BOD	
	P	Q
v ose x [mm]	545	862,5
v ose y [mm]	0	175

V programu Autodesk Inventor 2013 byly odměřeny polohy bodu P, v ose x: $x_P=545$ mm (poloha těžiště rámu klece a klece), v ose y: $y_P=0$ mm.

Poloha bodu Q (nosnost výtahu) je vypočtena dle rovnice (24) a (25).

$$x_Q = m + \frac{5}{8} \cdot A \quad (24)$$

$$x_Q = 175 + \frac{5}{8} \cdot 1\,100$$

$$x_Q = 862,5 \text{ mm}$$

m (175 mm) vzdálenost klece od osy vodítka

A (1 100 mm) šířka klece

$$y_Q = \frac{1}{8} \cdot A \quad (25)$$

$$y_Q = \frac{1}{8} \cdot 1\,400$$

$$y_Q = 175 \text{ mm}$$

B (1 400 mm) hloubka klece

3.4.2.2 NAMÁHÁNÍ NA OHYB**a) Namáhání na ohyb v ose y vodítka silami ve vodících čelistech**

Síla ve vodící čelisti

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} \quad (26)$$

$$F_x = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (550 \cdot 862,5 + 520 \cdot 545)}{2 \cdot 2\,800}$$

$$F_x = 3\,982,4 \text{ N}$$

k_1 (3)	součinitel rázu při působení samosvorných zachycovačů
g ($9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$)	tíhové zrychlení
Q (550 kg)	nosnost výtahu
x_Q (862,5 mm)	poloha zobecněného těžiště nosnosti v ose x
x_P (545 mm)	poloha těžiště klece a rámu klece v ose x
P (520 kg)	hmotnost klece a rámu klece
n (2)	počet vodítek
h (2 800 mm)	svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi

Ohybový moment

$$M_y = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16} \quad (27)$$

$$M_y = \frac{3 \cdot 3\,982,4 \cdot 1\,750}{16}$$

$$M_y = 1,31 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

F_x (3 982,4 N)	síla ve vodící čelisti
l (1 750 mm)	maximální rozteč mezi kotvami vodítek

Napětí v ohybu

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_y} \quad (28)$$

$$\sigma_y = \frac{1,31 \cdot 10^6}{11\,800}$$

$$\sigma_y = 110,7 \text{ MPa}$$

 $M_y (1,31 \cdot 10^6 \text{ Nmm})$

síla ve vodící čelisti

 $W_y (11\,800 \text{ mm}^3)$

modul průřezu v ohybu vodítka k ose y

b) Namáhání na ohyb v ose x vodítka silami ve vodících čelistech

Síla ve vodící čelisti

$$F_y = \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{\frac{n}{2} \cdot h} \quad (29)$$

$$F_y = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (550 \cdot 175 + 520 \cdot 0)}{\frac{2}{2} \cdot 2\,800}$$

$$F_y = 1\,011,7 \text{ N}$$

 $k_1 (3)$

součinitel rázu při působení samosvorných zachycovačů

 $g (9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2})$

tíhové zrychlení

 $Q (550 \text{ kg})$

nosnost výtahu

 $y_Q (175 \text{ mm})$

poloha zobecněného těžiště nosnosti v ose y

 $y_P (0 \text{ mm})$

poloha těžiště klece a rámu klece v ose y

 $P (520 \text{ kg})$

hmotnost klece a rámu klece

 $n (2)$

počet vodítek

 $h (2\,800 \text{ mm})$

svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi

Ohybový moment

$$M_x = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} \quad (30)$$

$$M_x = \frac{3 \cdot 1\,011,7 \cdot 1\,750}{16}$$

$$M_x = 3,32 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

 F_y (1 011,7 N) síla ve vodící čelisti l (1 750 mm) maximální rozteč mezi kotvami vodítek

Napětí v ohybu

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} \quad (31)$$

$$\sigma_x = \frac{3,32 \cdot 10^5}{20\,870}$$

$$\sigma_x = 15,9 \text{ MPa}$$

 M_x ($1,22 \cdot 10^6$ Nmm) síla ve vodící čelisti W_x (20 870 mm³) modul průřezu v ohybu vodítka k ose x

3.4.2.3 VZPĚR

Vzpěrná síla

$$F_k = \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q + P)}{n} \quad (32)$$

$$F_k = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (550 + 520)}{2}$$

$$F_K = 15\,745 \text{ N}$$

 k_1 (3) součinitel rázu při působení samosvorných zachycovačů g (9,81 m·s⁻²) tíhové zrychlení Q (550 kg) nosnost výtahu P (520 kg) hmotnost klece a rámu klece n (2) počet vodítek

Napětí od vzpěru

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{S} \quad (33)$$

$$\sigma_k = \frac{15\,745 \cdot 1,898}{1725}$$

$$\sigma_k = 17,3 \text{ MPa}$$

 F_k (15 745 N) vzpěrná síla ω (1,898) součinitel ω S (1 725 mm²) plocha příčného průřezu vodítka

3.4.2.4 KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ

Namáhání na ohyb

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \quad (34)$$

$$\sigma_m = 15,9 + 110,7$$

$$\sigma_m = 126,6 \text{ MPa}$$

 σ_x (15,9 MPa) napětí v ohybu v ose x σ_y (110,7 MPa) napětí v ohybu v ose y

Namáhání na ohyb a vzpěr

$$\sigma_c = 0,9 \cdot \sigma_m + \sigma_k \quad (35)$$

$$\sigma_c = 0,9 \cdot 126,6 + 17,3$$

$$\sigma_c = 131,3 \text{ MPa}$$

 σ_m (126,6 MPa) kombinované namáhání na ohyb σ_k (17,3 MPa) napětí od vzpěru

3.4.2.5 NAMÁHÁNÍ PŘÍRUBY VODÍTEK NA OHYB

$$\sigma_F = \frac{1,85 \cdot F_x}{c^2} \quad (36)$$

$$\sigma_F = \frac{1,85 \cdot 3\,982,4}{10^2}$$

$$\sigma_F = 73,7 \text{ MPa}$$

F_x (3 982,4 N) síla ve vodící čelisti
 c (10 mm) tloušťka příruby vodítka

Hodnoty všech vypočítaných napětí jsou menší než dovolené napětí z $\sigma_{DOV}=205 \text{ MPa}$, dle Tab. 6.

3.4.2.6 PRŮHYB VODÍTEK**a) Průhyb k ose x**

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_{yy}} \quad (37)$$

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{3\,982,4 \cdot 1\,750^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 526\,000}$$

$$\delta_x = 2,8 \text{ mm}$$

F_x (3 982,4 N) síla ve vodící čelisti
 l (1750 mm) maximální rozteč mezi kotvami vodítek
 E ($2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$) modul pružnosti v tahu
 I_{yy} (526 000 mm⁴) moment setrvačnosti vodítka k ose y

b) Průhyb k ose y

$$\delta_y = 0,7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_{xx}} \quad (38)$$

$$\delta_y = 0,7 \cdot \frac{1\,011,7 \cdot 1\,750^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,020\,000}$$

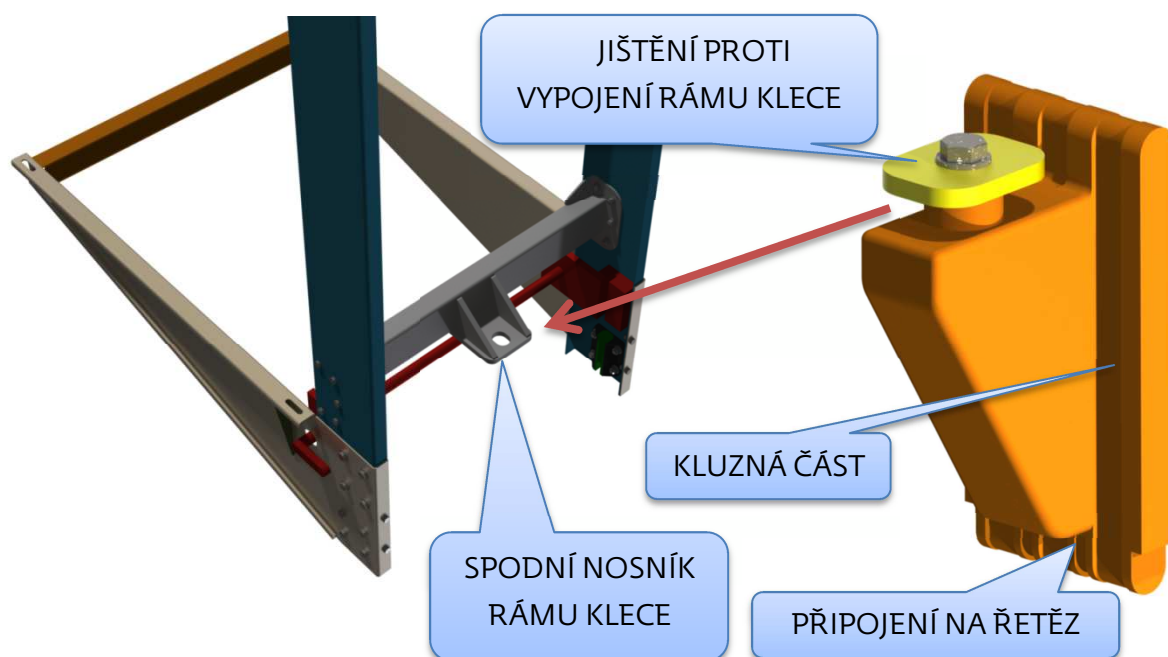
$$\delta_y = 0,53 \text{ mm}$$

F_y (1 011,7 N)	síla ve vodící čelisti
l (1750 mm)	maximální rozteč mezi kotvami vodítek
E ($2,1 \cdot 10^5$ MPa)	modul pružnosti v tahu
I_{xx} (1 020 000 mm ⁴)	moment setrvačnosti vodítka k ose x

Hodnoty obou vypočítaných průhybů jsou menší, než je dovolený průhyb 5 mm, viz kapitola 3.4.1.1.

3.5 SPOJENÍ TLAČNÉHO ŘETĚZU S RÁMEM KLECE

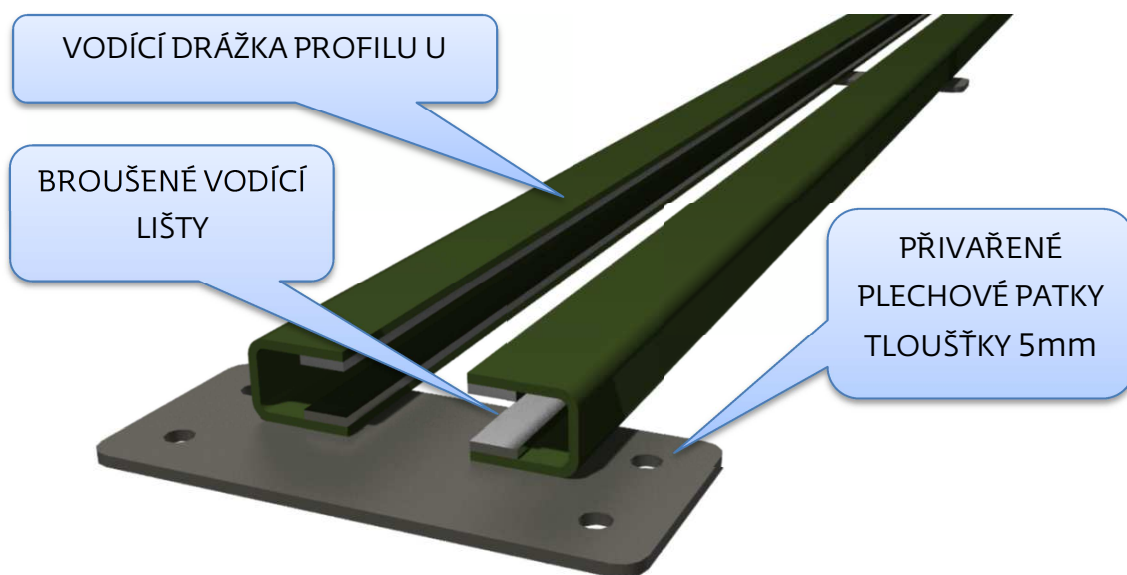
Rám klece je k řetězu připojen pomocí kluzného členu, který se pohybuje ve vedení spolu s řetězem. K řetězu je přinýtován, jako by byl jeho dalším článkem. Kluzný člen je osazen válcovým výstupkem a jištěním proti vypojení rámu klece. Tento kluzný člen přenáší hnací sílu F_{hn} z řetězu na spodní nosník rámu klece.



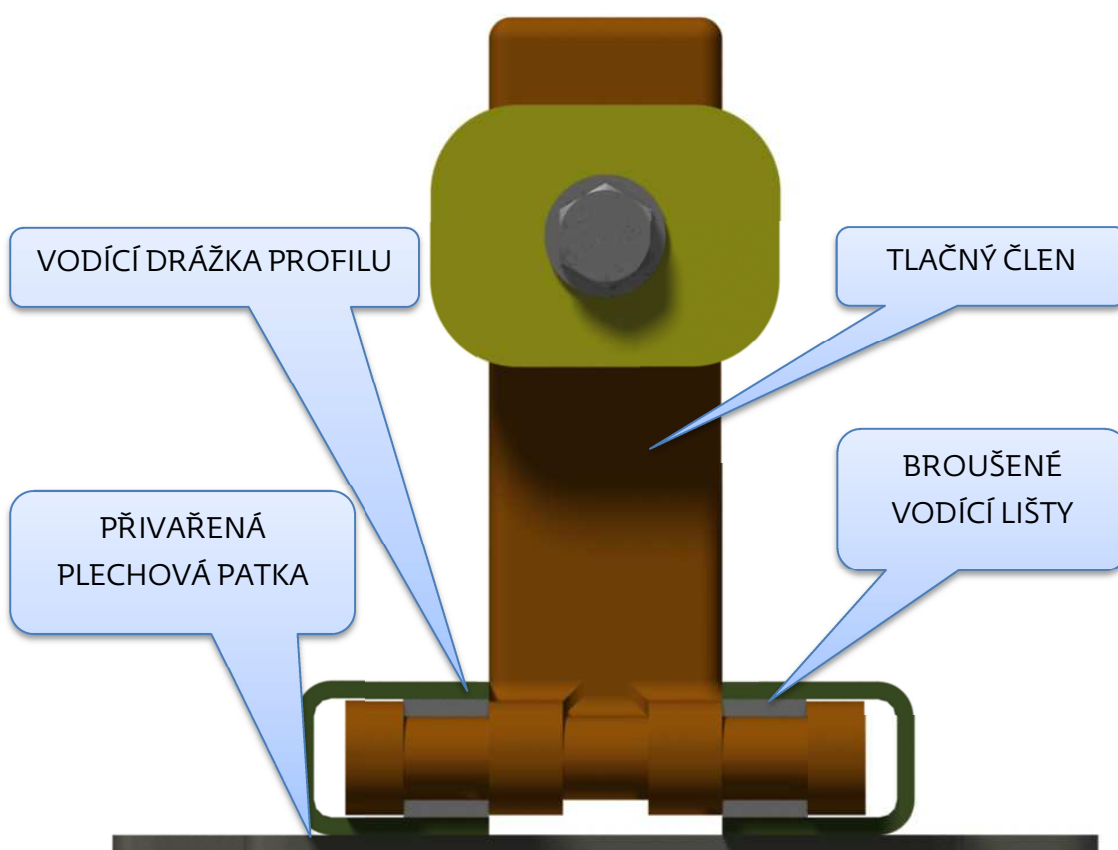
Obr. 19 Spojení tlačného řetězu s rámem klece

3.6 VEDENÍ TLAČNÉHO ŘETĚZU

Řetěz je veden ve vodící drážce, které je vyrobena z ohýbaného plechu do profilu U, o délce 1750mm. Na vnitřních stranách zmíněného vedení jsou přišroubovány dvě vodící lišty. Ty jsou vyrobeny z ploché tyče tažené za studena s broušeným povrchem pro skluz řetězu. Na vedení o profilu U jsou přivařeny patky z plechu tloušťky 5mm sloužící pro přišroubování celého vedení řetězu ke konzolám.



Obr. 20 Vedení řetězu, izometrický pohled



Obr. 21 Vedení řetězu, půdorys

3.7 TLAČNÝ ŘETĚZ

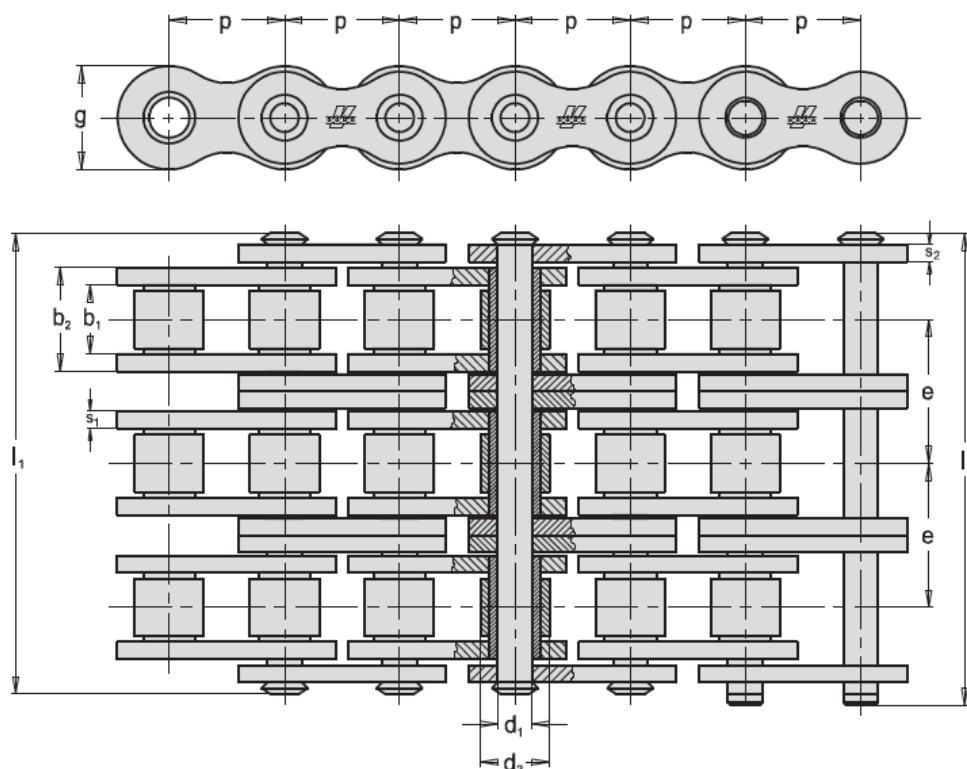
Trojřadý válečkový řetěz byl zvolen jako hlavní nosný orgán. Dvě krajní řady řetězu jsou vedeny ve vodících drážkách.

Pro volbu řetězu jsou nejdůležitější tyto jeho vlastnosti:

- nízká hmotnost,
- pevnost řetězu, statická i dynamická bezpečnost,
- co největší rozteč řetězu (nižší možnost přičení ve vedení → menší odpor ve vedení řetězu).

3.7.1 VOLBA TLAČNÉHO ŘETĚZU

Je zvolen trojřadý řetěz **20B-3** Od firmy Řetězy Vamberk [13]. Dle výpočtů kap. 3.6.2, tento řetěz nejlépe odpovídá požadavkům výsledků výpočtů. Dále je zkontrolován, že odpovídá pevnostní kontrole, kap. 3.6.3. Pevnostní kontrola je provedena dle výpočtového postupu předepsaného výrobcem řetězu [13].



Obr. 22 Trojřadý válečkový řetěz

Tab. 8 Parametry trojřadého řetězu

TYP ŘETĚZU	p [mm]	b ₁ [mm]	b ₂ [mm]	d ₁ [mm]	d ₃ [mm]	l ₁ [mm]	l ₂ [mm]
20B-3	31,75	19,56	29	10,19	19,05	114,1	118,9
	g [mm]	s ₁ [mm]	s ₂ [mm]	e [mm]	f [mm ²]	F _B [kN]	q _Ř [kg/m]
	26,0	4,5	3,5	36,45	887	250	11,2

F_B (250 000 N) zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu

q_Ř (11,2 kg) hmotnost jednoho metru řetězu

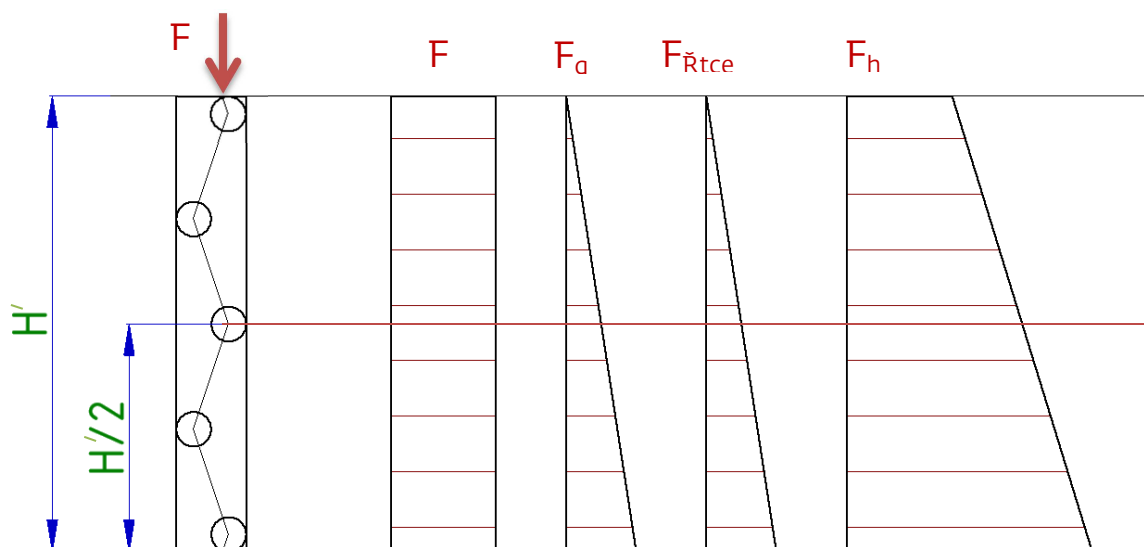
3.7.2 VÝPOČET ODPORU ŘETĚZU PŘI POHYBU VE VODÍCÍ DRÁŽCE

Při výpočtu odporu řetězu je předpokládáno, že dochází k odvalování jednotlivých válečků po vodící liště.

Odpory od zatížení řetězu jsou způsobeny:

- silou F, která je potřebná ke zdvižení plně ložené výtahové klece a rámu klece,
- hmotností řetězu F_q,
- celkovým valivým odporem vedení řetězu F_{Ř_tcelk}.

Na Obr. 23 jsou znázorněny jednotlivé složky odporů od zatížení.



Obr. 23 Silové složky odporů od zatížení

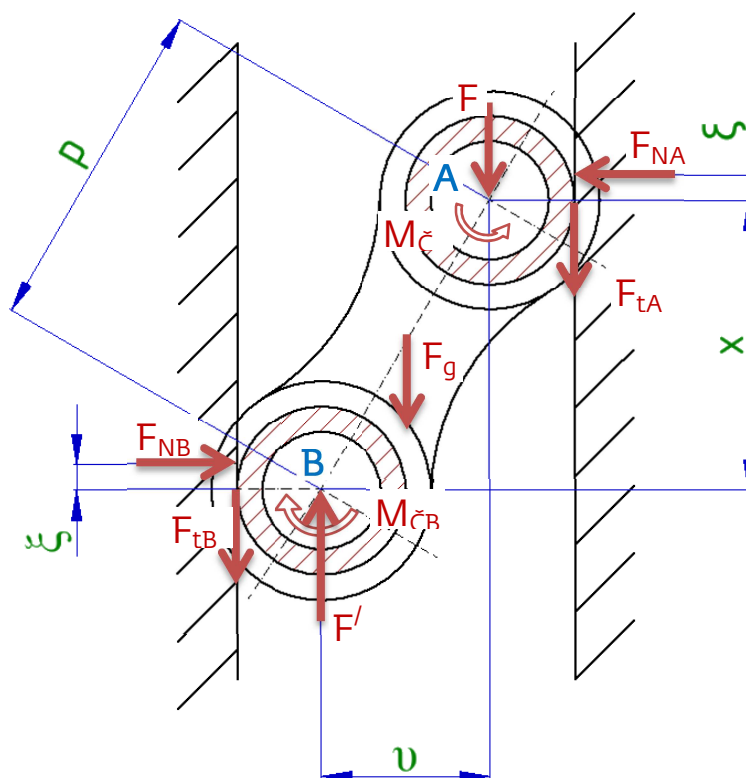
Síla F potřebná ke zdvižení klece je po celé délce konstantní. Zatížení F_q od vlastní hmotnosti lineárně narůstá (od 0 do maximální hodnoty). Celkový valivý odpor vedení řetězu $F_{\check{r}tcelk}$ narůstá také lineárně (od 0 do maximální hodnoty).

Součtem odporů od zatížení (F , F_q a $F_{\check{r}tcel}$) je celková hnací síla na poháněném řetězovém kole F_{hm} , která má lichoběžníkový průběh.

Při zjednodušení výpočtu valivého odporu celého řetězu je vytknut jeden článek řetězu ve výšce $H'/2$. Pro určení valivého odporu celého řetězu je nutné, aby výsledný odpor na jednom článku byl vynásoben počtem článků, které jsou ve styku s vedením.

3.7.2.1 SILOVÝ ROZBOR JEDNOHO ČLÁNKU ŘETĚZU A VÝPOČET

Na článku řetězu ve výšce $H'/2$ byl proveden silový rozbor.



Obr. 24 Silový rozbor na článku řetězu

$F...$	síla potřebná ke zdvižení plně ložené výtahové klece a rámu klece
$F'...$	síla potřebná ke zdvižení plně ložené výtahové klece, rámu klece, tíhy řetězu a tečných reakcí
$F_g...$	gravitační síla od hmotnosti řetězu
$F_t...$	tečná reakce válečku řetězu při valení
$F_N...$	normálová síla mezi válečkem řetězu a vedením
$M_č...$	moment čepového tření
$p...$	rozteč řetězu
$\xi...$	rameno valivého odporu
$v...$	výrobní vůle mezi válečkem řetězu a vedením
$x...$	svislá vzdálenost mezi válečky řetězu

Rovnice statické rovnováhy jsou sestaveny dle Obr. 24.

$$\sum F_x: F_{NA} - F_{NB} = 0 \quad (39)$$

$$\sum F_y: F' - F - F_g - F_{tB} - F_{tA} = 0 \quad (40)$$

$$\sum M_{zB}: -F \cdot u - F_g \cdot \frac{u}{2} - F_{NB} \cdot \xi + F_{NA} \cdot (\xi + x) + F_{tB} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{tA} \cdot \left(u + \frac{d_3}{2}\right) + M_{\check{c}A} + M_{\check{c}B} = 0 \quad (41)$$

Doplňkové rovnice:

$$F_{tA} = F_{NA} \cdot f_{\check{c}} \quad (42)$$

$$M_{\check{c}A} = F_{NA} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot f_{\check{c}} \quad (43)$$

$$M_{\check{c}B} = F_{NB} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot f_{\check{c}} \quad (44)$$

$$F_{tA} = F_{tB} \quad (45)$$

$$F_{NA} = F_{NB} \quad (46)$$

3.7.2.2 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI ŘETĚZU VE VÝŠCE $H'/2$

Výška zdvihu H' je dána součtem zdvihu výtahu H a svislé vzdálenosti mezi osou poháněcího řetězového kola v prohlubni strojovny od prvního podlaží.

$$H' = H + h_1 \quad (47)$$

$$H' = 16 + 1,2$$

$$H' = 17,2 \text{ m}$$

H (16 m)	výška zdvihu výtahu
h_1 (1,2 m)	vzdálenost mezi klecí v prvním podlaží a osou poháněcího řetězového kola

$$F_g = q_{\text{Ř}} \cdot g \cdot \frac{H'}{2} \quad (48)$$

$$F_g = 11,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{17,2}{2}$$

$$F_g = 944,9 \text{ N}$$

g ($9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$)

tíhové zrychlení

$q_{\text{Ř}}$ (11,2 kg)

hmotnost jednoho metru řetězu

H' (17,2 m)

délka řetězu ve svislé vodící drážce

3.7.2.3 SOUČINITEL ČEPOVÉHO TŘENÍ

Součinitel smykového tření pro mazané plochy ocel – ocel je $f_{\text{č}}=0,02$. Tato hodnota byla zvolena dle výrobce řetězu [13].

3.7.2.4 RAMENO VALIVÉHO ODPORU

Rameno valivého odporu $\xi = 0,05 \text{ mm}$ bylo odečteno z [5], pro ocelový váleček a ocelovou podložku.

3.7.2.5 VÝROBNÍ VŮLE MEZI ŘETĚZEM A VEDENÍM ŘETĚZU

Do výrobní vůle v zahrnujeme:

- toleranci vedení řetězu $\pm 0,1 \text{ mm}$ (U profil s broušenými vodícími lištami)
- výrobní tolerance válečku ($h10$)
- výrobní tolerance válečku a čepu

Výrobní vůle mezi řetězem a vedením řetězu byla zvolena $v = 0,2 \text{ mm}$.

Valivý odpor je mimo jiné ovlivněn do značné míry i vůlí mezi vedením řetězu a válečkem řetězu. Z tohoto důvodu je snaha snížit vůli a tím i příčinný řetězu.

Při pracovních zdvizích může dojít k ohřevu řetězu a malému roztažení, proto je důležitá dostatečná vůle, aby nedošlo k zadření řetězu ve vedení.

3.7.2.6 VÝPOČET SOUSTAVY ROVNIC

Po dosazení doplňkových rov. (42) až (46) do rov. (41), dostáváme:

$$F_{NA} = \frac{F \cdot v + F_g \cdot \frac{v}{2}}{(\sqrt{p^2 - v^2} - f_{\xi} \cdot v)} \quad (49)$$

$$F_{NA} = \frac{12\,023,9 \cdot 0,2 + 944,9 \cdot \frac{0,2}{2}}{(\sqrt{31,75^2 - 0,2^2} - 0,02 \cdot 0,2)}$$

$$F_{NA} = 78,7 \text{ N}$$

F (12 023,9 N) síla potřebná ke zdvižení plně ložené výtahové klece a rámu klece

v (0,2 mm) výrobní vůle mezi válečkem řetězu a vedením

F_g (944,9 N) zatížení od hmotnosti řetězu ve výšce $H'/2$

p (31,75 mm) rozteč řetězu

f_{ξ} (0,02) součinitel čepového tření

Po úpravě rov. (40) dostaneme:

$$F' = F + F_g + 2 \cdot (F_{NA} \cdot f_{\xi}) \quad (50)$$

$$F' = 12\,023,9 + 944,9 + 2 \cdot (78,7 \cdot 0,02)$$

$$F' = 12\,972 \text{ N}$$

F (12 023,9 N) síla potřebná ke zdvižení plně ložené výtahové klece a rámu klece

F_g (944,9 N) zatížení od hmotnosti řetězu ve výšce $H'/2$

f_{ξ} (0,02) součinitel čepového tření

F_{NA}, F_{NB} (78,7 N) normálová síla mezi válečkem řetězu a vedením

Dosadíme do rov. (42):

$$F_{tA} = F_{NA} \cdot f_{\xi} \quad (51)$$

$$F_{tA} = 78,7 \cdot 0,02$$

$$F_{tA} = 1,57 \text{ N}$$

f_{ξ} (0,02) součinitel čepového tření

F_{NA}, F_{NB} (67,7 N) normálová síla mezi válečkem řetězu a vedením

3.7.2.7 URČENÍ VALIVÉHO ODPORU CELÉHO ŘETĚZU

Počet článků řetězu, které jsou ve styku při maximálním zdvihu výtahu

$$n_{\check{c}} = \frac{H'}{p} \cdot 10^3 \quad (52)$$

$$n_{\check{c}} = \frac{17,2}{31,75} \cdot 10^3$$

$$n_{\check{c}} = 542 \text{ [článků]}$$

H' (17,2 m)

délka řetězu ve svislé vodící drážce

p (31,75mm)

rozteč řetězu

Celkový valivý odpor řetězu ve vedení

$$F_{\check{r}tcel} = F_{tA} \cdot n_{\check{c}} \quad (53)$$

$$F_{\check{r}tcel} = 1,57 \cdot 542$$

$$F_{\check{r}tcel} = 851 \text{ N}$$

F_{tA} (1,57 N)

tečná reakce válečku řetězu při valení

$n_{\check{c}}$ (542)

počet článků řetězu, které jsou ve styku při maximálním zdvihu výtahu

**3.7.2.8 TÍHA ŘETĚZU, KTEROU JE NUTNÉ PŘEKONAT PRO VYZVEDNUTÍ KLECE DO
VÝŠKY H'**

$$F_{\check{r}et} = Q_{\check{r}} \cdot g \cdot H' \quad (54)$$

$$F_{\check{r}et} = 11,2 \cdot 9,81 \cdot 17,2$$

$$F_{\check{r}et} = 1\,889,8 \text{ N}$$

g (9,81 m·s⁻²)

tíhové zrychlení

$Q_{\check{r}}$ (11,2 kg)

hmotnost jednoho metru řetězu

H' (17,2 m)

délka řetězu ve svislé vodící drážce

3.7.2.9 VELIKOST HNACÍ SÍLY NA HNACÍM ŘETĚZOVÉM KOLE

$$F_{hn} = F + F_{\check{r}tcel} + F_{\check{r}et} \quad (55)$$

$$F_{hn} = 12\,023,9 + 851 + 1\,889,8$$

$$F_{hn} = 14\,765 \text{ N}$$

F (12 023,9 N)	síla potřebná ke zdvižení plně ložené výtahové klece a rámu klece
$F_{\check{r}tcel}$ (851 N)	celkový valivý odpor řetězu ve vedení
$F_{\check{r}et}$ (1 889,8 N)	tíha řetězu, kterou je nutné překonat pro vyzvednutí klece do výšky H'

3.7.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

Pevnostní kontrola řetězu je provedena dle doporučení výrobce. [13]

Jsou provedeny tyto kontroly na:

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

3.7.3.1 STANOVENÍ DYNAMICKÉHO KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI

$$\gamma_{dyn} = \frac{F_B}{F_{hn} \cdot Y} \geq 5 \quad (56)$$

$$\gamma_{dyn} = \frac{250\,000}{14\,765 \cdot 2,5} \geq 5$$

$$\gamma_{dyn} = 6,77 \geq 5 \quad \text{Vyhovuje podmínce dynamické bezpečnosti.}$$

F_B (250 000 N)	zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu
F_{hn} (14 765 N)	velikost hnací síly na hnacím řetězovém kole
Y	součinitel rázu, pro zdvihadla s elektromotorem 2,5 dle [13]

3.7.3.2 STANOVENÍ STATICKÉHO KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI

$$\gamma_{\text{stat}} = \frac{F_B}{F_{\text{hn}}} \geq 7 \quad (57)$$

$$\gamma_{\text{dyn}} = \frac{250\,000}{14\,765} \geq 7$$

$$\gamma_{\text{dyn}} = 16,93 \geq 7 \quad \text{Vyhovuje podmínce statické bezpečnosti.}$$

F_B (250 000 N) zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu

F_{hn} (14 765 N) velikost hnací síly na hnacím řetězovém kole

Vypočtená statická bezpečnost ($\gamma_{\text{dyn}}=16,93$) řetězu 20B-3 se velmi přibližuje doporučené hodnotě pro danou rychlost a typ řetězu, viz Tab. 9.

Použití menšího řetězu 16B-3, již není možné z důvodu nesplnění koeficientu dynamické bezpečnosti.

Tab. 9 Doporučené koeficienty statické bezpečnosti válečkových řetězů [13]

Obvodová rychlost	Rozteč $p < 25,4$ mm	Rozteč $p > 25,4$ mm
do $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	20 - 30	10 - 15
do $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	30 - 40	15 - 25
nad $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	40 a více	-

3.7.3.3 STANOVENÍ TLAKU V KLOUBECH ŘETĚZU

Stanovení měrného tlaku v kloubech řetězu

Vychází z obvodové rychlosti řetězu $v = 0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a počtu zubů ozubeného kola $z = 22 \rightarrow$ hodnota měrného tlaku $p_i = 31 \text{ MPa}$, [13].

Stanovení součinitele tření

Vychází ze součinitele rázu $Y=2,5$ a převodového poměru 1 $\rightarrow$ hodnota součinitele tření $I_1 = 0,5$. [13].

Stanovení součinitele mazání

Vychází z obvodové rychlosti řetězu $v = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow$ hodnota součinitele mazání $l_2 = 1$ (platí do $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). [13].

Dovolený tlak v kloubech řetězu

$$p_{\text{DOV}} = p_i \cdot l_1 + l_2 \quad (58)$$

$$p_{\text{DOV}} = 31 \cdot 0,5 + 1$$

$$p_{\text{DOV}} = 16,5 \text{ MPa}$$

p_i (31 MPa) měrný tlak v kloubech řetězu

l_1 (0,5) součinitel tření

l_2 (1) součinitel mazání

Stanovení výpočtového tlaku

$$p_v = \frac{F_{\text{hn}}}{f} \quad (59)$$

$$p_v = \frac{14\,765}{887}$$

$$p_v = 16,5 \text{ MPa}$$

F_{hn} (14 765 N) velikost hnací síly na hnacím řetězovém kole

f (887 mm²) plocha kloubu řetězu

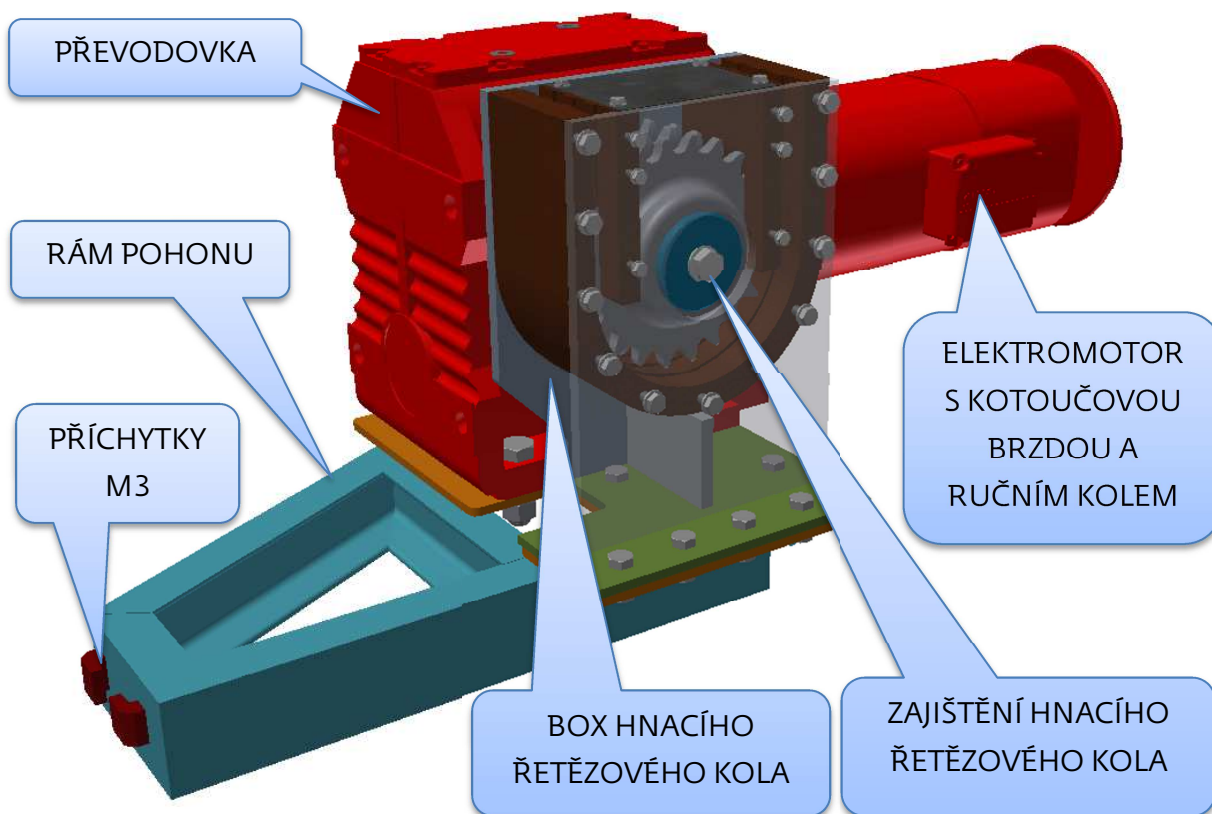
Řetěz splňuje podmínku dovoleného tlaku v kloubech.

$$p_{\text{DOV}} \geq p_v \quad (60)$$

$$16,5 \geq 16,5$$

3.8 SESTAVA POHONU NÁKLADNÍHO VÝTAHU

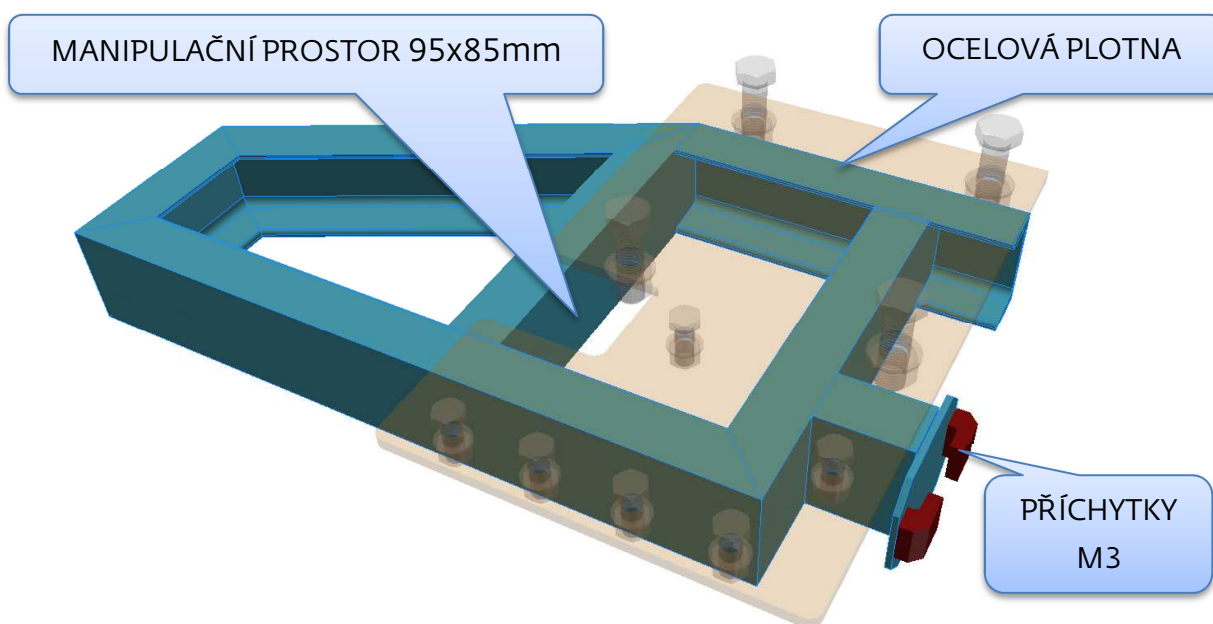
Sestava pohonu Obr. 25 je umístěna v prohlubni výtahové šachty. Hlavním dílem je svařovaný rám z U profilu ČSN 42 5570 velikosti 100mm, který je přišroubován ke dnu šachty. Hlavním celkem je převodový elektromotor, jehož součástí je kotoučová brzda, ruční kolo a šneková převodovka. Převodovka dovoluje letmé uložení hnacího řetězového kola, které je zajištěno šroubem s příložkou. O navedení řetězu k sestavě pohonu se stará vedení řetězu (viz. kap. 3.6). V okolí hnacího kola je vedení řetězu provedeno obroběným odlitkem s přesným profilem pro skluz řetězu. Hnací řetězové kolo je zúženo na 84 mm z důvodu použití naváděcích členů.



Obr. 25 Sestava pohonu nákladního výtahu

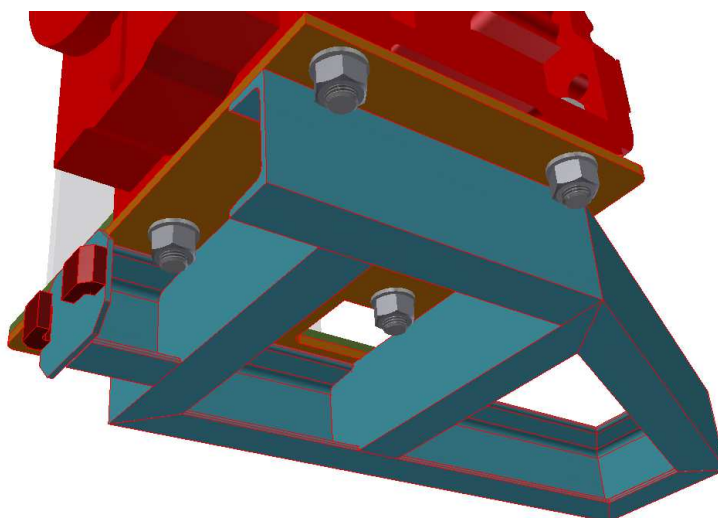
3.8.1 RÁM POHONU NÁKLADNÍHO VÝTAHU

Součástí svařovaného rámu z U profilu ČSN 42 5570 velikosti 100 mm, je i ocelová plotna tloušťky 10 mm pro přišroubování převodového elektromotoru a boxu hnacího kola. Na rámu jsou přišroubovány litinové příchytky M3 pro aretaci vodítka v nejspodnějším místě výtahové šachty.



Obrázek 26 Uspořádání šroubů převodového motoru a boxu hnacího kola

Při konstrukci tohoto rámu bylo dbáno na snadný přístup u montáže ke všem šroubům.



Obr. 27 Manipulační prostor pro šrouby

3.8.2 VOLBA ELEKTROMOTORU

Potřebný výkon elektromotoru

$$P_{\text{mot}} = \frac{F_{\text{hn}} \cdot v}{\mu_c} \quad (61)$$

$$P_{\text{mot}} = \frac{14\,765 \cdot 0,3}{0,6}$$

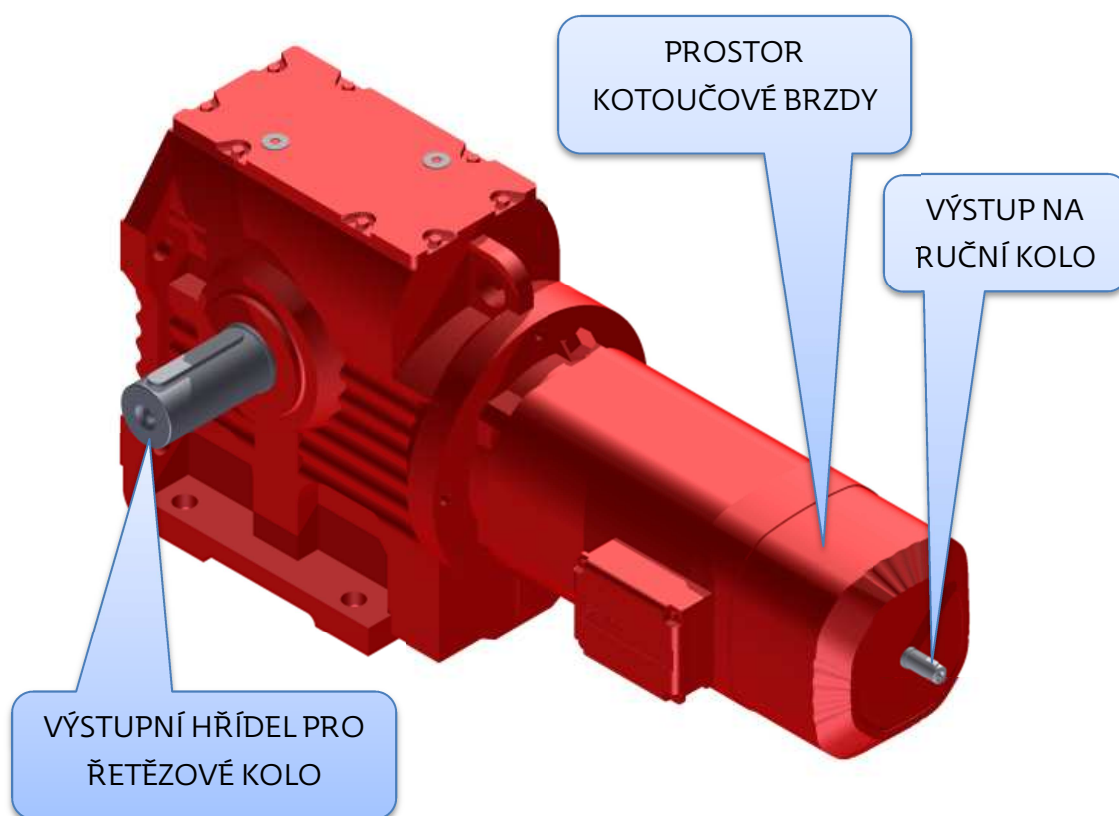
$$P_{\text{mot}} = 7\,382,5 \text{ W} \approx 7,4 \text{ kW}$$

F_{hn} (14 765 N)	velikost hnací síly na hnacím řetězovém kole
v (0,3 m·s ⁻¹)	dopravní rychlost výtahu
μ_c (0,6)	celková účinnost výtahu

Je zvolen převodový elektromotor s kotoučovou brzdou od firmy Sew-Eurodrive, typ S97DRE132MC4BE25. Jedná se o trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko, v patkovém provedení. Tento elektromotor je určený k pohonu průmyslových zařízení. Spolu s frekvenčním měničem, řídicí a regulační technikou včetně softwaru se dosahuje velmi přesných a rychlých regulací motoru. Díky tomu není nutné použití pružné spojky pro rázové rozběhy. Ve volitelném příslušenství elektromotoru je i druhý konec hřídele, který bývá použit pro inkrementální čidlo snímání otáček. V tomto případě je, ale místo snímače otáček umístěno ruční ovládací kolo. [14]

Parametry převodového elektromotoru s kotoučovou brzdou S97DRE132MC4BE25:

- | | |
|--|--|
| • P_1 (7,5 kW) | jmenovitý výkon elektromotoru |
| • i (56) | převodový poměr |
| • n_2 (26 min ⁻¹ = 0,4333 s ⁻¹) | výstupní otáčky |
| • M_{km} (2 450 Nm) | jmenovitý výstupní moment |
| • F_{motoh} (35 700 N) | maximální ohybová síla na konci hřídele |
| • m_m (200 kg) | hmotnost převodového elektromotoru s kotoučovou brzdou |
| • zdroj: [14] | |



Obr. 28 Převodový elektromotor s kotoučovou brzdou

3.8.3 HNACÍ ŘETĚZOVÉ KOLO

Hnací řetězové kolo patří mezi nejvíce namáhané součásti pohonu výtahu. Řetězové kolo je obrobena z výpalku plechu tloušťky 85 mm, materiál: 14 220. Po obrobení je řetězové kolo cementováno a kaleno, tím se zvýší povrchová tvrdost zubů a zachová se houževnatost jádra.

Otáčky řetězového kola

n_2 (0,4333 s⁻¹) výstupní otáčky, dle kap. 3.8.1

3.8.3.1 VÝPOČET PŘEDBĚŽNÉHO ROZTEČNÉHO PRŮMĚRU HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Předpoklad: rychlost zdvihu = obvodová rychlost hnacího řetězového kola na roztečném průměru

$$d'_t = \frac{v}{\pi \cdot n_2} \cdot 10^3 \quad (62)$$

$$d'_t = \frac{0,3}{\pi \cdot 0,4333} \cdot 10^3$$

$$d'_t = 220,37 \text{ mm}$$

$v (0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})$ dopravní rychlost výtahu

$n_2 (0,4333 \text{ s}^{-1})$ výstupní otáčky

3.8.3.2 VÝPOČET POČTU ZUBŮ HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$d'_t = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (63)$$

Po úpravě rov. (63) dostaneme:

$$z = \frac{180^\circ}{\arcsin \cdot \frac{p}{d'_t}} \quad (64)$$

$$z = \frac{180^\circ}{\arcsin \cdot \frac{31,75}{220,37}}$$

$$z = 21,73 \approx 22 \text{ zubů}$$

$p (31,75 \text{ mm})$ rozteč řetězu

$d'_t (220,37 \text{ mm})$ předběžný roztečný průměr hnacího řetězového kola

3.8.3.3 VÝPOČET KONEČNÉHO ROZTEČNÉHO PRŮMĚRU HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$d_t = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (65)$$

$$d_t = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{22}}$$

$$d_t = 223,10 \text{ mm}$$

p (31,75 mm) rozteč řetězu
 z (22) počet zubů hnacího řetězového kola

3.8.3.4 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU NA HNACÍM ŘETĚZOVÉM KOLE

$$M_2 = F_{hn} \cdot \frac{d_t}{2} \cdot 10^{-3} \quad (66)$$

$$M_2 = 14\,765 \cdot \frac{223,10}{2} \cdot 10^{-3}$$

$$M_2 = 1\,647 \text{ Nm}$$

F_{hn} (14 765 N) velikost hnací síly na hnacím řetězovém kole
 d_t (223,10 mm) konečný roztečný průměr hnacího řetězového kola

3.8.3.5 KONTROLA KROUTÍCÍHO MOMENTU NA VÝSTUPU Z PŘEVODOVKY

Kroutící moment M_2 je třeba vynásobit provozním součinitelem K_A a porovnat s maximálním dovoleným kroutícím momentem na výstupu z převodovky M_{km} .

Provozní součinitel K_A byl vypočten dle postupu výrobce převodovky. [14]

$$K_A = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \quad (67)$$

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

$$K_A = 1,2$$

f_1 (1) součinitel poháněného stroje, pro elektromotor

$f_2(1,5)$	součinitel druhu provozu, pro silné rázy a provozní dobu 8 hodin za den
$f_3(1)$	rozběhový součinitel pro 50 rozběhů za hodinu
$f_4(0,8)$	časový součinitel, pro 60% činnosti pod zatížením z provozní doby
$f_5(1)$	teplotní součinitel, pro teplotu 20°C

3.8.3.6 EKVIVALENT KROUTÍCÍHO MOMENTU NA VÝSTUPU Z PŘEVODOVKY

$$M_E = M_2 \cdot K_A \quad (68)$$

$$M_E = 1\,647 \cdot 1,2$$

$$M_E = 1\,976 \text{ Nm}$$

$M_2(1\,647 \text{ Nm})$	vypočtený krouticí moment na řetězovém kole
$K_A(1,2)$	provozní součinitel

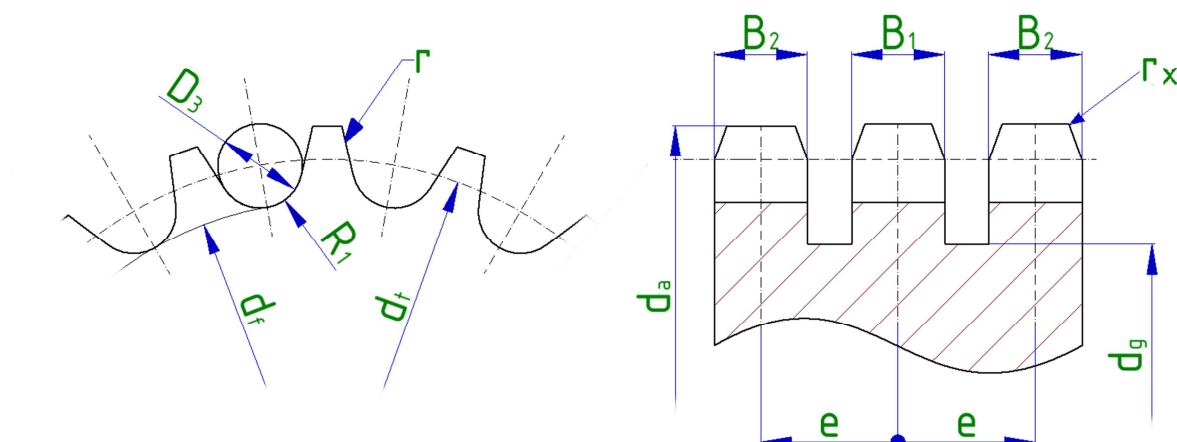
3.8.3.7 POROVNÁNÍ VYPOČTENÉHO EKVIVALENTU KROUTÍCÍHO MOMENTU SE JMENOVITÝM KROUTÍCÍM MOMENTEM NA VÝSTUPU Z PŘEVODOVKY.

$$M_E \leq M_{km} \quad (69)$$

$$1\,976 \leq 2\,450 \text{ Nm} \quad \dots \text{Převodový elektromotor vyhovuje.}$$

$M_E(1\,976 \text{ Nm})$	vypočtený krouticí moment na řetězovém kole
$M_{km}(2\,450 \text{ Nm})$	jmenovitý výstupní krouticí moment na výstupu z převodovky

3.8.3.8 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA



Obr. 29 Rozměry hnacího řetězového kola

Průměr roztečné kružnice

$$d_t = 223,10 \text{ mm}$$

Vzdálenost mezi řadami zubů

$$e = 36,45 \text{ mm}$$

Poloměr dna zubové mezery

$$R_1 = 0,505 \cdot d_3 \quad (70)$$

$$R_1 = 0,505 \cdot 19,05$$

$$R_1 = 9,62 \text{ mm}$$

$$d_3 (19,05 \text{ mm}) \quad \text{průměr válečku řetězu}$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_a = d_t + 0,6 \cdot d_3 \quad (71)$$

$$d_a = 223,10 + 0,6 \cdot 19,05$$

$$d_a = 234,53 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$d_f = d_t - 2 \cdot R_1 \quad (72)$$

$$d_f = 223,10 - 2 \cdot 9,62$$

$$d_f = 203,86 \text{ mm}$$

Poloměr zaoblení zubu

$$r_x = 1,5 \cdot d_3 \quad (73)$$

$$r_x = 1,5 \cdot 19,05$$

$$r_x = 28,58 \text{ mm}$$

Úhel boku zubu

$$\alpha = 60^\circ$$

Úhel otevření

$$\alpha_0 = 120^\circ - \frac{90}{z} \quad (74)$$

$$\alpha_0 = 120^\circ - \frac{90}{22}$$

$$\alpha_0 = 115^\circ 54'$$

Šířka zubu

$$B_1 = 0,93 \cdot d_3 \quad (75)$$

$$B_1 = 0,93 \cdot 19,05$$

$$B_1 = 17,72 \text{ mm}$$

Největší průměr věnce kola

$$d_g = d_t - 1,4 \cdot p \quad (76)$$

$$d_g = 223,10 - 1,4 \cdot 31,75$$

$$d_g = 178,65 \text{ mm}$$

Poloměr boku zubu

$$r = 0,12 \cdot d_3 \cdot (z + 2) \quad (77)$$

$$r = 0,12 \cdot 19,05 \cdot (22 + 2)$$

$$r = 54,86 \text{ mm}$$

Obvodové házení na průměru patní kružnice

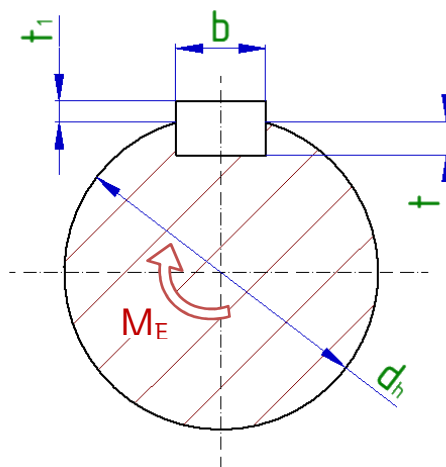
$$0,0008 \cdot d_f + 0,08 = 0,0008 \cdot 203,86 + 0,08 = 0,243 \text{ mm} \quad (78)$$

Čelní házení na obvodu patní kružnice

$$0,0009 \cdot d_f + 0,08 = 0,0009 \cdot 203,86 + 0,08 = 0,263 \text{ mm} \quad (79)$$

3.8.4 KONTROLA PERA HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

V modulu převodového elektromotoru s brzdou je již na výstupní hřídeli navrženo těsné pero 20e7x12-125 ČSN 02 2562. Kontrola provedena dle [6].



Obr. 30 Rozměrové schéma těsného pera

b (20 mm)	šířka pera
t (7,4 mm)	hloubka drážky v hřídeli [5]
t_1 (4,6 mm)	hloubka drážky v hnacím řetězovém kole [5]
d_h (70 mm)	průměr výstupní hřídele z převodovky

Výpočet činné délky pera

$$l_v = l - b_p \quad (80)$$

$$l_v = 125 - 20 = 105 \text{ mm}$$

l (125 mm)	délka pera
b_p (20 mm)	šířka pera

Kontrola pera na otlačení

Aby byla kontrola na bezpečné straně, je pro výpočet použit vyšší kroutící moment - ekvivalentní kroutící moment na výstupu z převodovky.

$$p_p = \frac{2 \cdot M_E}{d_h \cdot t_1 \cdot l_v} \cdot 10^3 \quad (81)$$

$$p_p = \frac{2 \cdot 1\,976}{70 \cdot 4,6 \cdot 105} \cdot 10^3$$

$$p_p = 116,8 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{pD} \quad (82)$$

$$116,8 \leq 130 \text{ MPa} \quad \dots \text{Vyhovuje, kontrola pera je splněna.}$$

p_p (116,8 MPa)	tlak v hřídelové drážce
p_{pD} (130 MPa)	dovolené napětí v tlaku [5]
M_E (1 9765 Nm)	ekvivalent kroutícího momentu na výstupu z převodovky
d_h (70 mm)	průměr výstupní hřídele z převodovky
t_1 (4,6 mm)	hloubka perové drážky v hřídeli
l_v (105 mm)	činná délka pera

4 TECHNICKÉ ZHODNOCENÍ VŮČI HYDRAULICKÝM VÝTAHŮM

4.1 PRINCIP A ZÁKLADNÍ USPOŘÁDÁNÍ HYDRAULICKÝCH VÝTAHŮ

„Hydraulické výtahy jsou technická zařízení, u kterých sílu pro zvedání dodává elektricky poháněné čerpadlo (agregát), které dopravuje hydraulickou kapalinu (olej, dříve vodu) do přímočarého hydraulického válce, jehož pohyb v jednom směru je vyvolán působením tlaku kapaliny. Hydraulický válec je přímo nebo nepřímo spojen s kabinou výtahu.“ [15]

„Výborná a měkká charakteristika jízdy, tichý provoz, menší stavební požadavky na výtahovou šachtu jsou přednostmi provozu hydraulických výtahů.“ [15]

„Hydraulické výtahy mohou být určeny pro montáž do klasické zděné šachty nebo do samonosné ocelové konstrukce.“ Pro svoje lehké a transparentní technické provedení, je hydraulický výtah ideálním řešením do prosklených šachet. „Strojovna je vždy odděleným prostorem se samostatně umístěným hydraulickým agregátem.“ [15]

4.1.1 PŘÍMÝ POHON KABINY PLUNŽREM

Používá se pro zdvihy do 10 m, hydraulický válec je zapuštěn do dna šachty. Hloubka zapuštění odpovídá zdvihu výtahu. Hydraulické výtahy tohoto typu jsou většinou konstruovány s jedním válcem o nosnosti do 10 t, pro vyšší nosnosti se dvěma nebo i více paralelně umístěnými válci. Pohon kabiny plunžrem je nejčastěji používané a konstrukčně nejjednodušší řešení.

4.1.2 PŘÍMÝ POHON S POUŽITÍM TELESKOPICKÉ PÍSTNICE

Konstrukce pístnice s postupným vysouváním je složitější, výrobně nákladnější a má některá slabá místa např: při přechodech jednotlivých sekcí dochází k rázům v hydraulickém okruhu. Výhodou je, že není potřeba tak hluboce zapouštět hydraulický válec ve výtahové šachtě.

4.1.3 PŘÍMÝ POHON KABINY PLUNŽREM UMÍSTĚNÝM VEDLE KABINY

Zmíněná varianta je bez nutnosti vrtat do dna šachty otvor pro hydraulický válec. Montáž pohonu se děje přímo ve výtahové šachtě. Plunžr je ke kleci

připojen na její horní části. Nevýhodou je nízký zdvih. Plunžrový výtah používá se v budovách s maximálně dvěmi až třemi patry.

4.2 POROVNÁNÍ ŘEŠENÉHO VÝTAHU S HYDRAULICKÝM VÝTAHEM

Mezi hlavní přednosti hydraulických výtahů patří výborná a měkká charakteristika jízdy, tichý provoz a menší stavební požadavky na výtahovou šachtu. Hlavními nevýhodami hydraulických výtahů je omezení pro malé zdvihy a nebezpečí úniku tlakové kapaliny. Proto musí být spodek výtahové šachty zaopatřen před únikem tlakové kapaliny do podloží. Nejčastěji se v těchto případech používají speciální nátěry spodků výtahových šachet. Další problematikou hydraulických výtahů je přesnost zastavení v podlaží při rozdílných teplotách provozu.

Podobnost navrhovaného typu výtahu v této diplomové práci je s hydraulickým typem výtahu dost značná. Stranové vedení klece se hojně využívá právě u hydraulických výtahů, stejně jako umístění strojovny ve spodku výtahové šachty, nebo že i zde není použito vyvažovací zařízení. Dopravní výška a dopravní rychlost jsou omezeny narůstající hmotností řetězu a odpory ve vedení řetězu ve vodící drážce. Použitím frekvenčního měniče se dosahuje výborné regulace asynchronního elektromotoru a tím i šetrných a přesných dojezdů do jednotlivých podlaží. U navrhovaného typu výtahu je nutno použití zachycovačů a omezovače rychlosti. Nevýhodou pohonu tlačným řetězem je zvýšená hlučnost, což v tomto případě nevádí, protože se jedná o nákladní výtah umístěný v průmyslových prostorech.

5 ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout nákladní výtah se speciálním pohonem tlačným řetězem. Většina hlavních komponent byla zvolena od různých dodavatelů pro snížení výrobních nákladů a zjednodušení výroby, ale i tak je pro podstatnou část komponent proveden návrhový nebo kontrolní výpočet. Proveden je také funkční výpočet (výpočet odporu řetězu ve vedení se zatížením od plně ložené klece) na základě něhož byl navržen pohon výtahu (převodový elektromotor o výkonu 7,5 kW [14]).

Funkční výpočet byl proveden dle platné normy ČSN 81-1+A3 [7].

Z funkčního výpočtu a koncepce pohonu výtahu plynou tyto závěry, výhody a nevýhody. Tento typ výtahu je vhodný především pro malé dopravní rychlosti a nižší výšky zdvihu. Problematickou částí je tlačný řetěz, který má ve vedení poměrně velký odpor, 18,6% z hnací síly na řetězovém kole. Částečným řešením by bylo přepracování koncepce pohonu a použití protizávaží o hmotnosti cca 600 kg, tím bychom teoreticky se stejně výkonným elektromotorem dosáhli vyššího zdvihu až o 250%. Pro tak velké zdvihy by se, ale určitě použil lanový pohon vzhledem k hlučnosti a složitější údržbě a kontrole vedení tlačného řetězu.

Mezi výhody této koncepce pohonu bezesporu patří umístění strojovny v prohlubni výtahové šachty, tudíž výtahová šachta nevyčnívá nad budovu. Díky použití frekvenčního měniče docílíme přesných dojezdů do podlaží a měkké charakteristiky jízdy, bez rázů. Převodovka je použita šneková, díky tomu je kotoučová brzda pouze poziční.

K vytvoření práce jsem využil níže uvedené literatury, rady vedoucího práce a své vlastní zkušenosti získané předchozím studiem.

Celkové řešení vyhovělo požadavkům zadání práce.

6 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- Seznam použité literatury:

- [1] GERE J.M. and TIMOSHENKO: *Mechanics of materials. Chapman and Hall*. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.
- [2] JANOVSKEÝ L. : *Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu*. 1991, ČVUT Praha.
- [3] *Patentový spis 295 985, B6, B66F 3/28*, číslo přihlášky 2004-35, přihlášeno 08.01.2004, věstník č.8/20005.
- [4] GAJDŮŠEK, J., Škopán, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skript VUT Brno* 1998
- [5] LEINVEBER, Jan., Vávra P.: *Strojnické tabulky*. 2.vyd. Úvaly: Albra 2005, 906 s. ISBN 80-214-1083-3
- [6] *Konstruování strojních součástí*, J.E. Shiengley, Ch. R. Mischke, R.G. Budynas, nakladatelství VUTIUM, VUT v Brně, 2010, ISBN 987-80-214-2629-0

- Použité normy:

- [7] ČSN EN 81-1, změna A3: 2010, Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů – Část 1: Elektrické výtahy
- [8] ČSN ISO 4190-1, 2013, Zřizování výtahů – Část 1: Výtahy třídy I, II, III a VI
- [9] ČSN ISO 4190-2, 1992, Elektrické výtahy – Část 2: Výtahy třídy IV

- Seznam použitých zdrojů z internetu:

- [10] LM Metal Lift, [online]. [cit. 2013-05-09]. Výtahové komponenty. Dostupné z WWW: <<http://www.metallift.cz>>.
- [11] Lift Servis, [online]. [cit. 2013-05-11]. Výtahové komponenty. Dostupné z WWW: <<http://www.liftshop.org>>
- [12] GLOBAL Elevators, [online]. [cit. 2013-05-11]. Výtahové komponenty. Dostupné z WWW: <<http://www.globalelevators.cz>>

- [13] ŘETĚZY Vamberk, [online]. [cit. 2013-05-19]. Válečkové řetězy. Dostupné z WWW: <<http://www.retezy-vam.com/>>
- [14] SEW-EURODRIVE, [online]. [cit. 2013-05-21]. Převodový motor s kotoučovou brzdou. Dostupné z WWW: < <http://www.sew-eurodrive.cz> >
- [15] TRIPLEX cz, [online]. [cit. 2013-05-22]. Hydraulické výtahy. Dostupné z WWW: <http://www.triplex.cz/hydraulicke_vytahy.php>

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Název	Jednotka
A	Šířka klece	[mm]
B	Hloubka klece	[mm]
b	Šířka rámu klece	[mm]
b_1	Šířka zubu	[mm]
b_p	Šířka pera	[mm]
C	Šířka šachty	[mm]
c	Tloušťka příruby vodítka	[mm]
D	Hloubka šachty	[mm]
d_3	Průměr válečku řetězu	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
d_g	Největší průměr věnce kola	[mm]
d_h	Průměr výstupní hřídele z převodovky	[mm]
d_t	Konečný roztečný průměr hnacího řetězového kola	[mm]
d'_t	Předběžný roztečný průměr hnacího řetězového kola	[mm]
E	Šířka klecových a šachetních dveří	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
e	Vzdálenost mezi řadami řetězu	[mm]
e_x	Excentricita v ose x	[mm]
e_y	Excentricita v ose y	[mm]
F	Výška klecových a šachetních dveří	[mm]
f	Součinitel tření	[-]
F	Síla potřebná ke zdvižení klece	[N]
f_1	Součinitel poháněného stroje	[-]
f_2	Součinitel druhu provozu	[-]
f_3	Rozběhový součinitel	[-]
f_4	Časový součinitel	[-]
f_5	Teplotní součinitel	[-]
F_B	Zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu	[N]
f_c	Součinitel čepového tření	[-]
F_g	Síla od hmotnosti řetězu	[N]
F_{hn}	Hnací síla na roztečném průměru řetězového kola	[N]

F_K	Vzpěrná síla	[N]
F_{N1}	Normálová síla vodící čelisti na vodítko	[N]
F_{N2}	Normálová síla vodící čelisti na vodítko	[N]
F_{N3}	Normálová síla vodící čelisti na vodítko	[N]
F_{NA}	Normálová síla mezi válečkem řetězu a vedením	[N]
$F_{řet}$	Tíha řetězu	[N]
$F_{řtcelk}$	Celkový valivý odpor řetězu ve vedení	[N]
F_{t1}	Třecí síla	[N]
F_{t2}	Třecí síla	[N]
F_{t3}	Třecí síla	[N]
F_{tA}	Valivý odpor jednoho článku řetězu	[N]
F_{tcelk}	Celkový odpor proti pohybu klece	[N]
F_x	Síla ve vodících čelistech	[N]
F_{x1}	Síla ve vodících čelistech	[N]
F_{x2}	Síla ve vodících čelistech	[N]
F_y	Síla ve vodících čelistech	[N]
g	Tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h	Svislá vzdálenost mezi vodícími čelistmi	[mm]
H	Výška zdvihu	[m]
H'	Délka řetězu ve svislé vodící drážce	[m]
h_1	Vzdálenost mezi klecí v prvním podlaží a osou poháněcího řetězového kola	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
I_{xx}	Moment setrvačnosti k ose x	$[mm^4]$
i_{xx}	Poloměr setrvačnosti k ose x	[mm]
I_{yy}	Moment setrvačnosti k ose y	$[mm^4]$
i_{yy}	Poloměr setrvačnosti k ose y	[mm]
k_1	Součinitel rázu	[-]
K_A	Provozní součinitel	[-]
K_K	Hmotnost klece	[kg]
K_{SN}	Hmotnost rámu klece	[kg]
l	Maximální vzdálenost mezi kotvami vodítek	[mm]
l_v	Výpočtová délka pera	[mm]
m	Vzdálenost klece od osy vodítka	[mm]
M_2	Kroutící moment na hnacím řetězovém kole	[Nm]

M_E	Ekvivalent kroutícího momentu	[Nm]
M_{km}	Jmenovitý výstupní moment z převodovky	[Nm]
m_m	Hmotnost převodového elektromotoru	[kg]
M_x	Ohybový moment k ose x	[Nm]
M_y	Ohybový moment k ose y	[Nm]
n_2	Výstupní otáčky z převodovky	[s ⁻¹]
$n_{\check{c}}$	Počet článků řetězu, které jsou ve styku s vedením	[-]
P	Prohlubeň	[mm]
P	Hmotnost rámu klece a klece	[kg]
p	Rozteč řetězu	[mm]
p_{DOV}	Dovolený tlak v kloubech řetězu	[MPa]
p_i	Měrný tlak v kloubech řetězu	[MPa]
P_{mot}	Potřebný výkon elektromotoru	[kW]
p_p	Tlak v drážce řetězového kola	[MPa]
p_{pD}	Dovolený tlak v drážce řetězového kola	[MPa]
p_v	Výpočtový tlak v kloubech řetězu	[MPa]
Q	Nosnost výtahu	[kg]
q_1	Hmotnost jednoho metru vodička	[kg·m ⁻¹]
$q_{\check{r}}$	Hmotnost jednoho metru řetězu	[kg·m ⁻¹]
R_1	Poloměr dna zubové mezery	[mm]
R_e	Mez kluzu v tahu	[MPa]
r_x	Poloměr zaoblení zubu	[mm]
S	Plocha příčného průřezu vodička	[mm ²]
t_1	Hloubka drážky v řetězovém kole	[mm]
v	Dopravní rychlost výtahu	[m·s ⁻¹]
W_x	Modul průřezu v ohybu k ose x	[mm ³]
W_y	Modul průřezu 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	Počet zubů	[-]
α	Úhel boku zubu	[°]
α_0	Úhel otevření	[°]

γ_{dyn}	Dynamický bezpečnostní koeficient	[-]
γ_{stat}	Statický bezpečnostní koeficient	[-]
δ_x	Průhyb vodítka v ose x	[mm]
δ_y	Průhyb vodítka v ose y	[mm]
ζ	Rameno valivého odporu	[mm]
λ	Součinitel štíhlosti	[-]
σ_c	Kombinované namáhání 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_x	Napětí v ohybu v ose y	[MPa]
σ_y	Napětí v ohybu v ose y	[MPa]
v	Výrobní vůle mezi válečkem a vedením řetězu	[mm]
ω	Součinitel ω	[-]

8 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1 Funkční rozměry	12
Obr. 2 Klec výtahu	15
Obr. 3 Rám klece s popisem hlavních částí.....	16
Obr. 4 Horní nosník	17
Obr. 5 Krycí plech	18
Obr. 6 Spojovací nosník	18
Obr. 7 Zachycovač ASG 100 [10]	19
Obr. 8 Ovládací páka zachycovačů [10]	20
Obr. 9 Omezovač rychlosti STAR LS [10]	20
Obr. 10 Schéma napínání lanka omezovače rychlosti pružinami [10]	21
Obr. 11 Vodící čelist.....	21
Obr. 12 Zatížení rámu klece	22
Obr. 13 Schéma zatížení rámu klece.....	23
Obr. 14 Silový rozbor na vodících čelistech	27
Obr. 15 Konzola	29
Obr. 16 Litinové příchytky [10].....	30
Obr. 17 Profil vodítka [12].....	31
Obr. 18 Rozložení zatížení	34
Obr. 19 Spojení tlačného řetězu s rámem klece.....	42
Obr. 20 Vedení řetězu, izometrický pohled	43
Obr. 21 Vedení řetězu, půdorys.....	43
Obr. 22 Trojřadý válečkový řetěz	44
Obr. 23 Silové složky odporů od zatížení.....	46
Obr. 24 Silový rozbor na článku řetězu	47
Obr. 25 Sestava pohonu nákladního výtahu	55
Obrázek 26 Uspořádání šroubů převodového motoru a boxu hnacího kola ...	56
Obr. 27 Manipulační prostor pro šrouby	56
Obr. 28 Převodový elektromotor s kotoučovou brzdou	58
Obr. 29 Rozměry hnacího řetězového kola	62
Obr. 30 Rozměrové schéma těsného pera	64

9 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Funkční rozměry	12
Tab. 2 Parametry pro výpočet sil ve vodících čelistech	22
Tab. 3 Velikost sil ve vodících čelistech	26
Tab. 4 Rozměrové parametry vodítka [mm][12]	31
Tab. 5 Technické parametry vodítka T90/A [12]	31
Tab. 6 Dovolené hodnoty napětí ve vodítku [7]	32
Tab. 7 Poloha bodů P a Q	35
Tab. 8 Parametry trojřadého řetězu.....	45
Tab. 9 Doporučené koeficienty statické bezpečnosti válečkových řetězů [13]	53

10 SEZNAM PŘÍLOH

DP-NV-00-00-00	TYPOVÝ VÝKRES NÁKLADNÍHO VÝTAHU
DP-NV-00-03-00	RÁM POHONU
DP-NV-00-03-01	PLOTNA A
DP-NV-00-04-00	BOX HNACÍHO KOLA
DP-NV-00-04-01	BOX HNACÍHO KOLA SVAŘENEC
DP-NV-00-04-02	ŘETĚZOVÉ KOLO
DP-NV-00-04-03	OBLÉ VEDENÍ ŘETĚZU
DP-NV-00-04-04	PŘÍMÉ VEDENÍ ŘETĚZU
DP-NV-00-04-05	BOX SPODNÍ PLECH