

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

---

**FAKULTA STROJNÍ**



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Nákladní výtah s protizávažím - návrh pohonu a výtahového stroje**

**Freight Elevator with Counterweight – Design Drive and Elevator Machine**

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

**Martin Vancí**

---

**Praha 2014**



## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Nákladní výtah s protizávažím – návrh pohonu výtahového stroje“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Češpíra, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 4. 6. 2015

Martin Vancí



## Poděkování

Děkuji tímto zejména mému konzultantovi Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D. za poskytnutí rad a připomínek k práci. Dále děkuji mé rodině za podporu a trpělivost.



## Anotační list

Jméno autora:	<b>Martin Vanci</b>
Název BP:	Nákladní výtah s protizávažím – návrh pohonu a výtahového stroje  Freight Elevator with Counterweight – Design Drive and Elevator Machine
Rok:	2015
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí BP:	Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
Konzultant:	
Bibliografické údaje:	Počet stran 73 Počet obrázků 42 Počet tabulek 29 Počet příloh 13
Klíčová slova:	nákladní výtah, trakční pohon, protizávaží, trakční poměry, šneková převodovka, výtahový stroj
Keywords:	Freight Elevator, Traction Drive, Counterweight, Traction Conditions, Worm Gear, Elevator Machine
Anotace:	Tato práce se zabývá návrhem nákladního výtahu s protizávažím. Je v ní proveden výběr kotouče dle měrného tlaku a silových poměrů. Dále je proveden návrh a výběr ostatních komponent. V práci je zahrnuta základní konstrukce šnekové převodovky. Výstupem je sestava výtahového stroje, která je ve formě 3D modelu a výkresu sestavení.
Abstract:	This Thesis Occupies with Design of Freight Elevator with Counterweight. There is Accomplished Choice of Driven Pulley in Compliance with Specific Pressure and Force Proportions. Further there is Accomplished Design and Choice of other Components. In thesis is included Basic Construction of Worm Gear. Output is Assembly Elevator Machine, which is Realized through 3D Model and Assembly Drawing.



## Obsah

1.	Úvod .....	7
2.	Rešerše variant uspořádání a komponent pro navrhované zařízení.....	8
2.1	Typy výtahů .....	8
2.2	Specifikace navrhovaného zařízení.....	10
2.3	Hlavní součásti výtahového stroje .....	10
2.4	Parametry výtahu .....	11
3.	Konstrukční část .....	13
3.1	Parametry lanového systému .....	13
3.2	Návrh šnekové převodovky .....	25
3.3	Elektromotor .....	46
3.4	Brzda .....	47
3.5	Zubová spojka .....	52
3.6	Lanový kotouč .....	53
3.7	Rám stroje .....	58
3.8	Sestava výtahu .....	59
4.	Závěr .....	61
5.	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	62
6.	Seznam použitých zdrojů.....	62
7.	Seznam příloh.....	73
8.	Seznam obrázků.....	70
9.	Seznam tabulek.....	72



# 1. Úvod

První zmínky o zdvihacích zařízeních se datují do třetího století před naším letopočtem. Zdvihadla byla hnána zvířecí silou, lidskou či vodním mechanismem [1]. Vynález systému založeném na pohybovém šroubu byl velkým skokem od dob starověku. Zařízení fungující na pohybovém šroubu bylo postaveno v roce 1793 Ivanem Kulibinem a nainstalováno v Zimním paláci [2]. Během průmyslové revoluce byl využit k pohonu výtahu parní stroj. Později byl píst vložen do podzemního válce a voda byla vstříkována do válce. Píst se zvedal a klesal, když byla vypuštěna voda. Armatury pro řízení vodního výtahu byly ovladatelné. Mechanismus podobný dnešním výtahům se objevil v 19. století ve Velké Británii. Závaží bylo zvedáno podél zdi na laně pomocí kladky a protizávaží.

Elisha Otis roku 1852 uvedl bezpečný výtah, který nemohl spadnout při přetržení lana. Regulační zařízení zahrnovalo rýhované válečky, které měly zastavit výtah při určité rychlosti. První osobní výtah byl instalovaný roku 1857 v obchodním domě v New Yorku. [3] Synové Otise již založili firmu a vyráběli výtahy hromadně. V roce 1880 instaloval známý německý vynálezce Werner von Siemens první elektrovýtah na průmyslové výstavě v Mannheimu. Jeho výtah poháněl elektromotor pod podlahou, jenž točil ozubeným pastorkem a posunoval se po ozubeném hřebenu. Poté byl využit elektrický motor k pohonu rotačního bubnu a navíjecího lana. Toto řešení je omezeno velikostí bubnu a proto nemůže být ve výškových budovách. V praxi se prosadilo řešení s lanem vedeným přes lanovnici, kde je na jedné straně lana kabina a na druhé závaží (tzv. trakční výtahy). Na začátku 20. století nahradily elektrické výtahy ozubené převody. V souvislosti s rozvojem motorů se uplatnily i vícerychlostní motory. Zlepšení uživatelského komfortu přineslo zabudování elektromagnetu do brzdy namísto ručního přepínání a brždění.

Od začátku 20. století se princip funkce výtahových systémů nezměnil. Nejvýraznější posun se od té doby projevil v elektronice. Zejména v systémech automatického řízení nyní vybavených mikroprocesory. Ty řídí výtah tak, aby zajistily plynulost dopravy a maximální efektivitu, při zachování vysoké bezpečnosti.



## 2. Rešerše variant uspořádání a komponent pro navrhované zařízení

### 2.1 Typy výtahů

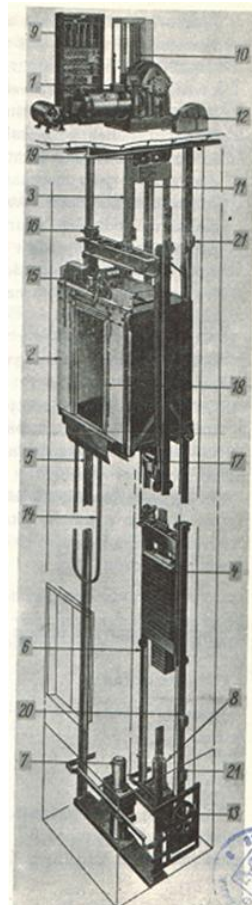
Výtahem se rozumí zařízení sloužící k vertikální dopravě osob nebo materiálu. Výtahy se dělí podle toho, jakým způsobem je přenášena síla na kabinu. Nejrozšířenějším typem výtahu je lanový, dále pak hydraulický a minoritně řetězový.

V trakčních nebo také lanových výtazích je kabina zvedána otáčením lana v kotouči. V nejjednodušším případě je kabina uchycena na jednom konci lana, je vedena přes hnací kotouč a na druhém konci visí protizávaží. Hmotnost kabiny výtahu a protizávaží působící na lanový kotouč s drážkou způsobí, že mezi lanem a drážkou vznikne tření. Díky tomuto tření je možné přenést otáčivý pohyb kotouče na lano. Protizávaží výtahu vyvažuje stroj a motor tedy musí mít výkon pouze ke zdvihu rozdílu hmotností kabiny a protizávaží. V dnešní době se konstrukce rozdělila na stroje převodové a bezpřevodové. V převodovém pohonu se otáčky motoru redukují v převodovce a pohání lanový kotouč. Nejčastěji bývá převodovka šneková, kde se využívá její samosvornosti. Typicky má tento druh pohonu většinou pomalejší zdvihovou rychlost a zpřevodování dovoluje použít slabší motor.

Nižší účinnost šnekové převodovky, bez možnosti zvýšení byla impulzem k vývoji bezpřevodých výtahových strojů. Poháněny jsou zejména synchronním motorem anebo asynchronním motorem s přepínatelným počtem pólů. K dosažení nižších otáček lanového kotouče musí být motor vícepólový (8 a více pólů). Otáčky lanového kotouče jsou vyšší než u zpřevodovaného stroje a proto má kotouč menší průměr, což vynucuje užití menších průměrů lan. Vhodné zpřevodování může být realizováno i vedením lana přes kladky (1:1, 2:1...). Bepřevodé pohony se mohou pohybovat větší rychlostí (>2,5 m/s). Hlavní výhodou je větší efektivita bez ztrát v převodovce.

Druhý hlavní typ pohonu výtahů je hydraulický. V tomto případě síla nutná ke zdvihu vzniká v pístu s kapalinou. Píst může zvedat přímo kabinu výtahu – od toho výtahy přímé. Nebo píst působí na lano a přes kladky je zvedána kabina – pohon nepřímý. Při spuštění kabiny již většinou není potřeba energie čerpadla,

pouze se otevře výpustní ventil a kapalina (olej) vyteče z pístu a kabina sjede dolů. Hlavní rozdíl oproti trakčním výtahům je v tišším provozu a možné vyšší nosnosti. Strojovna může být umístěna jak u šachty tak i vzdálená. Nevýhodou je nižší maximální rychlost zvedání oproti trakčnímu. Zásadním omezením hydraulického pohonu je u přímého typu délka pístu (max. cca 3 m) [4], avšak omezení platí i pro nepřímý typ (max. cca 26 m).



Obrázek 1 Celkové uspořádání trakčního výtahu [5]



## 2.2 Specifikace navrhovaného zařízení

Tato práce se zabývá výtahem s elektrickým pohonem. Pro toto zařízení platí norma ČSN EN 81-1 (Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů) [6]. Nahrazuje a sjednocuje s evropskou normou dříve platnou normu ČSN 27 4030. Anotace textu normy: „Účelem této normy je stanovit bezpečnostní předpisy pro osobní, nákladní a malé nákladní výtahy. Norma platí pro nové trvale namontované zdvihací zařízení, obsluhující určené úrovně, mající klec, která je přizpůsobena pro dopravu osob a/nebo nákladů, je zavěšená na laněch nebo řetězech nebo zvedána válci a která se pohybuje aspoň částečně po svislých vodičkách nebo vodičkách, která jsou jen málo odkloněná od svislé roviny.“ [7]

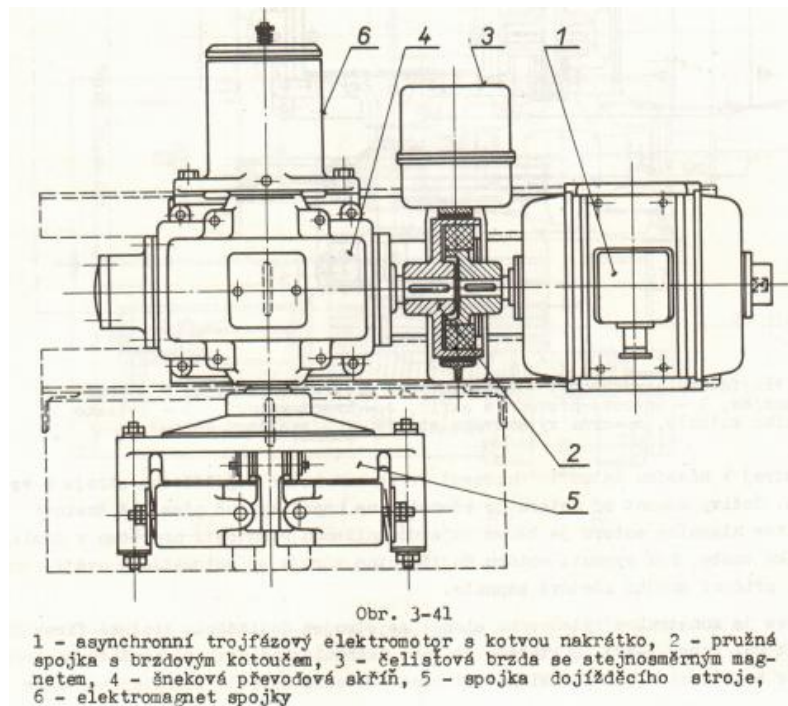
## 2.3 Hlavní součásti výtahového stroje

„Výtahový stroj je motorickým zdvihacím ústrojím výtahu. Jeho hlavními částmi jsou hnací elektromotor, převodový mechanismus, hnací lanový kotouč, mechanická brzda, spojky, ložiska, hřídele a rám výtahového stroje.“ [8] Popřípadě další součásti vhodné k lepšímu chodu stroje, např. setrvačnick. Funkce konkrétní součásti je vždy objasněna v kapitole, která se jí zabývá.



Obrázek 2 Výtahový stroj [20]

Pohon je zajištěn elektromotorem spojeným spojkou s mechanickou brzdou. Brzda musí být předřazena před převodovkou, aby brzdila menší kroutící moment. Na brzdu je napojena převodovka (většinou šneková) a z ní vystupuje buď rovnou hřídel, na kterém je uložen lanový kotouč anebo je mezi hřídelí převodovky a hřídelí lanového kotouče ještě nepružná spojka. Hřídel lanového kotouče tedy může být uložena z jedné nebo obou stran v ložiskovém domku. Na tomto hřídeli je upevněn lanový kotouč a v jeho drážkách jsou lana. Celá sestava je připevněna k rámu.



Obrázek 3 Schéma hlavní součástí výtahového stroje [8]

## 2.4 Parametry výtahu

Plánovaný výtah by měl být využitý jako průmyslový nákladní výtah s dopravou osob. Užití tohoto výtahu bych viděl jako např. zásobovací výtah v obchodě nebo v zázemí budovy. Z tohoto důvodu má vyšší dovolenou hmotnost břemene. Předpokládaný zdvih výtahu je 20 m. Kvůli předpokládanému frekventovanému provozu a úspoře jízdního času jsem zvolil jmenovitou rychlost výtahu 1,4 m/s. Která je maximální rychlostí pro poměr průměru kladky a lana rovnou 40.

$$Q = 1200 \text{ kg}$$

Hmotnost břemene

$$h = 20 \text{ m}$$

Zdvih

$$v = 1,4 \text{ m/s}$$

Rychlost zdvihu výtahu

$$L_h = 20\,000 \text{ h}$$

Životnost zařízení

Realizoval jsem převodový trakční výtah, kde převod zajišťuje šneková převodovka. Z lanových systémů u trakčního pohonu jsem vybral základní variantu s výtahovým strojem v horní poloze, kde je hnací kotouč jednou opásán. Z hlediska provozních vlastností jsou výtahy rozděleny do čtyř skupin. Podle starší literatury [8] řadím tento pohon do II. skupiny, která je charakterizována takto: „Osobní a nákladní výtahy se zatěžovatelem do 40 % a nejvyšším počtem jízd 90 za hodinu.“

$$i_k = 1.$$

Lanový převod



Obrázek 4 Hnací kotouč s jedním opásáním

## 3. Konstrukční část

### 3.1 Parametry lanového systému

#### 3.1.1 Základní výpočty

Při výpočtu parametrů výtahu je nejprve nutné vybrat vhodné vlastnosti lanového systému závislé na zatížení, provozních podmínkách apod. Dále se od nich odvíjí parametry lanového kotouče a posléze celého stroje.

##### Hmotnost klece:

$$K = 1150 \text{ kg}$$

##### Hmotnost protizávaží:

$$Z = \frac{Q}{2} + K = \frac{1200}{2} + 1150 = 1750 \text{ kg}$$

##### Maximální zdvihaná hmotnost:

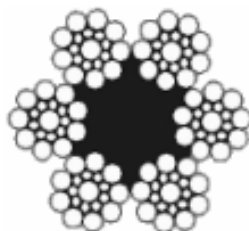
$$P = Q + K - Z = 1200 + 1150 - 1750 = 600 \text{ kg}$$

##### Maximální hmotnost zdvihaného lana:

$$L = n_l * m_l * h = 6 * 0,73 * 20 = 87,6 \text{ kg}$$

#### 3.1.2 Výběr parametrů lana

V trakčních výtazích se používají standardně šestipramenná ocelová lana normální konstrukce nebo SEAL se jmenovitou pevností 1300 až 1800 MPa. U typu konstrukce lan SEAL v trakčním pohonu musí mít povrchové dráty lana menší pevnost (max. cca 1570 MPa) [9] kvůli větší šetrnosti vůči kladce. Nejčastěji se užívají lana o jmenovité pevnosti 1770 MPa. Typ SEAL má souběžné vinutí drátů.



Obrázek 5 Šestipramenné lano SEAL [19]



V mém návrhu počítám s šestipramenným ocelovým bezdušovým lanem SEAL – 114 drátů (6x19 S-FSC). Konkrétně typ lana je dle normy: 14 ČSN 02 4340.55.

Vlastnosti lana:

$$m_l = 0,73 \text{ kg/m} \quad \text{Hmotnost jednoho metru lana}$$

$$N_l = 140,3 \text{ kN} \quad \text{Jmenovitá únosnost lana při jmenovité pevnosti drátu 1770 MPa}$$

„Nosná lana upevněná v tomtéž závěsu klece nebo vyvažovacího závaží, musejí být stejného průměru a konstrukce. Dále platí zvláštní ustanovení: „U výtahů s trakčním pohonem a pevným závěsem klece musí být klec nosnosti 320 kg a větší zavěšena nejméně na třech lanech.“ [6] Pro výtah s trakčním pohonem s třemi nebo více lany je dána minimální bezpečnost lana  $k = 12$ . Norma 81-1 počítá se zatížení statickým tahem.

$$k = \frac{n_l * N_l}{\left(\frac{Q + K}{i_k} + m_l\right) * g} = \frac{6 * 140\,300}{\left(\frac{1200 + 1150}{1} + 87,6\right) * 9,81} = 35,20$$

, kde

$$n_l = 6 \quad \text{Počet nosných lan [-]}$$

$$k > 12 \quad \text{Vyhovuje}$$

Hodnoty dosažené v tomto vzorci jsem zjistil dalšími výpočty uvedenými dále.

, kde

### Průměr lanového kotouče

$$D_{lk} = 40 * d = 40 * 14 = 560 \text{ mm}$$

### Otáčky hnacího kotouče

$$n = \frac{60 * v}{\pi * D_{lk}} = \frac{60 * 1,4}{\pi * 0,56} = 47,75 \text{ ot./min}$$



### Zdvíhaná hmotnost

$$P = \frac{K + Q + L}{\eta_k * \eta_v} - Z * \eta_k = \frac{1150 + 1200 + 87,6}{0,95 * 0,98} - 1750 * 0,95 = 955,8 \text{ kg}$$

, kde

$$\eta_k = 0,95$$

Účinnost lanového kotouče

$$\eta_v = 0,98$$

Účinnost vedení klece

### Výkon na lanovém kotouči

$$P_k = \frac{P * v}{102} = \frac{955,8 * 1,4}{102} = 13,12 \text{ kW}$$

#### 3.1.3 Výběr parametrů drážky

Drážku vybírám ze dvou možností a to klínová nebo polokruhová. Výběr drážky provedu podle dvou kontrol. Zvolená drážka musí splnit podmínku maximálního měrného tlaku (při velkém tlaku by docházelo k nadměrnému opotřebení drážky), zde jsem se řídil literaturou [8]. Zároveň musí splnit podmínku dostatečného třecího součinitele dle normy [6] pro uvedené případy.

#### 3.1.4 Kontrola měrného tlaku

Jde o tlak mezi lany a plochami drážek hnacího lanového kotouče. Maximální měrný tlak se řídí skupinou výtahového stroje, v tomto případě II. Ze staršího zdroje [8] z tabulky jsem určil pro tuto skupinu maximální měrný tlak.

$$p_{max} = 5,9 \text{ MPa}$$

##### 3.1.4.1 Výpočet sil v lanech:

###### Statický tah na straně klece:

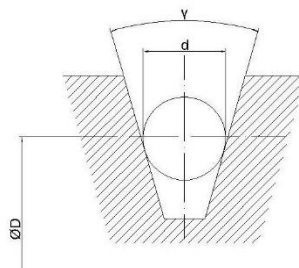
$$T_1 = \left( \frac{K + Q}{i_k} + L \right) * g = \left( \frac{1150 + 1200}{1} + 87,6 \right) * 9,81 = 23\,912 \text{ N}$$

###### Statický tah na straně závaží:

$$T_2 = \frac{Z * g}{i_k} = \frac{1750 * 9,81}{1} = 17\,168 \text{ N}$$

### 3.1.4.2 Pro klínovou drážku

Úhel rozevření  $\gamma$  pro klínovou drážku se pohybuje v rozmezí  $35^\circ - 50^\circ$ . Platí, že čím větší úhel rozevření, tím menší sílu lze přenést, ale současně je méně namáháno lano. Během používání se opotřebením vytlačí do klínové drážky částečná půlkruhová drážka, v tomto případě pak klesá trakce a je nutné vyměnit lanový kotouč. Pro prodloužení životnosti je klínová drážka tvrzená.



Obrázek 6 Klínová drážka

Dosazené hodnoty jsou vybrány jako první platné pro menší než dovolený měrný tlak.

$$p_{max} = \frac{3 * \pi * T_1}{2 * D_h * d * \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) * n_l} = \frac{3 * \pi * 23\,912}{2 * 560 * 14 * \sin\left(\frac{50}{2}\right) * 6} = 5,67 \text{ MPa}$$

, kde

$$\gamma = 50^\circ$$

Úhel zkosení drážky

Tabulka 1 Měrné tlaky v klínové drážce<sup>1</sup>

$\gamma$ [°] \ d [mm]	10	12	14	16
35	15,61	10,84	7,97	4,07
38	14,42	10,02	7,36	3,76
40	13,73	9,53	7,00	3,58
45	12,27	8,52	6,26	3,20
50	11,11	7,72	5,67	2,89

Z tabulky můžeme určit minimální průměr lana  $d = 14 \text{ mm}$ , při splnění podmínky maximálního měrného tlaku.

<sup>1</sup> Zelené hodnoty jsou menší než dovolený měrný tlak. (Obecně v této práci pokud hodnoty v tabulce vyhovují nějaké hodnotě, jsou zeleně vyznačené.)

### 3.1.4.3 Pro půlkruhovou drážku se zářezem

Tato drážka má významně nižší trakční schopnost než klínová. Výhodou je menší namáhání lana v důsledku menšího měrného tlaku mezi lanem a kotoučem a taktěž tišší chod. Pro úhel  $\delta$  je omezení maximálně  $105^\circ$ , používat by se měl úhel do  $90^\circ$ . Úhel  $\gamma$  musí být větší než  $25^\circ$ . Poloměr křivosti drážky má nevhodnější vlastnosti v rozmezí  $0,53 - 0,56$  průměru lana.

Dosazené jsou hodnoty pro první buňku v Tabulce 2:

$$p_{max} = \frac{8 * T_1 * \cos\left(\frac{\delta}{2}\right)}{D_h * d * (\beta - \delta + \sin \beta - \sin \delta) * n_l} =$$

$$= \frac{8 * 23\,912 * \cos\left(\frac{95}{2}\right)}{560 * 14 * (2,531 - 1,658 + \sin 145 - \sin 95) * 6} = 11,97 \text{ MPa}$$

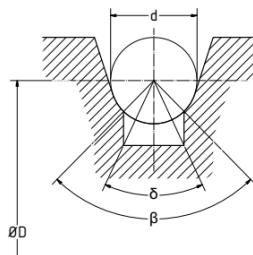
, kde

$$\beta = 145^\circ$$

Úhel dotyku lana s drážkou

$$\delta = 95^\circ$$

Úhel výřezu drážky



Tabulka 2 Měrný tlak v MPa v polokruhové drážce pro  $\delta = 95^\circ = 1,658 \text{ rad}$

Obrázek 7 Polokruhová drážka se zářezem

$\gamma$ [°]	$\beta$ [°]	$\beta$ [rad]	$\delta$ [rad] \ d [mm]	10	12	14	16
35	145	2,531	1,658	11,97	8,31	6,10	2,84
40	140	2,443	1,658	12,47	8,66	6,36	2,76
45	135	2,356	1,658	13,17	9,14	6,72	2,69
50	130	2,269	1,658	14,14	9,82	7,22	2,64
55	125	2,182	1,658	15,54	10,79	7,93	2,60



Tabulka 3 Měrný tlak v MPa v polokruhové drážce se zářezem pro  $\delta = 105^\circ =$ 

1,833 rad

$\gamma$ [°]	$\beta$ [°]	$\beta$ [rad]	$\delta$ [rad] \ d [mm]	10	12	14	16
35	145	2,531	1,833	15,87	11,02	8,10	2,84
40	140	2,443	1,833	16,86	11,71	8,60	2,76
45	135	2,356	1,833	18,33	12,73	9,35	2,69
50	130	2,269	1,833	20,52	14,25	10,47	2,64
55	125	2,182	1,833	23,99	16,66	12,24	2,60

Z těchto tabulek je zřejmé, že při  $\delta = 95^\circ$  i  $105^\circ$  lze použít i lano  $d = 16$  mm a bude splněna podmínka měrného tlaku.

### 3.1.5 Trakční schopnost lanového kotouče

Umožňuje přenos hnací síly na lano. I v nejnepříznivějším případě musí platit obecný Eulerův vztah.

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f' \cdot \alpha}$$

,kde

$T_1, T_2$  Síly působící na kotouč

$f'$  Součinitel tření v drážce

$\alpha = 180^\circ = \pi$  [rad] Úhel opásání kotouče

Vzhledem k tomu, že již známe velikost sil  $T_1$ ,  $T_2$  a máme zadaný úhel opásání  $\alpha$ , tak potřebujeme zjistit z tohoto výrazu minimální velikost součinitele tření v drážce  $f'$ .

Z výše uvedeného vzorce po úpravě vyjádřím:

$$\frac{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}{\alpha} \leq f'$$

Dle bezpečnostní normy EN 81-1 se kontroluje trakce výtahu ve třech případech:

- Při nakládání klece
- Při nouzovém zastavení



- Při stojící kleci

Z těchto případů vyberu maximální hodnotu třecího součinitele a pak vyhledám typ drážky, který má větší koeficient. Pro síly  $T_1, T_2$  uvádím jen zjednodušený výpočet, oproti komplexnímu tvaru uvedenému v normě. Pro každou podmínku se musí počítat s jiným koeficientem tření  $\mu$ .

### 3.1.5.1 Podmínka při nakládání klece

Statický poměr  $\frac{T_1}{T_2}$  musí být vypočítán při zatížené kleci pro nejnepříznivější případ polohy klece v šachtě naložené 125% jmenovitého zatížení. Pro nákladní výtahy se vyžaduje zvláštní zpracování, jestliže nedostačuje součinitel 1,25 pro jmenovité zatížení.

$$\mu_1 = 0,1$$

Součinitel tření pro první podmínku

$$T_1 = \left( \frac{K + 1,25 * Q}{i_k} + L \right) * g = \left( \frac{1150 + 1,25 * 1200}{1} + 87,6 \right) * 9,81 = 26\ 856\ N$$

$$T_2 = 17\ 168\ N$$

$$\frac{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}{\alpha} \leq f'$$

$$\frac{\ln\left(\frac{26\ 856}{17\ 168}\right)}{\pi} \leq f'_1$$

$$0,1424 \leq f'_1$$

### 3.1.5.2 Podmínka při nouzovém zastavování

Dynamický poměr  $\frac{T_1}{T_2}$  se vypočítá pro nejnepříznivější případ polohy prázdné nebo jmenovitým zatížením naložené kabiny klece v šachtě. Každý pohyblivý díl by se měl uvažovat s jeho vlastním zpomalením a při uvažování lanového výtahového zařízení. V žádném případě by se nemělo brát v úvahu zpomalení menší než:

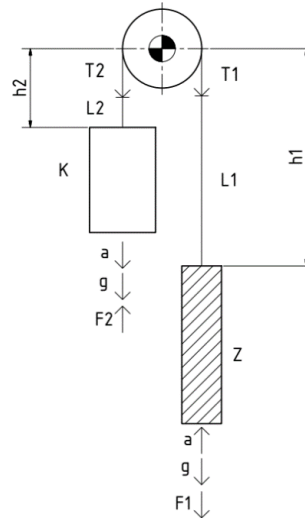
$$a = 0,5\ m/s^2$$

Zrychlení pohyblivých hmot soustavy

$$\mu_2 = \frac{0,1}{1 + \frac{v}{10}} = \frac{0,1}{1 + \frac{1,4}{10}} = 0,877$$

Součinitel tření pro druhou podmínku

Nejnepříznivější případ zpravidla nastane při rozjíždění prázdné klece z horní polohy.



Obrázek 8 Trakční schéma výtahového stroje nad šachtou  
Z obrázku je patrné, že:

$$T_1 = (Z + L_1) * g + F_1 = (Z + L_1) * g + (Z + L_1) * a$$

$$T_2 = (K + L_2) * g - F_2 = (K + L_2) * g - (K + L_2) * a$$

### Hmotnost nosných lan nad vyvažovacím závažím

$$L_1 = h_1 * m_l * n_l = 20 * 0,73 * 6 = 87,6 \text{ kg}$$

### Hmotnost lan nad klecí

$$L_2 = h_2 * m_l * n_l = 1 * 0,73 * 6 = 4,38 \text{ kg}$$

Po dosazení do Eulerovy rovnice:

$$\frac{(Z + L_1) * (g + a)}{(K + L_2) * (g - a)} \leq e^{f' * \alpha}$$

Z něhož lze po úpravě vyjádřit minimální třecí koeficient drážky.

$$\frac{\ln\left(\frac{Z + L_1}{K + L_2} * \frac{g + a}{g - a}\right)}{\alpha} \leq f_2'$$

$$\frac{\ln\left(\frac{1750 + 87,6}{1150 + 4,38} * \frac{9,81 + 0,5}{9,81 - 0,5}\right)}{\pi} \leq f_2'$$

$$0,1805 \leq f_2'$$

### 3.1.5.3 Podmínka při stojící kleci

Poměr sil  $\frac{T_1}{T_2}$  se vypočítá pro nejnevhodnější kombinaci polohy a zatížení klece v šachtě (prázdné nebo plné).

$$\frac{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}{\alpha} \leq f'$$

$$\mu_3 = 0,2$$

Součinitel tření pro třetí podmínku

#### Prázdné zatížení klece v horní poloze

$$\frac{\ln\left(\frac{\frac{Z}{i_k} + L}{K}\right)}{\alpha} \leq f'$$

$$\frac{\ln\left(\frac{\frac{1750}{1} + 87,6}{\frac{1150}{1}}\right)}{\pi} \leq f'$$

$$0,1492 \leq f'$$

#### Plné zatížení klece v dolní poloze

$$\frac{\ln\left(\frac{T_{1max}}{T_2}\right)}{\alpha} \leq f'$$

$$\frac{\ln\left(\frac{23\,913}{17\,167}\right)}{\pi} \leq f'$$

$$0,1055 \leq f'$$

Ze dvou udaných případů vyšel nepříznivější koeficient  $f'_3 \geq 0,1492$ .

#### Souhrn minimálních třecích koeficientů v jednotlivých podmínkách:

$$f'_1 \geq 0,1424$$

1. Podmínka

$$f'_2 \geq 0,1805$$

2. Podmínka

$$f'_3 \geq 0,1492$$

3. Podmínka



### 3.1.5.4 Součinitel smykového tření v klínové drážce

Porovnávám minimální třecí koeficienty lana v drážce  $f_{1-3}'$  z jednotlivých podmínek s třecími koeficienty různých rozevření drážek  $f_{1-3}^*$ .

Výpočet tření v klínové drážce obecně:

$$f^* = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

Pro  $\gamma = 50^\circ$ .

#### 1. Podmínka

$$f_1^* = \frac{\mu_1}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{0,1}{\sin\left(\frac{50}{2}\right)} = 0,237 > f_1'$$

$$f_1' < f_1^* \quad \text{Vyhovuje}$$

#### 2. Podmínka

$$f_2^* = \frac{\mu_2}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{0,08772}{\sin\left(\frac{50}{2}\right)} = 0,208 > f_2'$$

$$f_2' < f_2^* \quad \text{Vyhovuje}$$

#### 3. Podmínka

$$f_3^* = \frac{\mu_3}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{0,2}{\sin\left(\frac{50}{2}\right)} = 0,665 > f_3'$$

$$f_3' < f_3^* \quad \text{Vyhovuje}$$

Tabulka 4 Třecí koeficienty pro klínovou drážku

$\gamma$ [°]	f*		
	Podmínka 1. – f1*	Podmínka 2. – f2*	Podmínka 3. – f3*
35	0,333	0,292	0,665
38	0,307	0,269	0,614
40	0,292	0,256	0,585
45	0,261	0,229	0,523
50	0,237	0,208	0,473
55	0,217	0,190	0,433

Zelená čísla označují splněnou podmínku třecího koeficientu. Z této tabulky vyplývá, že dostatečné tření bude při všech zadaných podmínkách ve všech úhlech klínové drážky.

### 3.1.5.5 Součinitel smykového tření v polokruhové drážce se zářezem

Pro drážku se zářezem platí vzorec:

$$f^- = \mu * \frac{4 * \left( \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right) - \sin\left(\frac{\delta}{2}\right) \right)}{\pi - \delta - \gamma - \sin \delta + \sin \gamma} = \mu * f_k^-$$

#### 1. Podmínka, hodnoty platí pro první řádek tabulky

$$f_1^- = \mu_1 * f_k^* = 0,1 * \frac{4 * \left( \cos\left(\frac{0,5236}{2}\right) - \sin(1,658) \right)}{\pi - 1,658 - 0,5236 - \sin 1,658 + \sin 0,5236} = 0,1972$$

$$f_1' = 0,1424 < f_1^- \quad \text{Vyhovuje}$$

#### 2. Podmínka

$$f_2^- = \mu_2 * f_k^- = 0,0877 * 1,972 = 0,1730$$

$$f_2' = 0,1805 > f_2^- \quad \text{Nevyhovuje}$$

#### 3. Podmínka

$$f_3^- = \mu_3 * f_k^- = 0,2 * 1,972 = 0,3944$$

$$f_3' = 0,1492 < f_3^- \quad \text{Vyhovuje}$$

Tabulka 5 Třecí koeficienty pro polokruhovou drážku se zářezem při  $\delta = 95^\circ = 1,658 \text{ rad}$

		f'		
$\gamma$ [°]	$\gamma$ [rad]	$\mu_1$	$\mu_2$	$\mu_3$
30	0,5236	0,1972	0,1730	0,3944
35	0,6109	0,1924	0,1687	0,3847
40	0,6981	0,1874	0,1644	0,3749
45	0,7854	0,1825	0,1601	0,3650
50	0,8727	0,1776	0,1558	0,3552
55	0,9599	0,1728	0,1516	0,3456

Tabulka 6 Třecí koeficienty pro polokruhovou drážku se zářezem při  $\delta = 105^\circ = 1,8326 \text{ rad}$

$\gamma [^\circ]$	$\gamma [\text{rad}]$	f'		
		$\mu_1$	$\mu_2$	$\mu_3$
30	0,5236	0,2161	0,1895	0,4321
35	0,6109	0,2098	0,1840	0,4195
40	0,6981	0,2034	0,1785	0,4069
45	0,7854	0,1972	0,1730	0,3944
50	0,8727	0,1911	0,1676	0,3822
55	0,9599	0,1852	0,1624	0,3704

Zde je zřejmé, že pro úhel  $\delta = 95^\circ$  nesplňují drážky 2. třecí podmínku. V případě úhlu  $\delta = 105^\circ$  splňují všechny podmínky úhly  $\gamma = 30^\circ, 35^\circ$ , lze je tedy použít.

### 3.1.6 Závěr výběru parametrů drážky

Maximální měrný tlak v klínové drážce vyhovoval lanu  $d = 14 \text{ mm}$  a v polokruhové drážce se zářezem lanu  $d = 16 \text{ mm}$ . V hodnocení trakční schopnosti je klínová drážka rozevřená daným rozmezím úhlů schopná splnit všechny tři podmínky dané normou, kdežto polokruhová drážka je splňuje při  $\delta = 105^\circ$  a  $\gamma = 30^\circ, 35^\circ$ . Z důvodu menšího průměru lanového kotouče a následně menšího zpřevodování jsem volil lano  $d = 14 \text{ mm}$  vedené v klínové drážce. Při úhlu rozevření  $50^\circ$ .

## 3.2 Návrh šnekové převodovky

Pro nižší jmenovité rychlosti výtahu se užívá mechanický převod. U výtahů je nutné použít šnekovou převodovku, protože je samosvorná. Nedovolí tedy při libovolném momentu na výstupní (nebo pomaluběžné) hřídeli její otáčení.

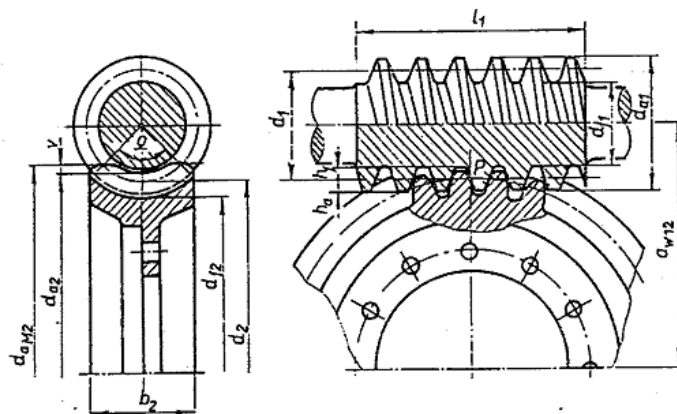
Rozhodl jsem se použít ve výtahovém stroji vlastní šnekovou převodovku. Nejedná se o komplexní návrh převodovky, snažil jsem se zejména vystihnout hlavní konstrukční body. V příloze 13 je přiložen výkres sestavení převodovky. Při konstrukci jsem se řídil postupem uvedeným v [10].

### 3.2.1 Parametry šnekové převodovky

- Výkon na výstupním hřídeli šnek. převodovky  $P_2 = P_b [kW]$
- Otáčky výstupního hřídele (šnek. kola)  $n_2 = n_b \left[ \frac{ot.}{min} \right]$
- Převodové poměr šnek. převodovky  $u_{12} = i_c$
- Pohon třífázovým elektromotorem
- Klidný a rovnoměrný chod

### 3.2.2 Volba soukolí a druhu ozubení

Volil jsem smíšené soukolí – válcový šnek s obecným ozubením a globoidní šnekové kolo.



Obrázek 9 Geometrie šnekového. soukolí [10]

### 3.2.3 Volba počtu zubů šneků a šnekového kola

$$n_m = n_1 = 975 \text{ ot./min} \quad \text{Otáčky vstupního hřídele (motoru)}$$

$$n_2 = 47,75 \text{ ot./min} \quad \text{Otáčky výstupního hřídele}$$

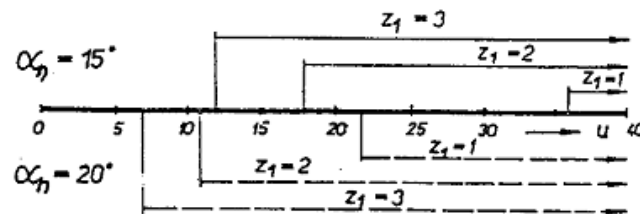


**Požadovaný převodový poměr:**

$$u'_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{975}{47,75} = 20,419$$

Volím úhel záběru ozubení:

$$\alpha_n = 20^\circ$$



Obrázek 10 Diagram určení počtu zubů s ohledem na převodový poměr [10]

Z diagramu určím  $z_1 = 2$ .

$$z_2 = z_1 * u'_{12} = 2 * 20,419 = 40,836 \doteq 41$$

**Skutečný převodový poměr:**

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{41}{2} = 20,5$$

**Poměr požadovaného a skutečného převodu:**

$$\frac{u'_{12}}{u_{12}} = \frac{20,418}{20,5} = 0,996$$

**3.2.4 Parametry elektromotoru**

Předběžný odhad účinnosti převodovky se podle [10], závisí na počtu zubů

$$z_1 = 2.$$

$$\eta'_{12} = 0,82$$

Návrhová účinnost převodovky

$$\gamma'_p \doteq 11^\circ$$

Návrhový úhel stoupání převodovky

**Návrhový výkon elektromotoru:**

$$P'_m = \frac{P_k}{\eta'_{12}} = \frac{13,12}{0,82} = 16,00 \text{ kW}$$

Vyberu tedy motor s vyšším výkonem, což je elektromotor SIEMENS 1LG4206-6AA podrobná specifikace viz dále.

$$n_1 = 975 \text{ ot./min}$$

Otáčky elektromotoru

$$P_m = 18,5 \text{ kW}$$

Výkon elektromotoru

**Skutečné otáčky výstupního hřídele:**

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{975}{20,5} = 47,56 \text{ ot./min}$$

**3.2.5 Kroutící momenty na vstupním a výstupním hřídeli****Kroutící moment na vstupním hřídeli:**

$$M_{k1} = 9550 * \frac{P}{n_1} = 9550 * \frac{18,5}{975} = 181,21 \text{ Nm}$$

**Návrhový kroutící moment na výstupním hřídeli:**

$$M'_{k2} = M_{k1} * u_{12} * \eta'_{12} = 181,21 * 20,5 * 0,82 = 3046,06 \text{ Nm}$$

**3.2.6 Volba materiálu šneku a šnekového kola**

Šnek je vyroben z oceli třídy 16, kterou je možné tepelně zpracovat. Další zpracování spočívá kalení a přebrušování boků zubů.

*Tabulka 7 Vlastnosti materiálu šneku*

Šnek				
Materiál:	Re [MPa]	Rm [MPa]	HB	E [GPa]
16 240	490	750	260	209

Šnekové kolo je bronzové. Z důvodu úspory materiálu je bronzový věnec nalisován na ocelovém tělese kola. V mé aplikaci jsem použil cínový bronz kvůli vyšším dovoleným napětím materiálu. Věnec je odstředivě odlit.

*Tabulka 8 Vlastnosti materiálu šnekového kola*

Šnekové kolo						
Materiál	Re [MPa]	Rm [MPa]	HB	E [MPa]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{c(0)}$ [MPa]
Cu Sn10 Ni1 P1	170	290	120	10 <sup>5</sup>	170	130

### 3.2.7 Předběžný výpočet rozměrů šnekového kola

**Návrhový průměr šnekového kola:**

$$d_2' \geq \sqrt[3]{\left(\frac{(Z_m * Z_h')^2}{\sigma_{h\ do v}}\right) * \frac{(2 * K_h * M'_{k2} * u_{12})}{\psi_d'}} =$$
$$= \sqrt[3]{\left(\frac{(210 * 0,763)^2}{170}\right) * \frac{(2 * 1 * 3046,06 * 20,5)}{0,9}} = 627,267 \text{ mm}$$

,kde

$$Z_M = 210 \text{ MPa}$$

Materiálová konstanta pro ocelový šnek a bronzové kolo

**Návrhový součinitel zatížení:**

$$Z_h' = \sqrt{\frac{\sin(2 * \gamma')}{\sin(2 * \alpha_n)}} = \sqrt{\frac{\sin(2 * 11)}{\sin(2 * 20)}} = 0,763$$

$$K_h = 1$$

$$\sigma_{h\ do v} = \sigma_c = 170 \text{ MPa} \quad \text{Mez kluzu bronzu}$$

$$\psi_d' = 0,9 \quad \text{Návrhová poměrná šířka ozubeného kola}$$

### 3.2.8 Modul ozubení a skutečné rozměry šnekového kola

#### 3.2.8.1 Volba modulu:

**Návrhový modul:**

$$m_n' = \frac{d_2'}{z_2} * \cos \gamma' = \frac{627,267}{41} * \cos 11 = 15,018 \text{ mm}$$

Volím tedy  $m_n = 16 \text{ mm}$ .

Tomuto modulu odpovídá součinitel  $q = 8$ .

#### 3.2.8.2 Roztečný průměr a základní rozměry šneku

$$h_a^x = 1 \quad \text{Součinitel výšky zubu}$$

$$c^x = 0,25 \quad \text{Součinitel patní vůle}$$

**Průměr roztečné kružnice:**

$$d_1 = q * m = 8 * 16 = 128 \text{ mm}$$



**Průměr hlavové kružnice:**

$$d_{a1} = d_1 + 2 * h_a^x * m_n = 128 + 2 * 1 * 16 = 160 \text{ mm}$$

**Průměr patní kružnice:**

$$d_{f1} = d_1 - 2 * (h_a^x + c^x) * m_n = 128 - 2 * (1 + 0,25) * 16 = 88 \text{ mm}$$

**Délka šneku:**

$$l_1 = (11 + 0,06 * z_2) * m_n = (11 + 0,06 * 42) * 16 = 215,36 \text{ mm}$$

**Skutečný úhel stoupání šroubovice:**

$$\gamma_p = \arcsin\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arcsin\left(\frac{2}{8}\right) = 14,478^\circ$$

**Roztečný průměr šnekového kola:**

$$d_{2k} = \frac{m_n}{\cos \gamma} * z_2 = \frac{16}{\cos 14,478} * 41 = 677,514 \text{ mm}$$

**Šířka šnekového kola:**

$$b_2 = \psi_d * d_1 = 0,94 * 128 = 115,2 \text{ mm}$$

,kde

**Poměrná šířka ozubeného kola**

$$\psi_d = 0,75 * \left(1 + \frac{2}{q}\right) = 0,75 * \left(1 + \frac{2}{8}\right) = 0,94$$

**Vzdálenost os:**

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{128 + 677,514}{2} = 418,757 \text{ mm}$$

Provedu tedy korekci na osovou vzdálenost.

Zvolená korigovaná osová vzdálenost:

$$a_{w12} = 400 \text{ mm}$$

**Radiální posunutí:**

$$x = \frac{a_{w12}}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{2 * \cos \gamma} = \frac{400}{16} - \frac{8}{2} - \frac{41}{2 * \cos 14,478} = -0,17213$$

Což se nachází v doporučeném rozmezí  $x = \pm 0,7$ .

**Korigovaný roztečný průměr šnekového kola:**

$$d_{w2} = d_2 = 677,514 \text{ mm}$$

**Průměr šroubového válce šneku:**

$$d_{w1} = d_1 + 2 * x * m_n = 128 + 2 * (-0,17213) * 16 = 122,486 \text{ mm}$$

**Korigovaný hlavový průměr šnekového kola:**

$$d_{a2} = d_2 + 2 * (h_a^x + x) * m_n = 677,514 + 2 * (1 - 0,17213) * 16 = 704 \text{ mm}$$

**Korigovaný patní průměr šnekového kola:**

$$\begin{aligned} d_{f2} &= d_2 - 2 * (h_a^x + c^x - x) * m_n = \\ &= 677,514 - 2 * (1 + 0,25 - (-0,17213)) * 16 = 632 \text{ mm} \end{aligned}$$

**Kluzná rychlost šneku a skutečné parametry na hřídeli šnekového kola:**

$$v_k = \frac{\pi * d_{w1} * n_1}{60 * \cos \gamma_w} = \frac{\pi * 122,486 * 975}{60 * \cos 15,1} = 6,477 \text{ m/s}$$

**Valivý úhel šroubovice:**

$$\gamma_w = \arctg \left( \left( \frac{d_1}{d_{w1}} \right) * \operatorname{tg} \gamma \right) = \operatorname{arctg} \left( \left( \frac{128}{122,486} \right) * \operatorname{tg} 14,478 \right) = 15,1^\circ$$

**Účinnost šnekového soukolí:**

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg} (\gamma_w + \varphi')} = \operatorname{tg} \frac{15,1}{\operatorname{tg} (15,1 + 2,116)} = 0,8708$$

, kde



$$\varphi' = \arctg \left( 1,5 * \left( 0,02 + \frac{0,03}{v_k} \right) \right) = \arctg \left( 1,5 * \left( 0,02 + \frac{0,03}{6,477} \right) \right) = 2,1^\circ$$

### Účinnost šnekové převodovky:

$$\eta_{12} = \eta_z * \eta_{LS} * \eta_{LK} = 0,8708 * 0,993 * 0,993 = 0,8586$$

, kde

### Volba účinnosti ložisek na hřídeli šneku a kola:

$$\eta_{LS} = \eta_{LK} = 0,993$$

### Výstupní výkon:

$$P_2 = P_1 * \eta_{12} = 18,5 * 0,8586 = 15,885 \text{ kW}$$

### Výstupní moment:

$$M_{k2} = M_{k1} * u_{12} * \eta_{12} = 181,21 * 20,5 * 0,8586 = 3\,189,6 \text{ Nm}$$

### Vzájemná poloha šneku a šnekového kola:

Pro  $v_k > 5 \text{ m/s}$  platí, že šnek je umístěn nad šnekovým kolem kvůli snížení ztrát rozstříkem a broděním v oleji.

### Návrhový výstupní průměr hřídele šnekového kola:

$$d'_{2h} \geq \sqrt[3]{\frac{16 * M_{k2}}{\pi * \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 3\,189\,600}{\pi * 25}} = 86,61 \text{ mm}$$

, kde

$$\tau_d = 25 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v krutu

### 3.2.9 Pevnostní výpočet ozubení šnekového soukolí

Provádí se pro zuby šnekového kola. Nejprve se kontroluje pevnost ozubení v dotyku. U cínových bronzů hrozí nebezpečí pittingu. Poté se provádí kontrola na ohyb v patě zubu.

### 3.2.9.1 Kontrola dotykového napětí:

$$\sigma_H = Z_M * Z_H * \sqrt{\frac{2 * K_H * M_{k2}}{d_2^2 * b_2}} \leq \sigma_{H \text{ dov}}$$

$$\sigma_H = 210 * 1,7079 * \sqrt{\frac{2 * 0,8148 * 3\,189,8}{677,514^2 * 115,2}} = 112,5 \text{ MPa}$$

, kde

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 * \cos^2 \gamma}{\sin(2 * \alpha_n)}} = \sqrt{\frac{2 * \cos^2 14,478}{\sin(2 * 20)}} = 1,7079$$

$$K_H = K_I * K_V * K_{H\alpha} * K_{H\beta} = 1 * 1 * 0,7407 * 1 = 0,8148$$

Pro pohon dopravníku a rovnoměrný chod volím:

Tabulka 9 Součinitel  $K_v$  [10]

Stupeň přesnosti	$v_k$ [ms <sup>-1</sup> ]					
	÷ 1,5	1,5 ÷ 3,0	3,0 ÷ 7,5	7,5 ÷ 12	12 ÷ 15	16 ÷ 20
6	---	---	1,0	1,1	1,3	1,5
7	1,0	1,0	1,1	1,2	---	---
8	1,15	1,25	1,4	---	---	---
9	1,25	---	---	---	---	---

$$K_v = 1 \quad \text{Pro stupeň přesnosti 6 } v_k = 6,477 \text{ m/s.}$$

$$K_I = 1$$

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{0,75 * \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 * 1,8} = 0,7407$$

, kde volím:

$$\varepsilon_\alpha = 1,8$$

$$K_{H\beta} = 1$$

Šnekové kolo vyrobené z cínových bronzů se kontroluje na únavové vydrolování (pitting), následujícím vztahem:

$$\sigma_{H \text{ dov}} = \frac{\sigma_c}{S_{H \text{ min}}} * \sqrt[8]{\frac{N_O}{N_E}} = \frac{170}{1,1} * \sqrt[8]{\frac{25 * 10^7}{25 * 10^7}} = 118,18 \text{ MPa}$$

, kde

$$\sigma_c = 170 \text{ MPa}$$

Mez trvalé únavové pevnosti na dotyk

$$S_{H \min} = 1,1$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku

$$N_O = 25 * 10^7$$

Základní počet cyklů

### Ekvivalentní počet cyklů:

$$N_E = 60 * n_2 * L_h = 60 * 60 * 47,56 * 20\,000 = 3\,424\,390\,244$$

Podmínka dosazení

$$N_E \geq N_O, \text{ tom případě dosadím } N_E = 25 * 10^7.$$

### Porovnání dotykového napětí:

$$\sigma_h = 112,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H \text{ dov}} = 118,18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{H \text{ dov}}$$

Vyhovuje

### 3.2.9.2 Kontrola zubů šnekového kola na ohyb:

#### Ohybové napětí v zubu:

$$\sigma_F = \frac{2 * K_F * M_{k2} * Y_F * Y_\beta}{d_2 * b_2 * m_n} \leq \sigma_{F \text{ dov}}$$

$$\sigma_F = \frac{2 * 0,8148 * 3\,189\,832 * 1,55 * 0,8966}{677,514 * 115,2 * 16} = 5,524 \text{ MPa}$$

, kde

$$K_F = K_H = 0,8148$$

$$Y_F$$

Součinitel tvaru zubu

$$\text{Závisí na } z_v = \frac{z_2}{\cos \gamma^3} = \frac{41}{\cos 14,478^3} = 41$$



Tabulka 10 Součinitel  $Y_F$  [10]

$z_F$	$Y_F$	$z_V$	$Y_F$
20	1,98	40	1,55
22	1,93	50	1,48
25	1,85	60	1,45
27	1,80	80	1,34
30	1,76	100	1,30
33	1,75	150	1,27
36	1,62	300	1,24

Z tabulky vyčteme, že  $Y_F \doteq 1,55$ .

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - \frac{14,478}{140} = 0,8966$$

$$\sigma_{F\,dov} = \frac{\sigma_{c(o)}}{k_\beta * S_{F\,min}} \sqrt[9]{\frac{N_O}{N_E}} = \frac{130}{1,8 * 1,6} \sqrt[9]{\frac{25 * 10^7}{25 * 10^7}} = 45,139 \text{ MPa}$$

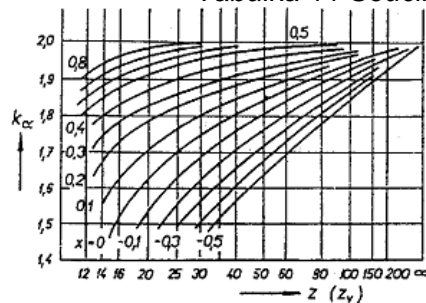
, kde

$$\sigma_{c(o)} = 130 \text{ MPa}$$

Mez trvalé únavové pevnosti na ohyb

$$k_\beta \doteq k_\alpha = 1,8$$

Z tabulky 7 pro  $x = -0,1721$  a  $z_v = 41$ .

Tabulka 11 Součinitel  $k_\alpha$  [10]

$$S_{F\,min} = 1,6$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu

$$N_O = 25 * 10^7$$

Základní počet cyklů

$$N_E = 25 * 10^7$$

Ekvivalentní počet cyklů

### Porovnání ohybového napětí:

$$\sigma_F = 5,524 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\,dov} = 45,139 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{F\,dov}$$

Vyhovuje

### 3.2.10 Silové poměry na šnekovém soukolí

#### Velikosti tečných sil:

Na šneku:

$$F_{t1} = 2 * \frac{M_{k1}}{d_{w1}} = 2 * \frac{181\,210}{122,486} = 2\,958,8\,N$$

Na kole:

$$F_{t2} = 2 * \frac{M_{k2}}{d_{w2}} = 2 * \frac{3\,189\,832}{677,514} = 8\,991,9\,N$$

#### Velikosti axiálních sil:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi')} = \frac{2\,958,8}{\operatorname{tg}(15,1 + 2,116)} = 9\,548,8\,N$$

$$F_{a2} = F_{t2} * \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi') = 8\,991,9 * \operatorname{tg}(15,1 + 2,116) = 2\,786,2\,N$$

#### Velikost radiálních sil:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} * \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma_w + \cos \gamma_w * \operatorname{tg} \varphi'} = \frac{2\,958,8 * \operatorname{tg} 20}{\sin 15,1 + \cos(15,1) * \operatorname{tg} 2,116} = 3\,636\,N$$

### 3.2.11 Statická kontrola hřídelí a návrh ložisek

V tomto případě jsou hřídele namáhány kombinovaným víceosým zatížením. Statickou kontrolu provádím v programu MitCalc. Účelem kontroly je zjistit maximální napětí, průhyb hřídelí a natočení v podporách. Obě hřídele jsou vyrobeny ze stejné oceli 16 240. Tímto programem zjistím i silové reakce v podporách a dle nich vyberu vhodná ložiska. V příloze jsou podrobnější výsledky výpočtu.

#### Dovolené napětí v hřídeli:

$$\sigma_{h\,dov} = 75\,MPa$$

#### Dovolený průhyb hřídele s ozubeným kolem:

$$y_{max} = 0,005 * m_n = 0,005 * 16 = 0,08\,mm$$

Nastavení výpočtu pro všechny v této práci počítané hřídele:

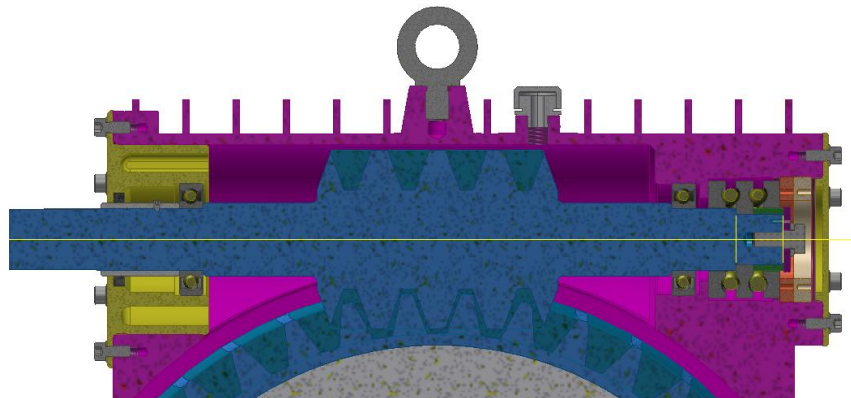
- |   |                      |
|---|----------------------|
| • Typ zatížení hřídelí:                     | Střídavý krut a ohyb |
| • Zahnutí obecných vrubů (pero, drážkování) | Ano                  |
| • Zatížení vlastní vahou                    | Ano                  |

**Zatěžovací podmínky:**

- |                              |          |
|------------------------------|----------|
| • Zatížení ohybovým momentem | Střídavé |
| • Posouvající silou          | Střídavé |
| • Krutícím momentem          | Střídavé |
| • Tahovou/tlakovou silou     | Střídavé |

### 3.2.11.1 Uložení vstupní hřídele

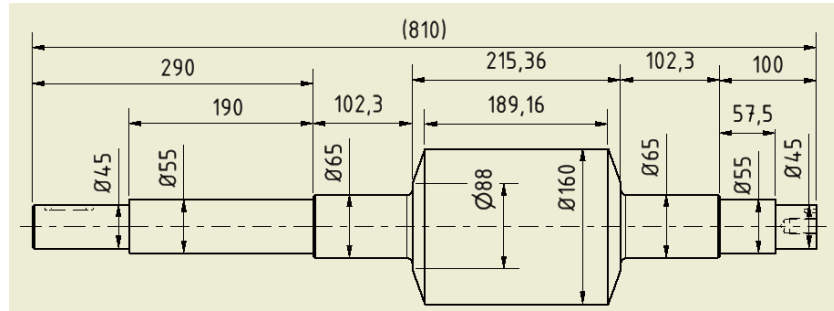
Vstupní hřídel je uložena radiálně na dvou kuličkových ložiscích. Axiální uložení zajišťuje axiální kuličkové obousměrné ložisko. Kuličkové ložisko na otevřené straně je pojištěno pojišťovací trubkou, na druhé straně je ložisko volně. U axiálního ložiska je vnitřní kroužek sevřen pojistnou deskou hřídele s kolíkem. Druhý kroužek svírá vnější šroub, který je zajištěn proti povolení kontra šroubem. Utěsnění hřídele je realizováno guferem – ISO 6194/1 65 x 85 x 10.



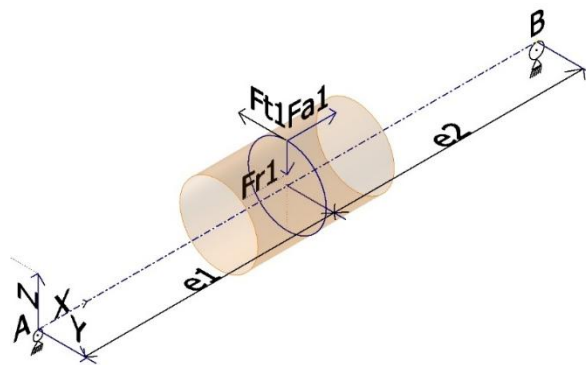
Obrázek 11 Uložení vstupní hřídele

### 3.2.11.2 Vstupní hřídel směr 1. směr otáčení

Podrobné nastavení výpočtu viz Příloha 5.



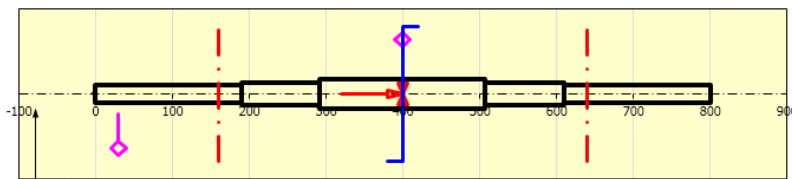
Obrázek 12 Skica vstupního hřídele



Obrázek 13 Schéma sil na šneku v prvním směru

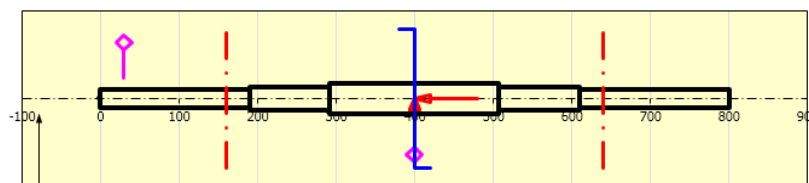
Vzdálenost uložení podpor od místa působení sil:

$$e_1 = e_2 = 220 \text{ mm}$$



Obrázek 14 Rozložení sil na vstupním hřídeli, 1. směr otáčení

### 3.2.11.3 Vstupní hřídel 2. směr otáčení



Obrázek 15 Rozložení sil na vstupním hřídeli, 2. směr otáčení

Tabulka 12 Výsledné napětí a průhyby na vstupním hřídeli

Popis	Veličina	1. směr	2. směr
Maximální průhyb	$y$ [mm]	0,00336	0,05
Maximální zkroucení	$\varphi$ [°]	0,0593	0,0588
Naklopení v A	$\vartheta_A$ [°]	0,0071	0,0101
Naklopení v B	$\vartheta_B$ [°]	0,0103	0,0093
Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$ [MPa]	14,3	11,7
Max. napětí ve střihu	$\tau_s$ [MPa]	1,5	1
Max. napětí v krutu	$\tau_t$ [MPa]	10,7	-10,7
Max. napětí v tahu/tlaku	$\sigma_g$ [MPa]	4	-4
Max. redukované napětí	$\sigma_r$ [MPa]	18,5	18,5

**Kontrola na průhyb**

$y_{max} = 0,08 \text{ mm}$  Dovolný průhyb hřídele pod ozubeným kolem

$y = 0,05 \text{ mm}$  Maximální průhyb hřídele

$y_{max} > y$  Vyhovuje

**Kontrola naklopení ložiska**

$\vartheta_d = 0,0833^\circ$  Dovolné naklopení válečkového ložiska

$\vartheta_{max} = 0,0103^\circ$  Maximální naklopení v místě podpory

$\vartheta_{max} < \vartheta_d$  Vyhovuje

**Kontrola napětí**

$\sigma_{h \text{ dov}} = 75 \text{ MPa}$  Dovolné napětí hřídele

$\sigma_r = 21,2 \text{ MPa}$  Redukované napětí hřídele

$\sigma_{h \text{ dov}} > \sigma_r$  Vyhovuje

Tabulka 13 Výsledné reakce v podporách vstupní hřídele

Směr otáčení	Podpora \ Osa	x [N]	y [N]	z [N]	Vekt. y+z [N]
1. směr	A	0	-1476	622	1601
	B	-9549	-1482	3229	3553
2. směr	A	9549	2147	-1177	2448
	B	0	811	-2242	2384

Z této tabulky vyberu maximální axiální a radiální síly. Ložiska jsou totožná v obou podporách.

$$F_r = 3\,553\text{ N}$$

$$F_a = 9\,549\text{ N}$$

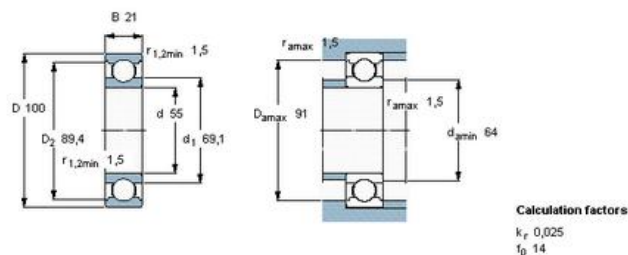
### 3.2.11.4 Výpočty životnosti ložisek

Životnost ověřuji u kuličkového ložiska 6211 a u axiální kuličkového ložiska 52311.

Vybral jsem kuličkové ložisko SKF 6211. Viz Příloha 1.

Tabulka 14 Specifikace ložiska 6211 [11]

Průměr díry	Průměr vnější	Šířka	Dynamické zatížení	Statické zatížení	Referenční rychlost
d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C0 [kN]	ot./min
55	100	21	46,2	29	14000



Obrázek 16 Ložisko 6211 [10]

Výsledky výpočtu životnosti z webové aplikace SKF:

$$L_{10mh} = 10^6\text{ h}$$

Životnost ložiska dle SKF – ve výpočtu jsou zahrnuty další faktory – mazání, čistota atd.

$$P_L = 3,55\text{ kN}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$L_{10h} = 37\,900\text{ h}$$

Základní životnost ložiska dle ISO 281:2007

$$\frac{C}{P_L} = 13$$

Zatěžovací poměr

Tabulka 15 Výsledky výpočtu životnosti ložiska 6211

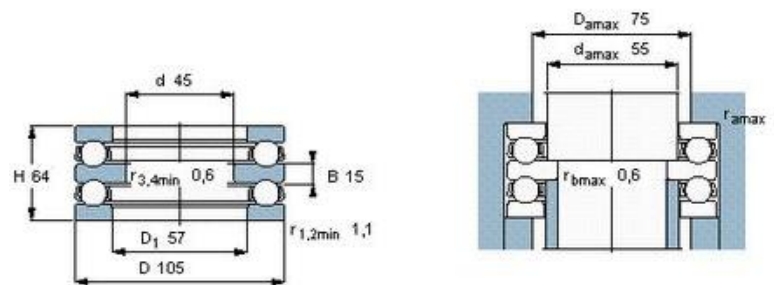
$L_{10mh}$ [h]	$P_L$ [kN]	$L_{10h}$ [h]	$\frac{C}{P_L}$ [-]
10 <sup>6</sup>	3,55	37 900	13

Ložisko splňuje požadavek životnosti  $L_h > 20\,000h$ .

Vybral jsem axiální kuličkové ložisko SKF 52 311. Viz Příloha 2.

Tabulka 16 Specifikace ložiska SKF 52 311 [12]

Průměr díry	Průměr vnější	Šířka	Dynamické zatížení	Statické zatížení	Referenční rychlost
d [mm]	D [mm]	H [mm]	C [kN]	C0 [kN]	ot./min
45	105	64	101	224	1600



Obrázek 17 Axiální ložisko 52 311 [12]

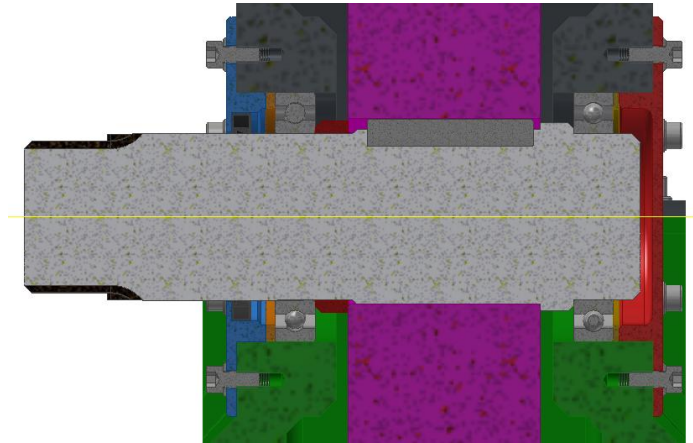
Tabulka 17 Výsledky výpočtu životnosti ložiska 52 311

$L_{10mh}$ [h]	$P_L$ [kN]	$L_{10h}$ [h]	$\frac{C}{P_L}$ [-]
391 000	9,55	20 300	10,6

Ložisko splňuje požadavek životnosti  $L_h > 20\,000h$ .

### 3.2.11.5 Uložení výstupní hřídele

Výstupní hřídel je uložena na dvou kuličkových ložiscích. Sevřena je z obou stran víčkem, která tlačí přes distanční kroužky na ložiska. Těsnění hřídele je zajištěno guferem ISO 6194/1 100 x 125 x 12.



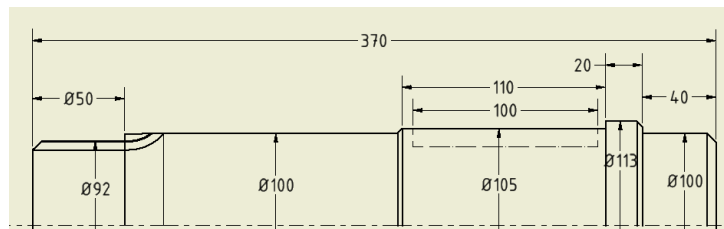
Obrázek 18 Uložení výstupní hřídele

### 3.2.11.6 Výstupní hřídel 1. směr otáčení

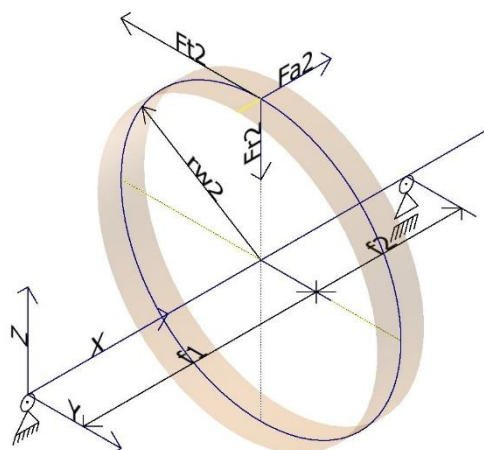
Na této hřídeli je nasazeno šnekové kolo. Podrobné nastavení viz Příloha 6.

Vzdálenost uložení podpor od místa působení sil:

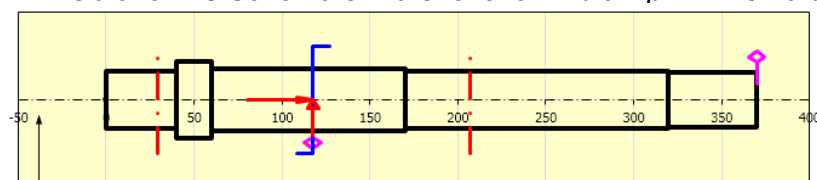
$$f_1 = f_2 = 88,6 \text{ mm}$$



Obrázek 21 Skica výstupního hřídele



Obrázek 20 Schéma sil na šnekovém kole v prvním směru

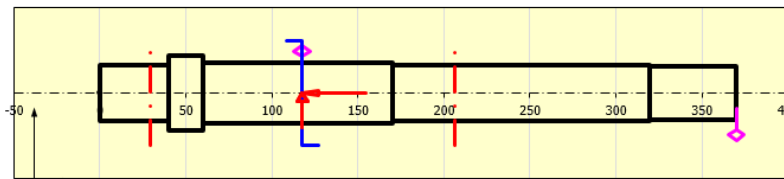


Obrázek 19 Rozložení sil na výstupním hřídeli, 1. směr otáčení



### 3.2.11.7 Výstupní hřídel 2. směr otáčení

Při druhém směru otáčení se změní orientace sil  $F_{a2}, F_{t2}$ .



Obrázek 22 Rozložení sil na výstupním hřídeli, 2. směr otáčení

Srovnání výsledků výstupní hřídele:

Tabulka 18 Tabulka 13 Výsledné napětí a průhyby na výstupní hřídeli

Popis	Veličina	1. směr	2. směr
Maximální průhyb	$y$ [mm]	0,0025	0,0033
Maximální zkroucení	$\varphi$ [°]	0,0636	0,0636
Naklonení v A	$\vartheta_A$ [°]	0,0011	0,0009
Naklonení v B	$\vartheta_B$ [°]	0,0009	0,0012
Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$ [MPa]	7,1	7,2
Max. napětí ve stříhu	$\tau_s$ [MPa]	1,1	1,1
Max. napětí v krutu	$\tau_t$ [MPa]	23,2	-23,2
Max. napětí v tahu/tlaku	$\sigma_g$ [MPa]	0,4	-0,4
Max. redukované napětí	$\sigma_r$ [MPa]	40,2	40,2

#### Kontrola na průhyb

$$y_{max} = 0,08 \text{ mm}$$

$$y = 0,0033 \text{ mm}$$

$$y_{max} > y \quad \text{Vyhovuje}$$

#### Kontrola naklonení ložiska

$$\vartheta_d = 0,0833^\circ$$

$$\vartheta_{max} = 0,0012^\circ$$

$$\vartheta_{max} < \vartheta_d \quad \text{Vyhovuje}$$

## Kontrola napětí

$$\sigma_{h\ do\ v} = 75\ MPa$$

$$\sigma_r = 46,2\ MPa$$

$$\sigma_{h\ do\ v} > \sigma_r \quad \text{Vyhovuje}$$

### 3.2.11.8 Dimenzování ložisek

Tabulka 19 Výsledné reakce v podporách výstupní hřídele

Směr otáčení	Podpora\Osa	x [N]	y [N]	z [N]	Vekt. y+z [N]
1.	C	-2786	-4521	-7087	8406
	D	0	-4470	3677	5788
2.	C	2786	4521	3506	5721
	D	0	4470	-6916	8235

Z této tabulky vyberu maximální axiální a radiální síly. V obou podporách použiji stejné ložisko.

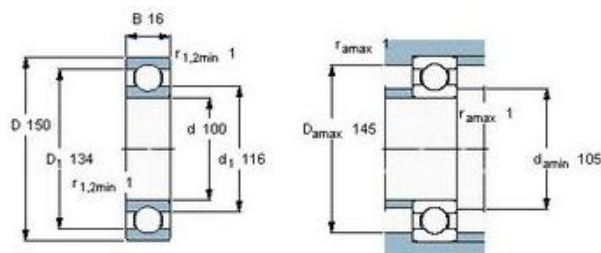
$$F_r = 8\ 406\ N$$

$$F_a = 2\ 786\ N$$

Vybrané kuličkové ložisko SKF 16020. Viz Příloha 3.

Tabulka 20 Specifikace ložiska 16020 [13]

průměr díry	průměr vnější	šířka	dynamické zatížení	statické zatížení	referenční rychlost
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C0 [kN]	ot./min
100	150	16	46,2	44	9500



Faktory výpočtu  
 $k_f$  0,02  
 $f_0$  17

Obrázek 23 Ložisko 16020 [13]

Tabulka 21 Výsledky výpočtu životnosti ložiska

$L_{10mh}$ [h]	$P_L$ [kN]	$L_{10h}$ [h]	$\frac{C}{P_L}$ [-]
32 200	8,99	47 400	5,1

Ložisko splňuje požadavek životnosti  $L_h > 20\,000h$ .

### 3.2.12 Kontrola pera na otláčení

#### 3.2.12.1 Kontrola pera na výstupní hřídeli

Pero přenáší moment mezi ozubeným kolem a hřídelí. Vybrané pero:

Pero 28e7 x 16 x 100 ČSN 02 2562.

$$p_p = \frac{4 * M_{k2}}{d_p * h_p * l_a} = \frac{4 * 3\,189,6}{105 * 16 * 72} = 105,58 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 120 \text{ MPa}$$

$$p_p < p_{dov} \quad \text{Vyhovuje}$$

, kde

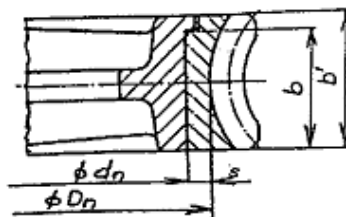
$$d_p = 105 \text{ mm} \quad \text{Průměr hřídele v místě pera}$$

$$h_p = 16 \text{ mm} \quad \text{Výška pera}$$

$$l_a = 72 \text{ mm} \quad \text{Funkční délka pera}$$

### 3.2.13 Konstrukce šnekových kol

Šnekové kolo je složeno kvůli úspoře materiálu z ocelového náboje a bronzového věnce. Tyto součásti jsou spojeny nalisováním.



Obrázek 24 Lisovací rozměry (9)

#### 3.2.13.1 Minimální přesah nalisování:

$$\Delta h = \frac{2 * \mu * M_{k2} * C_l}{\pi * d_n * b_l * f_l * E} + \frac{M_{k2}}{E * S_l} = \frac{2 * 0,3 * 3\,189,8 * 0,8865}{\pi * 580 * 105 * 0,15 * 10^5} + \frac{3\,189,8}{10^5 * 2730} = 0,01169 \text{ mm}$$

, kde

$$E = 10^5 \text{ MPa}$$

Modul pružnosti v tahu bronzu

$$b_l = 105 \text{ mm}$$

Šířka nalisování

**Nalisovací poměr:**

$$C_l = \frac{\left(\frac{D_n}{d_n}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_n}{d_n}\right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{632}{580}\right)^2 + 1}{\left(\frac{632}{580}\right)^2 - 1} = 0,84221$$

**Plocha nalisování věnce:**

$$S_l = b_l * \frac{D_n - d_n}{2} = 105 * \frac{632 - 580}{2} = 2730 \text{ mm}^2$$

$$f_l = 0,15$$

Součinitel tření při nalisování

Volím uložení H7/r6. Minimální přesah uložení je  $85 \mu\text{m} > \Delta h$ .

Tabulka 22 Tolerance uložení

Uložení	Minimum [ $\mu\text{m}$ ]	Maximum [ $\mu\text{m}$ ]
H7	0	70
r6	155	199

3.2.13.2 Pevnostní kontrola při maximálním přesahu nalisování:

$$\sigma_{red} = \frac{\Delta h_{max} * E}{d_n} \leq \frac{\sigma_k}{k_k}$$

$$\sigma_{red} = \frac{\Delta h_{max} * E}{d_n} = \frac{(0,199 * 10^5)}{580} = 34,31 \text{ MPa}$$

, kde

$$\Delta h_{max} = 199 - 0 = 199 \mu\text{m}$$

Maximální přesah uložení

**Kontrola pevnosti**

$$\frac{\sigma_k}{k_k} = \frac{170}{2,5} = 68 \text{ MPa}$$

, kde

$$\sigma_k = 170 \text{ MPa}$$

Mez kluzu bronzu

$$k_k = 2,5$$

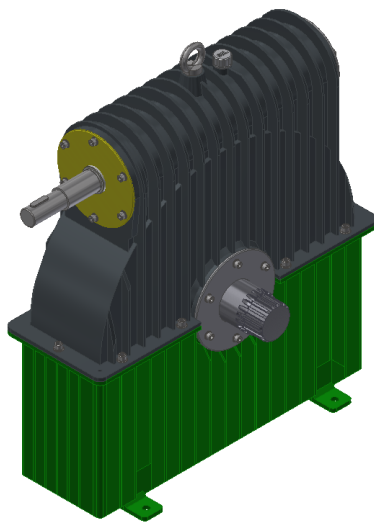
Bezpečnost nalisování

$$\sigma_{red} \leq \frac{\sigma_k}{k_k}$$

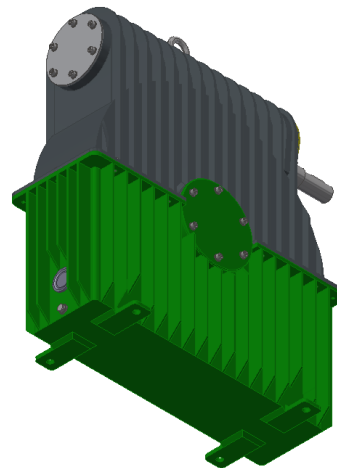
Vyhovuje

### 3.2.14 Konstrukce skříňe převodovky

Skříň převodovky je odlita ze dvou kusů. Použitý materiál je šedá litina 42 2420. Odlitky jsou posléze obrobena na požadovaných místech. Skříň je dělená, dělící rovina prochází vodorovně osou výstupní hřídele. Spojení horní a spodní části je provedeno deseti šrouby ČSN 02 1143 B - M12 x 20. K připevnění na rám je užito čtyř šroubů ISO 4017 M16 x 50. Skříň je opatřena závěsným šroubem, odvzdušňovacím ventilem, olejznakem a vypouštěcí zátkou. U šnekových převodovek se provádí kontrola na oteplení. Přebodovka nepracuje kontinuálně, proto jsem navrhl pasivní chlazení žebrováním.



Obrázek 25 Skříň převodovky



Obrázek 26 Skříň převodovky zespoda

## 3.3 Elektromotor

Volba typu elektromotoru závisí na rozvodu elektrické sítě, dopravní rychlosti a pracovním režimu výtahu. Motor musí splňovat následující požadavky:

- Dostatečný záběrný moment
- Musí být schopen pracovat v obou směrech otáčení jako motor i jako generátor

- Hřídel motoru by měla být provedena tak, aby byl možný nouzový ruční pohon výtahu, není-li proveden jinak
- Tichý chod

Z minimálního výkonu zjištěného z výstupního výkonu převodovky, jsem vybral vhodný typ motoru s vyšším výkonem. Motor je opatřen vystupujícím hřídelem z obou stran, pro eventuální náhradní pohon výtahu.

$$P'_m = 16,00 \text{ kW}$$

Vybraný motor: Siemens 1LG4206-6AA



Obrázek 27 Siemens 1LG4206-6AA [21]

Třífázový asynchronní elektromotor nakrátko řízený frekvenčním měničem. Viz Příloha 8.

Tabulka 23 Specifikace elektromotoru [14]

Typ	Počet pólů [-]	Jmenovitá otáčky [ot./min]	Jmenovitý moment [Nm]	Výkon [W]	Účinnost [%]	Moment setrvačnosti [kgm <sup>2</sup> ]	Hmotnost [kg]
1LG4206-6AA	6	975	181	18 500	88,6	0,238	195

### 3.4 Brzda

Výťahová brzda slouží k zabrzdění pohybující se kabiny a její zastavení ve stanici výtahu. Při zastavení výtahového stroje drží výtahový stroj ve stejné poloze. Brzda je umístěna kvůli menšímu brzdnému momentu na vstupním hřídeli převodovky. Materiál brzdy musí být co nejdolnější proti opotřebením a oteplením. Brzda je konstruována z hlediska bezpečnosti tak, že pružiny stále tlačí na čelisti brzdy. Proti tlaku pružiny tlačí odbrzdovač a nedovolí styk čelistí s bubnem. Při zastavení odbrzdovač povolí a pružiny přitlačí čelisti na buben. Pokud dojde ke ztrátě síťového anebo řídicího napětí, odbrzdovač povolí a výtah

se zastaví. Dle normy [6] musí být mechanické části brzdy působící brzdným účinkem zdvojené a také při selhání jedné z nich musí být zbývající část schopna zastavení plně naložené kabiny jedoucí jmenovitou rychlostí. Brzda se dále kontroluje na ohřev, který zde nepočítám.

Vybral jsem čelistovou brzdu od firmy Galvi typ: N(NV).250.HYD.023/05

- Elektrohydraulická brzda s nastavitelnou silou tlačné pružiny (regulace brzdného momentu)
- Brzdný moment - (43 – 330) Nm
- S ochranou proti selhání
- Samostavitelná
- Lze ručně povolit
- Průměr bubnu - 250 mm
- Koeficient tření obložení - 0,42



Obrázek 28 Elektrohydraulická brzda Galvi [17]

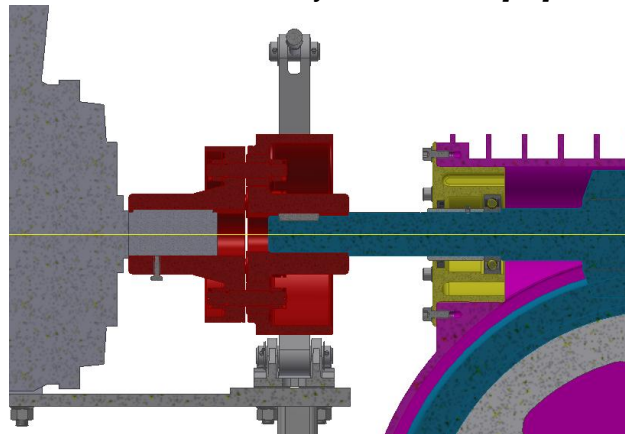
K této brzdě náleží brzdový buben: Galvi GD.250.2

- Součástí bubnu je pružná čepová spojka
- Maximální pružný brzdý moment - 550 Nm
- Maximální tuhý brzdý moment - 1210 Nm
- Maximální otáčky - 1900 ot./min
- Maximální průměr hřídele - 60 mm

- Kompletní specifikace brzdy a bubnu viz Příloha 9, 10.



Obrázek 29 Brzdový buben Galvi [18]



Obrázek 30 Uložení brzdového bubnu

### 3.4.1 Výpočet zastavovacího momentu

Počítá se podle normy [7] pro 1,25 násobek jmenovitého zatížení při klesání kabiny dolů. Kdy zpomalení nesmí být větší než působení zachytávačů nebo při dosednutí na nárazníky.

#### 3.4.1.1 Stanovení statického momentu

$$\begin{aligned} M_{st} &= \left( \frac{1,25 * Q + K - Z}{i_k} + L_1 \right) * g * \frac{D_{lk}}{(2 * u_{12})} * \eta_{12} = \\ &= \left( \frac{1,25 * 1200 + 1150 - 1750}{1} + 87,6 \right) * 9,81 * \frac{0,56}{2 * 20,5} * 0,8586 = \\ &= 113,6 \text{ Nm} \end{aligned}$$

#### 3.4.1.2 Stanovení dynamického momentu

Pro jeho stanovení potřebuji určit momenty setrvačnosti dílů celé soustavy. U zakoupených dílů jsou zjištěné z technické specifikace, u navrhnutých dílů vypočítané CAD programem.



Tabulka 24 Momenty setrvačností dílů sestavy

Součást	Proměnná	Moment setrvačnosti [kgm <sup>2</sup> ]
Elektromotor	$I_{Sm}$	0,238
Buben brzdy	$I_{Sb}$	0,127
Šnek	$I_{Sš}$	0,5792
Šnekové kolo	$I_{Sšk}$	6,8392
Hřídel šnekového kola	$I_{Shšk}$	0,0306
Zubová spojka	$I_{Szs}$	0,0975
Hřídel lanového kotouče	$I_{Shlk}$	0,0631
Lanový kotouč	$I_{Slk}$	4,1981

**Dynamický moment soustavy:**

$$M_i = I * \varepsilon = 1,686 * 36,61 = 61,72 \text{ Nm}$$

, kde

- Hmotný moment setrvačnosti všech součástí soustavy, redukováný na hřídel brzdy:

$$I = I_1 + I_2 + I_3 = 0,944 + 0,0229 + 0,7188 = 1,636 \text{ kgm}^2$$

- Moment setrvačnosti součástí na rychloběžném hřídeli (rotor motoru, bubnu brzdy, šneku):

$$I_1 = I_{Sm} + I_{Sb} + I_{Sš} = 0,238 + 0,127 + 0,5792 = 0,9442 \text{ kgm}^2$$

- Moment setrvačnosti na pomaloběžném hřídeli, redukováný na rychloběžný hřídel:

$$I_2 = I'_2 * \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 * \eta_{12} = 11,229 * \left(\frac{47,56}{975}\right)^2 * 0,8586 = 0,0229 \text{ kgm}^2$$

, kde

$$I'_2 = I_{Sšk} + I_{Shšk} + I_{Szs} + I_{Shlk} + I_{Slk} = 6,8392 + 0,0306 + 0,0975 + 0,0631 + 4,1981 = 11,229 \text{ kgm}^2$$

- Moment setrvačnosti posuvných hmot, konající přímočarý pohyb, redukováný na rychloběžný hřídel:



$$I_3 = \frac{900 * \left( (1,25 * 0,5) * Q + 2 * K + L_1 * i_k^2 \right) * v^2 * \eta_{12}}{\pi^2 * n_1^2} =$$

$$= \frac{(900 * (1,25 + 0,5) * 1200 + 2 * 1150 + 87,6 * 1^2) * 1,4^2 * 0,8586}{\pi^2 * 975^2} =$$

$$= 0,7188 \text{ kgm}^2$$

- Úhlové zpomalení kabiny:

$$\varepsilon = \frac{\pi * n_1 * a_v}{30 * v} = \frac{\pi * 975 * 0,5}{30 * 1,4} = 36,61 \text{ rad/s}^2$$

, kde

$$a_v = 0,5 \text{ m/s}^2$$

Volené zpoždění kabiny

### 3.4.1.3 Celkový brzdňý moment

$$M_b = M_{st} + M_i = 113,6 + 61,72 = 175,34 \text{ Nm}$$

Tento výsledný moment musí být schopna brzda zastavit, což vybraný typ splňuje. Protože má maximální brzdňý moment 330 Nm.

### 3.4.1.4 Kontrola pera na otláčení

Toto pero přenáší moment mezi brzdovým bubnem a vstupní hřídelí převodovky. Vybrané pero je: Pero 14e7 x 9 x 50 ČSN 02 2562.

$$p_p = \frac{4 * M_{k1}}{d_p * h_d * l_a} \leq p_d$$

$$p_p = \frac{4 * 181,21}{55 * 9 * 36} = 40,67 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 120 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{dov}$$

, kde

$$d_p = 55 \text{ mm}$$

Průměr hřídele převodovky

$$h_p = 9 \text{ mm}$$

Výška pera

$$l_a = 36 \text{ mm}$$

Funkční délka pera

### 3.5 Zubová spojka

Tento typ spojky jsem zvolil, pro velký přenášený kroutící moment. Tato spojka přenáší moment mezi výstupní hřídelí převodovky a hřídelí lanového kotouče. Zároveň však eliminuje nesouosost hřídelí. Axiálně je pojištěna z obou stran šrouby. Viz Příloha 11.

Postup výběru typu spojky dle výrobce Gearex:

$$T_{NS} = M_{k2} * S_z * S_b = 3\,189,6 * 1,2 * 1,25 = 4\,784,4 \text{ Nm}$$

, kde

$S_z = 1,2$  Startovací koeficient, pro stroje s počtem startů < 25/hod

$S_b = 1,25$  Operační koeficient, dle typu zátěže. Zde se jedná o lehkou zátěž v konstantním podmínkách s malým přetížením a krátkodobými, vzácnými rázy.

$$T_{KN} = 6\,500 \text{ Nm}$$

$$T_{KN} \geq T_{NS} \quad \text{Vyhovuje}$$

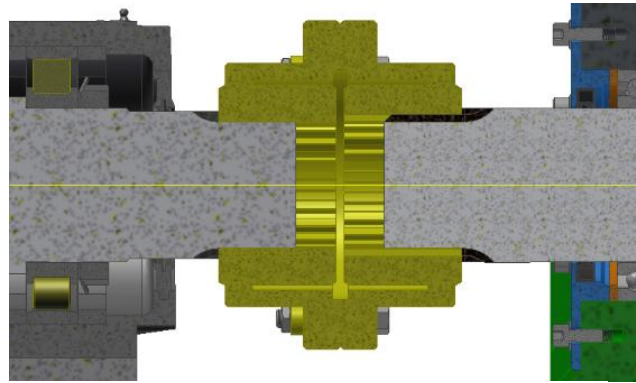
Zvolená spojka: Gearex FA 25



Obrázek 31 Zubová spojka Gearex [15]

Tabulka 25 Specifikace zubové spojky [15]

Typ	Provozní moment – Tkn [Nm]	Maximální moment – Tkn max. [Nm]	Maximální otáčky [ot./min]	Moment setrvačnosti [kgm <sup>2</sup> ]	Maximální průměr hřídele [mm]
FA 25	6500	11 000	6 200	0,09749	98



Obrázek 32 Uložení zubové spojky

### 3.5.1 Kontrola drážkování na otláčení

Přenáší moment mezi vstupní, výstupní hřídelí převodovky a zubovou spojkou. Pro přenos momentu mezi hřídelí a spojkou jsem volil rovnoboké drážkování - 20 x 82g7 x 92a11 x 6f7 ČSN 01 4942. Toto drážkování je identické z obou stran spojky.

$$p_{dr} = 4 * \frac{M_{k2}}{A_1 * l_{dr} * (D_{dr} + d_{dr})} \leq p_d$$

$$p_{dr} = 4 * \frac{3\,189,6}{60 * 65 * (92 + 82)} = 18,8 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 120 \text{ MPa}$$

$$p_{dr} < p_{dov}$$

, kde

$$A_1 = 60 \text{ mm}^2$$

Účinná plocha na 1 mm délky drážkování

$$l_{dr} = 65 \text{ mm}$$

Délka drážkování

$$D_{dr} = 92 \text{ mm}$$

Vnější průměr drážkování

$$d_{dr} = 82 \text{ mm}$$

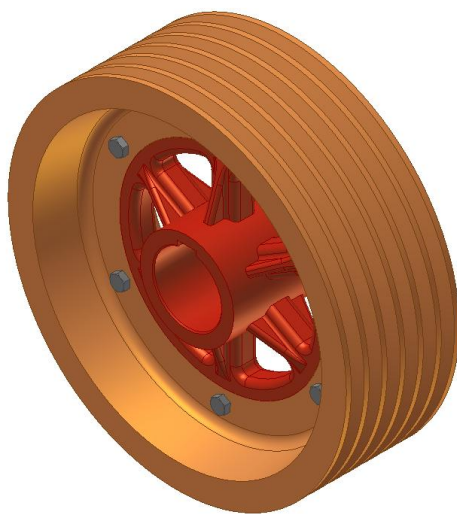
Vnitřní průměr drážkování

## 3.6 Lanový kotouč

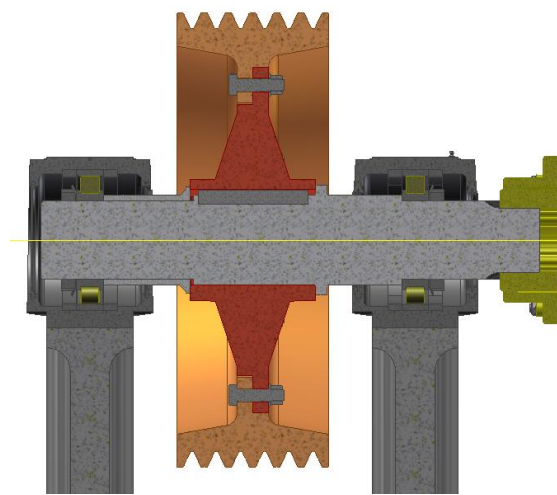
### 3.6.1 Konstrukce lanového kotouče

Mnou navržený lanový kotouč se skládá z vnějšího kotouče a vnitřního náboje. Toto složení jsem vybral kvůli snadnější možnosti výměny. Protože

předpokládám větší opotřebení v klínové drážce. Kotouč je vyroben z oceli a náboj je z litiny. V kotouči je šest kalených klínových drážek s úhlem rozevření padesát stupňů, průměr kotouče je 560 mm. Kotouč a náboj je spojen šesti lícovanými šrouby M16 x 60 ČSN 02 1111-8.8. Náboj kotouče je zpevněný žebry a nasunut na hřídel. Přenos momentu je uskutečněn přes těsné pero: Pero 32e7 x 18 x 140 ČSN 02 2562. Kotouč je axiálně pojištěn z jedné strany osazením hřídele a z druhé rozpěrnou trubkou zapřenou o pevné ložisko.

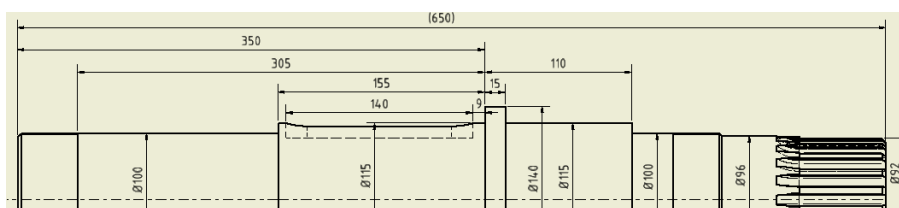


Obrázek 33 Lanový kotouč



Obrázek 34 Uložení lanového kotouče

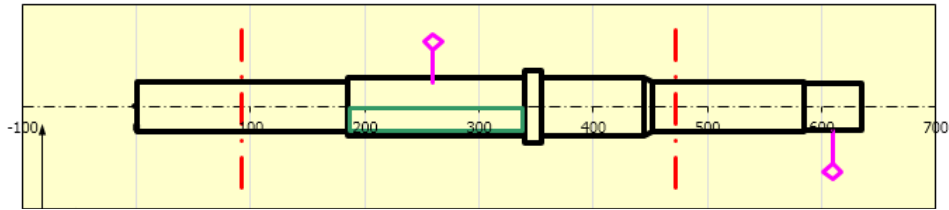
### 3.6.2 Silové poměry na hřídeli lanového kotouče



Obrázek 35 Skica hřídele lanového kotouče

#### 3.6.2.1 Pevnostní kontrola hřídele

Tato hřídel je zatěžována spojitým zatížením od kotouče a současně kroučícím momentem. Kontroluji tedy její pevnost. Vybraný materiál je ocel 16 240. Viz Příloha 7.



Obrázek 36 Rozložení sil na hřídeli kotouče

**Velikost působících sil a momentů:**

$$M_{k2} = 3\,189 \text{ Nm}$$

**Spojité zatížení na hřídel:**

$$q_h = \frac{(T_1 + T_2)}{b_k} = \frac{23\,913 + 17\,168}{155} = 265,03 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

, kde

$$b_k = 155 \text{ mm}$$

Šířka lanového kotouče na hřídeli

Výsledné hodnoty výpočtu:

Tabulka 26 Výsledné napětí a průhyby na hřídeli kotouče

Popis	Veličina	Hodnota
Maximální průhyb	y [mm]	0,0319
Maximální zkroucení	$\varphi$ [°]	0,0653
Naklopení v levé p.	$\vartheta_L$ [°]	0,0138
Naklopení v pravé p.	$\vartheta_P$ [°]	0,0112
Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$ [MPa]	22,3
Max. napětí ve střihu	$\tau_s$ [MPa]	2,9
Max. napětí v krutu	$\tau_t$ [MPa]	-23,2
Max. napětí v tahu/tlaku	$\sigma_g$ [MPa]	0
Max. redukované napětí	$\sigma_r$ [MPa]	40,2

**Kontrola napětí**

$$\sigma_{h\,dov} = 75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = 40,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{h\,dov} > \sigma_r$$

Vyhovuje

### Naklopení ložiska

$\vartheta_d = 0,05^\circ$  Dovolené naklopení válečkového ložiska

$\vartheta_{max} = 0,0138^\circ$  Maximální naklopení v místě podpory

$\vartheta_{max} < \vartheta_d$  Vyhovuje

#### 3.6.2.2 Dimenzování ložisek

Na této hřídeli jsou ložiska namáhána pouze radiálně, axiální síla zde nepůsobí. Na hřídeli jsou dvě stejná ložiska, která jsou uložena v ložiskových tělesech. Tělesa jsou přišroubována k rámu.

Tabulka 27 Výsledné reakce v podporách hřídele lanového kotouče

	x [N]	y [N]	z [N]	y+z [N]
Reakce v podpoře L	0	0	-22486	22486
Reakce v podpoře P	0	0	-18145	18145

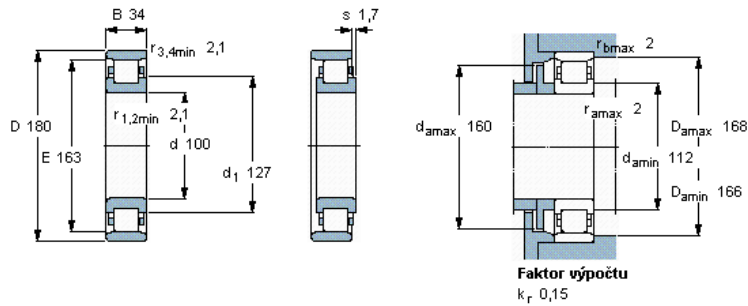
Ložiska dimenzuji na danou životnost při maximální síle.

$$F_r = 22\,486\text{ N}$$

Volená ložiska jsou SKF N 220 ECP. Válečkové ložisko jsem zvolil pro vysokou únosnost a nulové axiální síly. Toto ložisko jsem vybral kvůli nutnému průměru hřídele a umístění v ložiskové jednotce. Ložisko je osazeno v ložiskové jednotce SKF SNL 520-617. Viz Příloha 4.

Tabulka 28 Parametry ložiska N 220 ECP [16]

průměr díry	průměr vnější	šířka	dynamické zatížení	statické zatížení
$d_a$ [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_0$ [kN]
100	180	34	285	305



Obrázek 37 Ložisko N 220 ECP [16]

Tabulka 29 Výsledky výpočtu životnosti ložiska

$L_{10mh}$ [h]	$P_L$ [kN]	$L_{10h}$ [h]	$\frac{C}{P_L}$ [-]
$10^6$	22,5	$10^6$	12,7

Ložisko splňuje požadavek životnosti  $L_h > 20\,000h$ .

### 3.6.2.3 Kontrola pera na otláčení

Přenáší moment z hřídele lanového kotouče na lanový kotouč. Voleno:

Pero 32e7 x 18 x 140 ČSN 02 2562

$$p_p = \frac{4 * M_{k2}}{d_p * h_p * l_a} \leq p_d$$

$$p_p = \frac{4 * 3\,189\,597}{115 * 18 * 108} = 57,07 \text{ MPa}$$

$$p_d = 120 \text{ MPa}$$

$$p_p < p_d$$

Vyhovuje

, kde

$$d_p = 115 \text{ mm}$$

Průměr hřídele v místě pera

$$h_p = 18 \text{ mm}$$

Výška pera

$$l_a = 108 \text{ mm}$$

Funkční délka pera

### 3.6.3 Kontrola lícovaných šroubů

#### 3.6.3.1 Na stříh

Vybrané šrouby jsou 6 x M16 x 60 ČSN 02 1111-8.8.



$$\tau = \frac{M_{k2}}{n_{\xi} * r_k * S} = \frac{3\,189\,597}{6 * 197,5 * 227} = 11,86 \text{ MPa}$$

, kde

$$S = 227 \text{ mm}^2$$

Plocha průřezu šroubu

$$r_k = 197,5 \text{ mm}$$

Rameno momentu na kotouči

$$n_{\xi} = 6$$

Počet šroubů

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

Mez kluzu šroubů

$$\tau_d = \frac{R_e}{2} = \frac{640}{2} = 320 \text{ MPa}$$

Dovolené smykové napětí

$$\tau \ll \tau_d$$

Vyhovuje

### 3.6.3.2 Na otlačení

$$p = \frac{M_{k2}}{n_{\xi} * r_k * t * d_{dř}} = \frac{3\,189\,597}{6 * 197,5 * 10 * 17} = 15,833 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 120 \text{ MP}$$

$$p_{dov} > p$$

Vyhovuje

, kde

$$t = 10 \text{ mm}$$

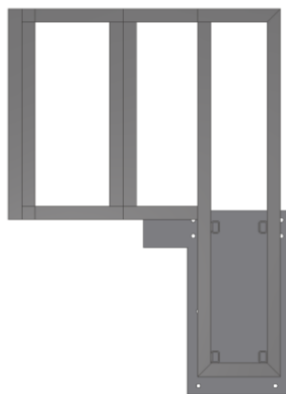
Nejmenší tloušťka spojovaných materiálů

$$d_{dř} = 17 \text{ mm}$$

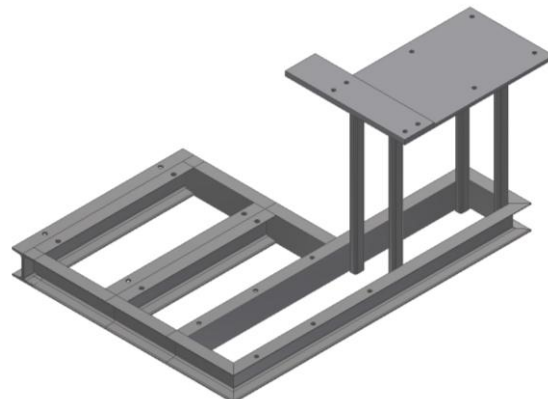
Průměr lícovaného šroubu

## 3.7 Rám stroje

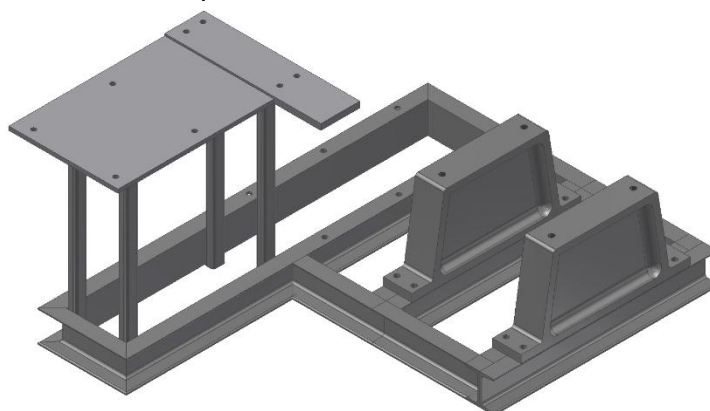
Musí být dostatečně tuhý a pevný, aby nedocházelo k přílišnému ohybu či krutu od sil působících ze stroje, která by měla negativní vliv na funkci či životnost. Navrhnutý rám je svařenec profilů – U 120 ČSN 42 5570. Jako stojny na podepření motoru s brzdou jsem použil profil – TR 4HR 50 x 35 x 5 – ČSN 42 5720. Motor s brzdou jsem umístil na ocelovou desku. Podpory ložiskových jednotek jsou odlitky z litiny 42 2420. K připevnění komponent stroje k rámu jsou použity šestihranné šrouby M16, M18.



Obrázek 38 Rám zespodu



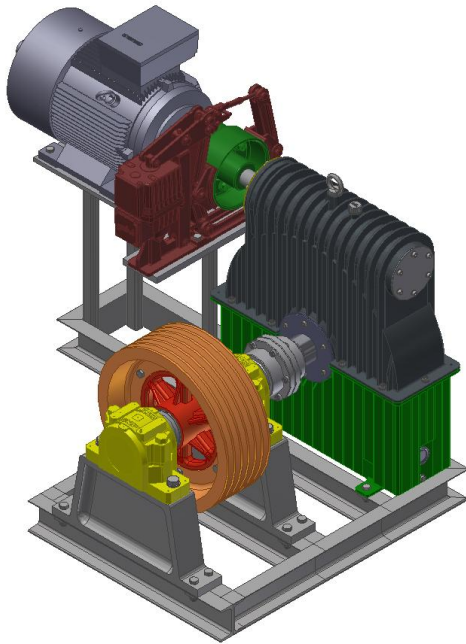
Obrázek 39 Rám z boku



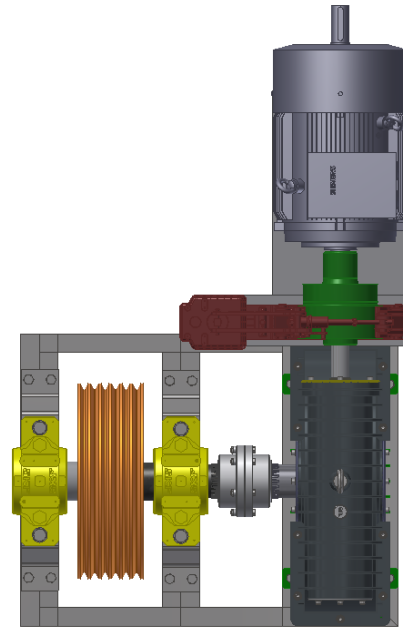
Obrázek 40 Rám s podporami

### 3.8 Sestava výtahu

K rámu jsou pevněny motor, brzda, převodovka, ložiskové jednotky. Brzdový buben je nasunutý na hřídeli a axiálně pojištěný šroubem na hřídeli motoru. Rozměry výtahového stroje jsou 1826 x 1255 x 1161 mm a hmotnost je 1306 kg. V příloze 12 je přiložen výkres sestavení.



Obrázek 41 Výtahový stroj



Obrázek 42 Výtahový stroj seshora



## 4. Závěr

Navrhl jsem sestavu nákladního výtahu s protizávažím. V úvodu jsem nastínil stručnou historii výtahových strojů, potom jsem pokračoval současnou situací v oboru výtahů a jejich norem. Posléze jsem nastudoval funkční princip trakčního výtahu a hlavní součásti výtahového stroje – motor, brzda, převodovka, lanový kotouč, rám. Ze zadaných a volených hodnot jsem určil základní parametry lanového systému. Provedl jsem volbu ze dvou typů drážky lanového kotouče. Typ drážky jsem vybral tak, aby splňovala kritérium měrného tlaku a současně kritérium trakční schopnosti, které je uvedené v normě. Z tohoto výběru jsem zvolil klínovou drážku kvůli nutnému menšímu průměru lana. A tedy následně menšímu převodovému poměru převodovky. Dalším krokem bylo navržení a základní výpočty ve stroji užitě šnekové převodovky. V návrhu převodovky jsem udělal pevnostní kontrolu hřídelí a výběr vhodných ložisek. Navrhl jsem odlévanou skříň šnekové převodovky. K pohonu výtahového stroje jsem vybral asynchronní elektromotor. Výtahový stroj zastavuje bubnová brzda, u které jsem ověřil, že má dostatečný celkový brzdny moment k zastavení. Nutnou součástí stroje je i zubová spojka mezi převodovkou a hřídelí lanového kotouče. U ní jsem dle provozních podmínek určil vhodný typ. Poslední součástí je lanový kotouč. Zde jsem navrhl uložení hřídele kotouče a spočítal pevnostní kontrolu hřídele. Taktéž jsem zkontroloval užitá ložiska, u kterých jsem ověřil danou životnost. Na celém stroji jsem provedl kontroly součástí přenášejících moment - pera, rovnoboké drážkování. Kompletní stroj jsem umístil na svařovaný rám z normalizovaných profilů. Sestavu výtahového stroje jsem realizoval jako 3D model a výkresy sestavení. Cíl práce byl splněn.

Výtahový stroj se hodí do aplikací, kde je nevhodné užití zpřevodování pohonu lany (např. z důvodu méně místa v šachtě). Stroj by mohl být dále optimalizován z hlediska výběru materiálu nebo jeho šetření např. pomocí MKP analýzy. Další možností by bylo zmenšení rozměrů a integrace do např. odlévaného rámu (spíše pro velkovýrobu).

## 5. Seznam použitých zdrojů

- [1] Historie výtahů. *Triplex* [online]. 2014 [cit. 2015-Duben-15]. Dostupné z: <http://triplex.cz/vytahy/historie-vytahu/>
- [2] Ivan Kulibin – The first screw drive elevator. *Elevator history* [online]. [cit. 2015-Duben-05]. Dostupné z: <http://www.elevatorhistory.net/elevator-inventor/ivan-kulibin/>
- [3] Historie výtahů ve světě. *Agartha* [online]. 2014 [cit. 2015-Duben-15]. Dostupné z: <http://agartha.cz/html/vytahy/historie/celkova.php>
- [4] Hydraulické výtahy. *Výtahy Mühlbacher* [online]. 2014 [cit. 2015-Duben-06]. Dostupné z: <http://www.vytahy-muhlbacher.cz/typy-vytahu/hydraulicke-vytahy-50/>
- [5] JANOVSKEÝ, D. *Výtahy a eskalátory*. Praha: STNL, 1980. DT 69.026.7.
- [6] EN 81 - 1. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž osobních a nákladních a malých nákladních výtahů*. .... Praha: ÚNMZ, 2010.
- [7] Anotace textu normy ČSN EN 81-1 (274003). *Technické normy ČSN* [online]. 2008 [cit. 2015-Duben-17]. Dostupné z: [http://www.technicke-normy-csn.cz/274003-csn-en-81-1\\_4\\_32624.html](http://www.technicke-normy-csn.cz/274003-csn-en-81-1_4_32624.html)
- [8] JANOVSKEÝ, L. *Systémy a prostředky vertikální dopravy*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1978. 57-515-78.
- [9] Výtahová lana. *Ocelová lana* [online]. 2014 [cit. 2015-Duben-17]. Dostupné z: <http://www.ocelova-lana.cz/vytahy-cz.xhtml>
- [10] OTMAR, H. T. Z. *Projekt - III. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISRC PLU 2511.



- [11] Kuličkové ložiska jednořadá: ložisko 6211. *SKF* [online]. [cit. 2015-Duben-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- [12] Axiální kuličková ložiska obousměrná: 52311. *SKF* [online]. [cit. 2015-Duben-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/double-direction/index.html>
- [13] Kuličková ložiska jednořadá: ložisko 16020. *SKF* [online]. [cit. 2015-Duben-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- [14] Katalog asynchronních motorů nakrátko. *Siemens* [online]. 2012 [cit. 2015-Duben-10]. Dostupné z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/em/cat\\_em\\_07\\_2006\\_cz.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/em/cat_em_07_2006_cz.pdf)
- [15] All-steel gear coupling. *KTR* [online]. 2014 [cit. 2015-Květen-03]. Dostupné z: [http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en\\_gesamt/004\\_gearex\\_en.pdf](http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/004_gearex_en.pdf)
- [16] Válečková ložiska jednořadá: N 220 ECP. *SKF* [online]. [cit. 2015-Duben-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html>
- [17] GALVI. GALVI DIN failsafe Shoe Brakes N(NV)...HYD.... *Galvi* [online]. [cit. 2015-Duben-06]. Dostupné z: <http://www.galvi.com/moduli/catalogo/schedatecnica/1>



- [18] GALVI GD and GL DIN Couplings. *Galvi* [online]. [cit. 2015-Duben-06]. Dostupné z: <http://www.galvi.com/moduli/catalogo/schedatecnica/13>
- [19] Šestipramenná ocelová lana SEAL. *Vingu* [online]. 2014 [cit. 2015-Duben-03]. Dostupné z: <http://www.vingu.cz/katalog/ocelova-lana/ocelova-lana-metraz/sextipramenna-ocelova-lana-seal>
- [20] Rekonstrukce výtahu. *Výtahy VM* [online]. [cit. 2015-Duben-06]. Dostupné z: <http://www.vytahy-vm.sk/rekonstrukce-vytahu.html>
- [21] Elektromotory Siemens 1000 otáček. *Vlastimil Moravec elektromotory* [online]. [cit. 2015-Květen-10]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1000-otacek/1lg6-183-2ma60-1-6-2.html>

## 6. Seznam použitých zkratek a symbolů

Symbole označené jako ' jsou návrhové (kromě f').

Zkratka/symbol	Jednotka	Význam
$Q$	$[kg]$	Hmotnost břemene
$h$	$[m]$	Zdvih
$v$	$[m/s]$	Rychlost zdvihu výtahu
$L_h$	$[h]$	Životnost zařízení
$i_k$	$[-]$	Lanový převod
$K$	$[kg]$	Hmotnost klece
$Z$	$[kg]$	Hmotnost protizávaží
$P$	$[kg]$	Zdvihaná hmotnost
$L$	$[kg]$	Maximální hmotnost zdvihaného lana
$n_l$	$[-]$	Počet lan
$m_l$	$[kg/m]$	Měrná hmotnost lana
$d$	$[mm]$	Průměr lana
$N_l$	$[kN]$	Jmenovitá únosnost lana při jmenovité pevnosti drátů
$k$	$[-]$	Bezpečnost lana
$D_{lk}$	$[mm]$	Průměr lanového kotouče
$n$	$[ot./min]$	Otáčky hnacího kotouče
$\eta_k$	$[-]$	Účinnost lanového kotouče
$\eta_v$	$[-]$	Účinnost vedení klece
$P_k$	$[kW]$	Výkon na lanovém kotouči
$P_m$	$[kW]$	Výkon elektromotoru
$p_{max}$	$[MPa]$	Maximální měrný tlak v drážce
$T_1$	$[N]$	Statický tah na straně klece
$T_2$	$[N]$	Statický tah na straně závaží
$\gamma$	$[^\circ]$	Úhel zkosení drážky
$\beta$	$[^\circ]$	Úhel dotyku lana s drážkou
$\delta$	$[^\circ]$	Úhel výřezu drážky
$\alpha$	$[^\circ]$	Úhel opásání kotouče
$f'$	$[-]$	Součinitel tření lana v drážce
$a$	$[\frac{m}{s^2}]$	Zrychlení pohyblivých hmot soustavy
$\mu$	$[-]$	Součinitel tření daný normou pro daný případ





Zkratka/symbol	Jednotka	Význam
$L_1$	[–]	Hmotnost nosných lan nad závažím
$L_2$	[–]	Hmotnost lan nad klecí
$f^*$	[–]	Součinitel tření lana v klínové drážce
$f^-$	[–]	Součinitel tření v polokruhové drážce
$P_2 = P_b$	[kW]	Výkon na výstupním hřídeli šnek. převodovky
$n_2$	[ot./min]	Otáčky výstupního hřídele
$u_{12} = i_c$	[–]	Převodový poměr šnekové převodovky
$n_1 = n_m$	[ot./min]	Otáčky vstupního hřídele (motoru)
$\alpha_n$	[°]	Úhel záběru ozubení
$z_1$	[–]	Počet chodů šneku
$z_2$	[–]	Počet zubů šnekového kola
$\eta_{12}$	[–]	Účinnost převodovky
$\gamma_p$	[°]	Úhel stoupání šroubovice převodovky
$M_{k1}$	[Nm]	Kroutící moment na vstupním hřídeli
$M_{k2}$	[Nm]	Kroutící moment na výstupním hřídeli
$d_2$	[mm]	Průměr šnekového kola
$m_n$	[mm]	Normálový modul
$q$	[–]	Součinitel šneku
$h_a^x$	[–]	Součinitel výšky zubu
$c^x$	[–]	Součinitel patní vůle
$d_1$	[mm]	Průměr roztečné kružnice šneku
$d_{a1}$	[mm]	Průměr hlavové kružnice šneku
$d_{f1}$	[mm]	Průměr patní kružnice šneku
$l_1$	[mm]	Délka šneku
$d_{2k}$	[mm]	Roztečný průměr šnekového kola
$b_2$	[mm]	Šířka šnekového kola
$a_{12}$	[mm]	Osová vzdálenost
$a_{w12}$	[mm]	Korigovaná osová vzdálenost
$x$	[–]	Radiální posunutí
$d_{w2}$	[mm]	Korigovaný roztečný průměr šnekového kola
$d_{w1}$	[mm]	Průměr šroubového válce šneku
$d_{a2}$	[mm]	Korigovaný hlavový průměr šnekového kola
$d_{f2}$	[mm]	Korigovaný patní průměr šnekového kola



Zkratka/symbol	Jednotka	Význam
$v_k$	[m/s]	Kluzná rychlost šneku
$\gamma_w$	[°]	Valivý úhel šroubovice
$\eta_z$	[-]	Účinnost šnekového soukolí
$\eta_{LS}$	[-]	Účinnost ložisek šneku
$\eta_{LK}$	[-]	Účinnost ložisek šnekového kola
$d_{2h}$	[mm]	Průměr hřídele šnekového kola
$\sigma_H$	[MPa]	Dotykové napětí na zub
$\sigma_{H\ do\ v}$	[MPa]	Dovolené dotykové napětí na zub
$K_I, K_V, K_{H\alpha}, K_{H\beta}$	[-]	Součinitelé provozních podmínek převodovky
$\sigma_c$	[MPa]	Mez trvalé únavové pevnosti na dotyk
$S_{H\ min}$	[-]	Součinitel bezpečnosti v dotyku
$N_0$	[-]	Základní počet cyklů
$N_{\dot{E}}$	[-]	Ekvivalentní počet cyklů
$\sigma_F$	[MPa]	Ohybové napětí v zubu
$\sigma_{F\ do\ v}$	[MPa]	Dovolené ohybové napětí v zubu
$Y_F$	[-]	Součinitel tvaru zubu
$\sigma_{c(o)}$	[MPa]	Mez trvalé únavové pevnosti na ohyb
$S_{f\ min}$	[-]	Součinitel bezpečnosti v ohybu
$F_{t1}$	[N]	Tečná síla na šneku
$F_{t2}$	[N]	Tečná síla na šnekovém kole
$F_{a1}$	[N]	Axiální síla na šneku
$F_{a2}$	[N]	Axiální síla na šnekovém kole
$F_{r1}$	[N]	Radiální síla na šneku
$F_{r2}$	[N]	Radiální síla na šnekovém kole
$\sigma_{h\ do\ v}$	[MPa]	Dovolené napětí v hřídeli
$y_{max}$	[mm]	Dovolený průhyb na hřídeli
$e_1, e_2, f_1, f_2$	[mm]	Vzdálenost podpor od místa působení sil
$y$	[mm]	Průhyb
$\varphi$	[°]	Zkroucení
$\vartheta$	[°]	Naklopení
$\vartheta_d$	[°]	Dovolené naklopení
$\sigma_e$	[MPa]	Napětí v ohybu
$\tau_s$	[MPa]	Napětí ve stříhu



Zkratka/symbol	Jednotka	Význam
$\tau_t$	[MPa]	Napětí v krutu
$\sigma_e$	[MPa]	Napětí v tahu/tlaku
$\sigma_r$	[MPa]	Redukované napětí
$L_{10mh}$	[h]	Životnost ložiska dle SKF
$P_L$	[kN]	Ekvivalentní zatížení ložiska
$L_{10h}$	[h]	Základní životnost ložiska dle ISO 281:2007
$\frac{C}{P_L}$	[-]	Zatěžovací poměr
$C$	[kN]	Dynamické zatížení
$C_0$	[kN]	Statické zatížení
$p_{dov}$	[MPa]	Dovolený tlak v rovnobokém drážkování, peru
$p_p$	[MPa]	Tlak na pero
$d_p$	[mm]	Průměr hřídele v místě pera
$h_p$	[mm]	Výška pera
$l_a$	[mm]	Funkční délka pera
$\Delta h$	[mm]	Minimální přesah nalisování
$E$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$b_l$	[mm]	Šířka nalisování
$C_l$	[-]	Nalisovací poměr
$S_l$	[mm]	Plocha nalisování bronzového věnce
$f_l$	[-]	Součinitel tření při nalisování
$\sigma_k$	[MPa]	Mez kluzu bronzu
$\sigma_{red}$	[MPa]	Redukované napětí ve věnci
$k_k$	[-]	Bezpečnost nalisování věnce
$M_{st}$	[Nm]	Statický moment výtahu
$I_{sm}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti elektromotoru
$I_{sb}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti bubnu brzdy
$I_{Sš}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti šneku
$I_{Sšk}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti šnekového kola
$I_{Shšk}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti hřídele šnekového kola
$I_{Szs}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti zubové spojky
$I_{Shlk}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setr. hřídele lanového kotouče
$I_{Slk}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti lanového kotouče



Zkratka/symbol	Jednotka	Význam
$M_i$	$[Nm]$	Dynamický moment soustavy výtahu
$I$	$[kgm^2]$	Hmotný moment setrvačnosti celé soustavy
$I_1$	$[kgm^2]$	Moment setr. součástí na rychloběžném hřídeli
$I_2$	$[kgm^2]$	Moment setrvačnosti na pomalubežném hřídeli
$I_3$	$[kgm^2]$	Moment setr. posuvných hmot v přímočarém pohybu
$\varepsilon$	$[rad/s^2]$	Úhlové zpomalení kabiny
$a_v$	$[m/s^2]$	Volené zpoždění kabiny
$M_b$	$[Nm]$	Celkový brzdny moment
$T_{KN}$	$[Nm]$	Provozní moment zubové spojky
$T_{NS}$	$[Nm]$	Návrhový moment zubové spojky
$S_z$	$[-]$	Startovací koeficient zubové spojky
$S_b$	$[-]$	Operační koeficient zubové spojky
$p_{dr}$	$[MPa]$	Tlak v rovnobokém drážkování
$A_1$	$[mm^2]$	Účinná plocha na 1 mm délky drážkování
$l_{dr}$	$[mm]$	Délka drážkování
$D_{dr}$	$[mm]$	Vnější průměr drážkování
$d_{dr}$	$[mm]$	Vnitřní průměr drážkování
$q_h$	$[N/mm]$	Spojité zatížení na hřídeli lanového kotouče
$b_k$	$[mm]$	Šířka lanového kotouče na hřídeli
$\tau$	$[MPa]$	Smykové napětí
$S_3$	$[mm^2]$	Plocha průřezu šroubu
$r_k$	$[mm]$	Rameno momentu na kotouči
$n_\xi$	$[-]$	Počet lícovaných šroubů
$R_e$	$[MPa]$	Mez elasticity lícovaných šroubů
$\tau_d$	$[MPa]$	Dovolené smykové napětí šroubů
$t$	$[mm]$	Nejmenší tloušťka spojovaných materiálů
$d_{dř}$	$[mm]$	Průměr lícovaného šroubu

## 8. Seznam obrázků

Obrázek 1 Celkové uspořádání trakčního výtahu [4] .....	9
Obrázek 2 Výtahový stroj [21] .....	10
Obrázek 3 Schéma hlavní součástí výtahového stroje [7] .....	11
Obrázek 4 Hnací kotouč s jedním opásáním .....	12
Obrázek 5 Šestipramenné lano SEAL [18] .....	13
Obrázek 6 Klínová drážka.....	16
Obrázek 7 Polokruhová drážka se zářezem .....	17
Obrázek 8 Trakční schéma výtahového stroje nad šachtou .....	20
Obrázek 9 Geometrie šnekového. soukolí [9] .....	25
Obrázek 10 Diagram určení počtu zubů s ohledem na převodový poměr [9] ..	26
Obrázek 11 Uložení vstupní hřídele.....	36
Obrázek 12 Skica vstupního hřídele .....	37
Obrázek 13 Schéma sil na šneku v prvním směru.....	37
Obrázek 14 Rozložení sil na vstupním hřídeli, 1. směr otáčení .....	37
Obrázek 15 Rozložení sil na vstupním hřídeli, 2. směr otáčení .....	37
Obrázek 16 Ložisko 6211 [10] .....	39
Obrázek 17 Axiální ložisko 52 311 [11].....	40
Obrázek 18 Uložení výstupní hřídele .....	41
Obrázek 19 Rozložení sil na výstupním hřídeli, 1. směr otáčení .....	41
Obrázek 21 Skica výstupního hřídele .....	41
Obrázek 20 Schéma sil na šnekovém kole v prvním směru .....	41
Obrázek 22 Rozložení sil na výstupním hřídeli, 2. směr otáčení .....	42
Obrázek 23 Ložisko 16020 [12] .....	43
Obrázek 24 Lisovací rozměry (9).....	44
Obrázek 25 Skříň převodovky .....	46
Obrázek 26 Skříň převodovky zespoda .....	46
Obrázek 27 Siemens 1LG4206-6AA [20].....	47
Obrázek 28 Elektrohydraulická brzda Galvi [16] .....	48
Obrázek 29 Brzdový buben Galvi [17] .....	49
Obrázek 30 Uložení brzdového bubnu .....	49
Obrázek 31 Zubová spojka Gearex [15] .....	52
Obrázek 32 Uložení zubové spojky .....	53
Obrázek 33 Lanový kotouč .....	54



Obrázek 34 Uložení lanového kotouče .....	54
Obrázek 35 Skica hřídele lanového kotouče.....	54
Obrázek 36 Rozložení sil na hřídeli kotouče.....	55
Obrázek 37 Obrázek 37 Ložisko N 220 ECP [16].....	57
Obrázek 38 Rám zesponu .....	59
Obrázek 39 Rám z boku .....	59
Obrázek 40 Rám s podporami .....	59
Obrázek 41 Výtahový stroj.....	60
Obrázek 42 Výtahový stroj seshora .....	60



## 9. Seznam tabulek

Tabulka 1 Měrné tlaky v klínové drážce .....	16
Tabulka 2 Měrný tlak v MPa v polokruhové drážce $\delta = 95^\circ$ .....	17
Tabulka 3 Měrný tlak v MPa v polokruhové drážce se zářezem $\delta = 105^\circ$ .....	18
Tabulka 4 Třecí koeficienty pro klínovou drážku .....	22
Tabulka 5 Třecí koeficienty pro polokruhovou drážku se zářezem $\delta = 95^\circ$ .....	23
Tabulka 6 Třecí koeficienty pro polokruhovou drážku se zářezem $\delta = 105^\circ$ .....	24
Tabulka 7 Vlastnosti materiálu šneku .....	27
Tabulka 8 Vlastnosti materiálu šnekového kola .....	27
Tabulka 9 Součinitel $K_v$ [9] .....	32
Tabulka 10 Součinitel $Y_f$ [9] .....	34
Tabulka 11 Součinitel $k_\alpha$ [9] .....	34
Tabulka 12 Výsledné napětí a průhyby na vstupním hřídeli .....	38
Tabulka 13 Výsledné reakce v podporách vstupní hřídele .....	39
Tabulka 14 Specifikace ložiska 6211 [10] .....	39
Tabulka 15 Výsledky výpočtu životnosti ložiska 6211 .....	40
Tabulka 16 Specifikace ložiska SKF 52 311 [11] .....	40
Tabulka 17 Výsledky výpočtu životnosti ložiska 52 311 .....	40
Tabulka 18 Tabulka 13 Výsledné napětí a průhyby na výstupní hřídeli .....	42
Tabulka 19 Výsledné reakce v podporách výstupní hřídele .....	43
Tabulka 20 Specifikace ložiska 16020 [12] .....	43
Tabulka 21 Výsledky výpočtu životnosti ložiska .....	44
Tabulka 22 Tolerance uložení .....	45
Tabulka 23 Specifikace elektromotoru [13] .....	47
Tabulka 24 Momenty setrvačností dílu sestavy .....	50
Tabulka 25 Specifikace zubové spojky [14] .....	52
Tabulka 26 Výsledné napětí a průhyby na hřídeli kotouče .....	55
Tabulka 27 Výsledné reakce v podporách hřídele lanového kotouče .....	56
Tabulka 28 Parametry ložiska N 220 ECP [15] .....	56
Tabulka 29 Výsledky výpočtu životnosti ložiska .....	57



## 10. Seznam příloh

Příloha 1	Výpočet životnosti ložiska SKF 6211
Příloha 2	Výpočet životnosti ložiska SKF 52311
Příloha 3	Výpočet životnosti ložiska SKF 16020
Příloha 4	Výpočet životnosti ložiska SKF N 220 ECP
Příloha 5	Výsledky pevnostní kontroly vstupní hřídele
Příloha 6	Výsledky pevnostní kontroly výstupní hřídele
Příloha 7	Výsledky pevnostní kontroly hřídele lanového kotouče
Příloha 8	Specifikace elektromotoru SIEMENS
Příloha 9	Specifikace bubnové brzdy GALVI
Příloha 10	Specifikace bubnového kotouče GALVI
Příloha 11	Specifikace zubové spojky GEAREX
Příloha 12	Výkres sestavení výtahu
Příloha 13	Výkres sestavení šnekové převodovky



## Příloha 1

Bearing life : 6211
SI Imperial

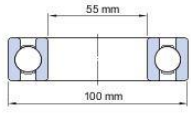
Input parameters

<b>Select bearing internal radial clearance</b>	Normal internal radial clearance
$F_r$ Radial load	3.553 kN
$F_a$ Axial load	0 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	970 r/min
<b>Operating temperature</b> Bearing outer ring	50 °C
<b><math>\eta_c</math> specification method</b>	Cleanliness classification(recommended)
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	ISO 4406 cleanliness code -/15/12
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
<b>Viscosity at 40 °C</b>	100 mm <sup>2</sup> /s

Result

$L_{10mh}$ SKF rating life	>1000000 hour
$a_{SKF}$ SKF life modification factor $a_{SKF}$	50
$\kappa$ Viscosity ratio	4.5
$P$ Equivalent dynamic bearing load	3.55 kN
$\eta_c$ Factor for contamination level	0.59
$v_1$ Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	13.6 mm <sup>2</sup> /s
$L_{10h}$ Basic rating life	37900 hour
$C/P$ Load ratio	13

Bearing data



**Designation** 6211 \*

**d** 55 mm  
**D** 100 mm  
**B** 21 mm  
**C** 46.2 kN  
**C<sub>0</sub>** 29 kN

**Type** Deep groove ball bearing

\* SKF Explorer bearing

[View bearing details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

## Příloha 2

Bearing life : 52311
SI Imperial

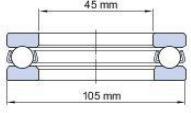
Input parameters

$F_a$ Axial load	9.549 kN
$n_i$ Rotational speed of the shaft washer	970 r/min
<b>Operating temperature</b> Bearing housing washer	50 °C
<b><math>\eta_c</math> specification method</b>	Cleanliness classification(recommended)
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	ISO 4406 cleanliness code -/15/12
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
<b>Viscosity at 40 °C</b>	100 mm <sup>2</sup> /s

Result

$L_{10mh}$ SKF rating life	391000 hour
$a_{SKF}$ SKF life modification factor $a_{SKF}$	19.2
$\kappa$ Viscosity ratio	4.42
$P$ Equivalent dynamic bearing load	9.55 kN
$\eta_c$ Factor for contamination level	0.58
$v_1$ Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	13.9 mm <sup>2</sup> /s
$L_{10h}$ Basic rating life	20300 hour
$C/P$ Load ratio	10.6

Bearing data



**Designation** 52311

**d** 45 mm  
**D** 105 mm  
**H** 64 mm  
**C** 101 kN  
**C<sub>0</sub>** 224 kN

**Type** Thrust ball bearing

[View bearing details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

## Příloha 3

**Bearing life : 16020**

Input parameters

<b>Select bearing internal radial clearance</b>	Normal internal radial clearance
$F_r$ Radial load	8.406 kN
$F_a$ Axial load	2.786 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	47.75 r/min
<b>Operating temperature</b> Bearing outer ring	40 °C
$\eta_c$ <b>specification method</b>	Cleanliness classification(recommended)
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	ISO 4406 cleanliness code -/15/12
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
<b>Viscosity at 40 °C</b>	100 mm <sup>2</sup> /s

Result

<b>L<sub>10mh</sub></b> SKF rating life	32200 hour
$a_{SKF}$ SKF life modification factor $a_{SKF}$	0.68
$\kappa$ Viscosity ratio	0.68
<b>P</b> Equivalent dynamic bearing load	8.99 kN
$\eta_c$ Factor for contamination level	0.24
$\nu_1$ Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	146.1 mm <sup>2</sup> /s
<b>L<sub>10h</sub></b> Basic rating life	47400 hour
<b>C/P</b> Load ratio	5.1

Select unit system

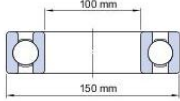
SI  Imperial

**Selected calculations**

Bearing life

[Remove](#)

**Bearing data**



**Designation** 16020 \*

**d** 100 mm  
**D** 150 mm  
**B** 16 mm  
**C** 46.2 kN  
**C<sub>0</sub>** 44 kN

**Type** Deep groove ball bearing

\* SKF Explorer bearing

[View bearing details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

## Příloha 4

**Bearing life : N 220 ECP**

Input parameters

$F_r$ Radial load	22.5 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	47.75 r/min
<b>Operating temperature</b> Bearing outer ring	40 °C
$\eta_c$ <b>specification method</b>	Cleanliness classification(recommended)
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
<b>Viscosity at 40 °C</b>	100 mm <sup>2</sup> /s

Result

<b>L<sub>10mh</sub></b> SKF rating life	>1000000 hour
$a_{SKF}$ SKF life modification factor $a_{SKF}$	1.66
$\kappa$ Viscosity ratio	0.73
<b>P</b> Equivalent dynamic bearing load	22.5 kN
$\eta_c$ Factor for contamination level	0.41
$\nu_1$ Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	137.7 mm <sup>2</sup> /s
<b>L<sub>10h</sub></b> Basic rating life	>1000000 hour
<b>C/P</b> Load ratio	12.7

Select unit system

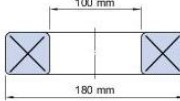
SI  Imperial

**Selected calculations**

Bearing life

[Remove](#)

**Bearing data**



**Designation** N 220 ECP \*

**d** 100 mm  
**D** 180 mm  
**C** 285 kN  
**C<sub>0</sub>** 305 kN

**Type** Cylindrical roller bearing

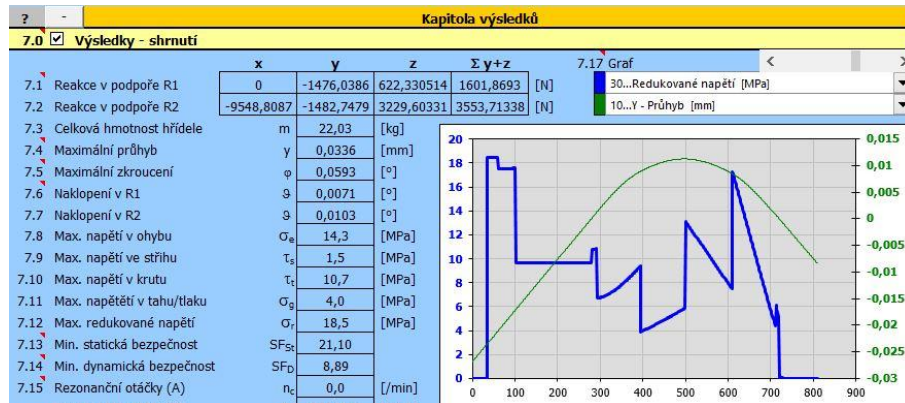
\* SKF Explorer bearing

[View bearing details](#)

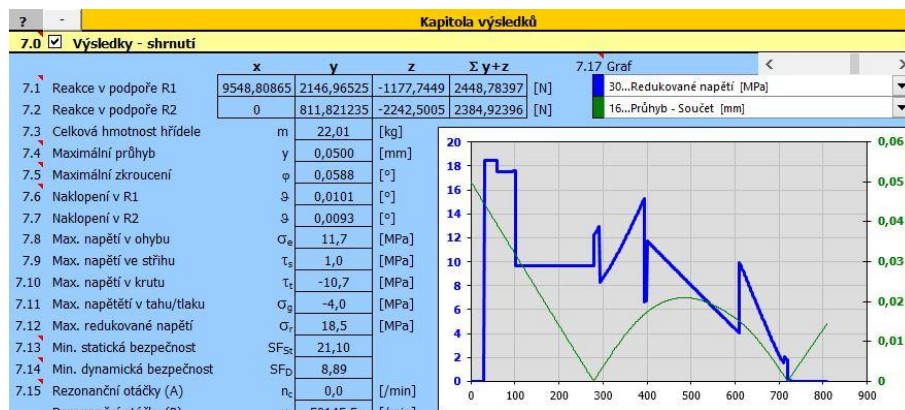
Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

## Příloha 5

### 1. Směr otáčení

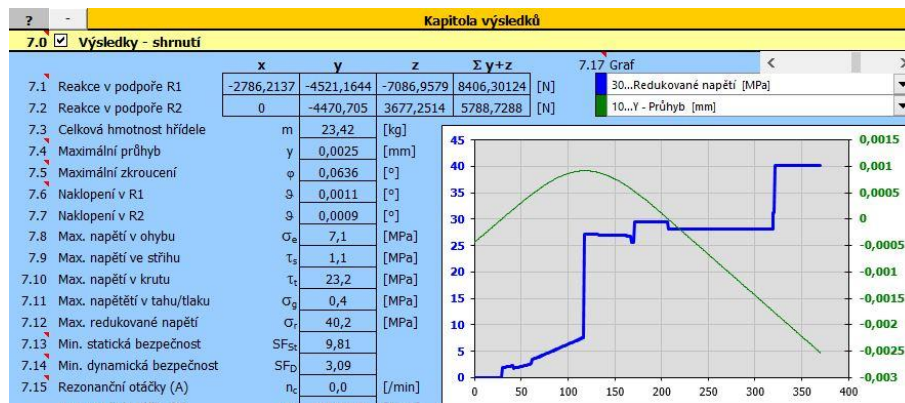


### 2. Směr otáčení

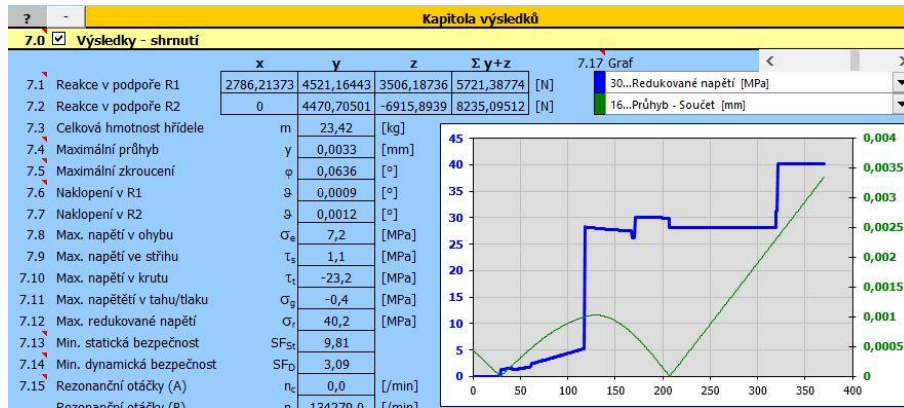


## Příloha 6

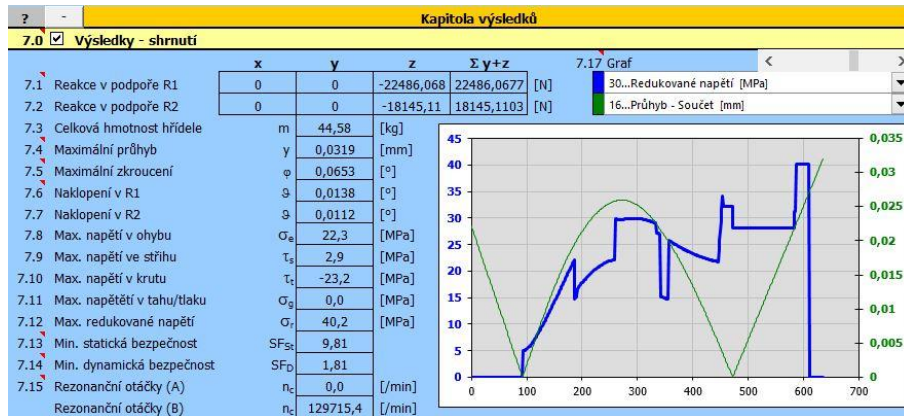
### 1. Směr otáčení



## 2. Směr otáčení



## Příloha 7



## Příloha 8

### Motory s rotorem nakrátko

#### Motory 1LG6 - základní řada

Motory šetřící energii - „Zvýšená účinnost“ IE2 podle ČSN EN (IEC) 60034-30, stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

#### Technická data pro výběr a objednávání

Jmenovitý výkon	Velikost	Objednávací číslo	Třída účinnosti dle IEC 60034-30	Jmenovitá otáčky	Účinnost $\eta$	Účinný $\cos \phi$ při jmenovitého výkonu	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momentová třída KL	Momentové pásmo viz strana 2/12	Moment setřvačnosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca		
kW			IE	min <sup>-1</sup>	%	%	A	Nm	-	-	-		kgm <sup>2</sup>	kg			
<b>3000 min<sup>-1</sup>, 2 pólové, 50 Hz</b>																	
22	180 M	1LG6 183-2MA.. <sup>1</sup> IE2	2955	2955	91,3	92,0	0,88	0,86	39,5	71	2,4	74	3,3	16	2	0,086	170
30	200 L	1LG6 206-2MA.. <sup>1</sup> IE2	2960	2960	92,0	92,1	0,88	0,86	53,5	97	2,4	70	3,3	16	2	0,151	220
37	200 L	1LG6 207-2MA.. <sup>1</sup> IE2	2960	2960	92,5	92,7	0,89	0,88	65	119	2,5	72	3,3	16	2	0,182	250
45	225 M	1LG6 223-2MA.. <sup>1</sup> IE2	2965	2965	92,9	92,9	0,88	0,85	79	145	2,7	76	3,5	16	2	0,23	300
55	250 M	1LG6 253-2MB.. <sup>1</sup> IE2	2970	2970	93,2	93,3	0,89	0,86	96	177	2,4	71	3,1	13	14	0,4	380
75	280 S	1LG6 280-2MB.. <sup>1</sup> IE2	2978	2978	93,8	93,5	0,87	0,84	133	240	2,5	72	3,2	13	14	0,72	600
90	280 M	1LG6 283-2MB.. <sup>1</sup> IE2	2975	2975	94,1	94,0	0,88	0,85	157	289	2,5	71	3,1	13	14	0,84	570
110	315 S	1LG6 310-2MB.. <sup>1</sup> IE2	2982	2982	94,3	94,2	0,90	0,88	187	352	2,4	73	3,0	13	14	1,3	750
132	315 M	1LG6 313-2MB.. <sup>1</sup> IE2	2982	2982	94,6	94,5	0,91	0,91	220	423	2,6	71	2,9	13	14	1,6	915
160	315 L	1LG6 316-2MB.. <sup>1</sup> IE2	2982	2982	94,8	94,9	0,92	0,90	265	512	2,5	70	3,0	13	14	1,8	960
200	315 L	1LG6 317-2MB.. <sup>1</sup> IE2	2982	2982	95,0	95,2	0,92	0,91	330	640	2,4	71	2,8	13	14	2,2	1200
250	315 L	1LG6 318-2MB.. <sup>1</sup> IE2	2986	2986	95,0	94,9	0,91	0,89	415	800	3,2	8,3	3,5	13	14	2,6	1280
315	315 L	1LG6 312-2MA.. <sup>1</sup> IE2	2986	2986	95,0	94,7	0,89	0,87	540	1007	3,4	9,2	3,8	13	14	2,8	1355
<b>1500 min<sup>-1</sup>, 4 pólové, 50 Hz</b>																	
18,5	180 M	1LG6 183-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1470	1470	91,2	91,5	0,83	0,77	35,5	120	2,5	6,8	3,0	16	3	0,12	160
22	180 L	1LG6 186-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1465	1465	91,6	92,0	0,84	0,8	41,5	143	2,5	75	3,3	16	3	0,14	185
30	200 L	1LG6 207-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1475	1475	92,3	92,8	0,85	0,81	55	195	2,4	6,7	3,1	16	3	0,23	225
37	225 S	1LG6 220-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1470	1470	92,7	93,6	0,87	0,84	66	240	2,6	6,5	3,0	16	4	0,4	285
45	225 M	1LG6 223-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1475	1475	93,1	93,6	0,87	0,83	80	291	2,6	70	3,1	16	4	0,53	315
55	250 M	1LG6 253-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1480	1480	93,5	93,7	0,86	0,81	100	355	2,8	71	3,0	16	14	0,56	390
75	280 S	1LG6 280-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1485	1485	94,0	94,3	0,87	0,85	132	462	2,5	70	2,9	16	14	1,3	600
90	280 M	1LG6 283-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1486	1486	94,2	94,6	0,87	0,83	159	578	2,6	73	3,1	16	14	1,4	640
110	315 S	1LG6 310-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1490	1490	94,5	94,6	0,86	0,83	195	705	2,7	74	3,0	16	4	2,0	750
132	315 M	1LG6 313-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1488	1488	94,7	94,9	0,87	0,84	230	847	2,7	71	2,9	16	4	2,3	870
160	315 L	1LG6 316-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1488	1488	94,9	95,2	0,87	0,84	280	1027	3,2	75	3,0	16	4	2,8	950
200	315 L	1LG6 317-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1490	1490	95,1	95,3	0,87	0,84	350	1282	3,2	79	3,1	16	4	3,4	1120
250	315 L	1LG6 318-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1488	1488	95,1	95,2	0,87	0,84	435	1605	3,1	77	3,1	16	4	4,2	1290
315	315 L	1LG6 312-4MA.. <sup>1</sup> IE2	1488	1488	95,1	94,9	0,86	0,83	560	2022	3,1	77	3,1	16	4	5,0	1600
<b>1000 min<sup>-1</sup>, 6 pólové, 50 Hz</b>																	
15	180 L	1LG6 186-6AA.. <sup>1</sup> IE2	975	975	89,7	90,5	0,81	0,77	30	147	2,4	5,5	2,5	16	9	0,203	175
18,5	200 L	1LG6 206-6AA.. <sup>1</sup> IE2	978	978	90,4	91,0	0,81	0,76	36,5	181	2,4	5,6	2,4	16	9	0,285	210

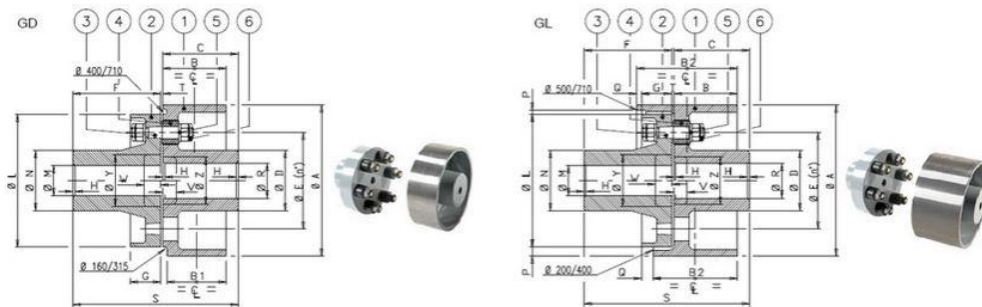
# Příloha 9

## GALVI GD and GL DIN Couplings

Flexible Couplings with Brakedrums as per DIN 15431 Standard (GD) or with Brakedrum 1,5 times wider than the DIN Standard Brakedrum (GL).

### STANDARD AND OPTIONAL FEATURES

- Flexible Coupling with Brakedrum as per DIN 15431 Standard (GD)
- or
- Flexible Coupling with Brakedrum 1,5 times wider than the DIN Standard Brakedrum (GL)
- Model in gray cast iron UNI EN 1563, EN-GJL-250 (M)
- or
- Model in spheroidal cast iron UNI EN 1563, EN-GJS-500-7 (S)
- Hubs with unbored M and R holes (G)
- or
- Hubs with M and R cylindrical holes bored H7 and with keyways UNI 6604 H7 (L)
- or
- Hubs with M and R cylindrical holes bored H7, with keyways UNI 6604 H7 and dynamically balanced half Coupling gear box side (B)



Diametro dei fori M e R Diameter of holes M and R Bohrungsdurchmesser Mund R	H x 45°	Particolare Item Detail Teil Nr.	Denominazione Description Dénomination Bezeichnung			Giunto tipo Coupling type Accouplement type Kupplung Typ	
						GD	GL
≤ 30	1,4	1	Semi giunto lato riduttore Half Coupling gear box side Demi-accouplement côté réducteur	Getriebeseitige Kupplungshälfte	SER206	SER207	
> 30 ≤ 40	1,8	2	Semi giunto lato motore Half Coupling motor side Demi-accouplement côté moteur	Motorseitige Kupplungshälfte	SEM	SEM	
> 40 ≤ 60	2,5	3	Colonna Driving Pin Colonne	Spule	R01	R01	
> 60 ≤ 80	3	4	Bussolo elastico Rubber Bush Boucle élastique	Elastische Buchse	R02	R02	
> 80 ≤ 100	4	5	Rozetta Washer Rondele	Unterlegscheibe	R03	R03	
> 100 ≤ 120	6	6	Stilo con bloccante Self locking Nut Écrou de serrée	Selbstsichernde Mutter	R04	R04	

Giunto tipo Coupling type Accouplement type Kupplung Typ	Mte <sup>20</sup> max [N·m]	Mbr <sup>20</sup> max [N·m]	Cp <sup>20</sup> max [N·m]	n max	O A	B	B1	C	O D	O E	F	G	O L h9	O M max grasso not machined Smil unbearbeitet	O N	O R max grasso not machined Smil unbearbeitet	S	T	V	W	O Y	O Z	n*	I <sup>20</sup>	Massa <sup>20</sup>			
																									Massa <sup>20</sup> Masse <sup>20</sup> [Kg]			
GD.160.1 <sup>20</sup>	110	270	28.2	2980	4770	160	68	60	83	65	105	80	40	150	-	38	65	-	40	167	4	18	-	50	4	0.028	10.6	
GD.200.2	250	580	67.3	2280	3810	200	85	75	100	80	125	110	50	180	20	42	80	20	50	214	4	20	-	60	4	0.073	18.6	
GD.250.2	550	1210	57.3	1900	3050	250	105	95	125	100	160	145	50	220	23	60	100	23	60	274	4	22	40	75	70	6	0.195	33.7
GD.315.2	1250	2960	107	1510	2420	315	133	118	163	130	200	145	60	270	30	70	130	30	80	303	5	24	40	90	90	6	0.568	69.7
GD.400.2	2800	6320	181	1190	1900	400	150	-	170	150	250	175	70	335	42	80	130	42	90	350	5	27	50	105	100	6	1.65	101
GD.500.1	6300	11020	298	950	1520	500	190	-	190	160	315	180	80	425	54	90	160	54	100	375	6	30	60	120	110	6	4.91	172
GD.630.2	16000	25600	384	750	1210	630	236	-	236	180	400	225	95	530	56	110	180	56	110	468	7	33	80	160	130	8	13.8	305
GD.710.1	29000	36290	701	670	1070	710	265	-	265	200	450	225	110	600	72	120	200	72	120	498	8	35	80	160	140	12	26.4	441

# Příloha 10

## GALVI DIN failsafe Shoe Brakes N(IV)...HYD...

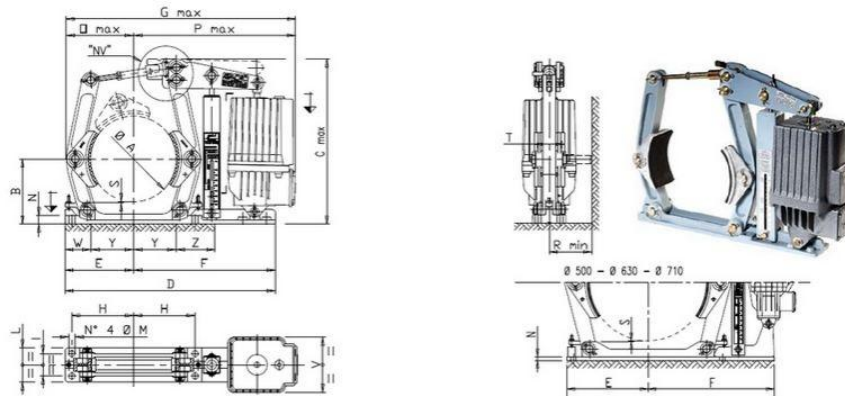
Failsafe Shoe Brakes as per DIN 15435 standard, with electrohydraulic a.c. HYDRO GALVI Thrusters and with external adjustable main spring set.

### STANDARD FEATURES

- HYDRO GALVI a.c. electrohydraulic Thruster (IP-65, class F) (HYD)
- Aluminium DIN 15435 brake Shoes with steel bushings (CD)
- Asbestos free linings with theoretical friction coefficient  $\mu = 0,42$  (42)
- Galvanized pins (PS)
- Self lubricating bushes on main pins (AU)
- Galvanized pins, tie rods, and small items (ZN)
- Epoxy antisalt paint final colour GREY RAL 7001
- Cast iron levers and base for models from diameter 160 mm to diameter 500 mm included
- Steel levers and base for models diameters 630 mm and 710 mm (the steel base, unlike the cast iron base, must be totally in contact with the floor)

### AVAILABLE OPTIONAL ITEMS

- Self adjusting device (NV)
- Extra-wide brake Shoes (1,5 times wider than the DIN standard brake Shoes) (CL)
- Stainless steel pins (SS)
- Lubricators on main pins (GR)
- Open position mechanical microswitch on left (L) or right (R) side (FIA-L,R)
- Linings' wear mechanical microswitch on left (L) or right (R) side (FIC-L,R)
- Manual opening and locking system on opposite side to FIA optional items's side (HAN-L,R)
- Supporting spheres for vertical brake axis on opposite side to FIC optional items's side (not available for models with Thrusters 024, 031, 051 and 081) (it is necessary to have Thruster with foot rotated 90 degrees) (ORZ-L,R)
- Lowering valve for HYDRO Thruster (not available for Thrusters 024, 031, 051 and 081) (LO)
- Lifting valve for HYDRO Thruster (not available for Thrusters 024, 031, 051 and 081) (LI)



Freno tipo Brake type Frein type Bremsen Typ	Ct <sup>10</sup> ( $\mu=0,42$ ) min-max [N*m]	Ø A	B	C max	D	E	F	G max	H	I	L	Ø M	N	O max	P max	R min	S	T (CD)	T <sup>10</sup> (CL)	W	Y	V	Z	Massa <sup>10</sup> Masse <sup>10</sup> Masse <sup>10</sup> [kg]
N(NV).160.HYD.023/06 <sup>R</sup>	25 - 250	160	130	383	480	140	340	530	120	65	100	12	20	132	398	84	5	65	85	65	85	160	92	23
N(NV).160.HYD.024/06 <sup>R</sup>	25 - 250	160	130	383	480	140	340	530	120	65	100	12	20	132	398	84	5	65	85	65	85	160	92	22
N(NV).200.HYD.023/06	29 - 310	200	160	402	538	170	368	588	145	65	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	27
N(NV).200.HYD.024/06	29 - 310	200	160	402	538	170	368	588	145	65	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	26
N(NV).200.HYD.030/06	29 - 400	200	160	467	538	170	368	588	145	65	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	31
N(NV).200.HYD.031/06	29 - 400	200	160	467	538	170	368	588	145	65	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	29
N(NV).250.HYD.023/06	42 - 320	250	190	481	615	200	415	671	180	65	100	18	25	197	474	127	3	90	135	75	124	160	114	25
N(NV).250.HYD.024/06	42 - 320	250	190	481	615	200	415	671	180	65	100	18	25	197	474	127	3	90	135	75	124	160	114	34
N(NV).250.HYD.030/06	42 - 440	250	190	481	615	200	415	670	180	65	100	18	25	197	473	127	3	90	135	75	124	160	114	39
N(NV).250.HYD.031/06	42 - 440	250	190	481	615	200	415	670	180	65	100	18	25	197	473	127	3	90	135	75	124	160	114	37
N(NV).250.HYD.050/06	42 - 720	250	190	552	615	200	415	699	180	65	100	18	25	197	502	127	3	90	135	75	124	190	114	51
N(NV).250.HYD.051/06	42 - 720	250	190	552	615	200	415	684	180	65	100	18	25	197	497	127	3	90	135	75	124	190	114	44

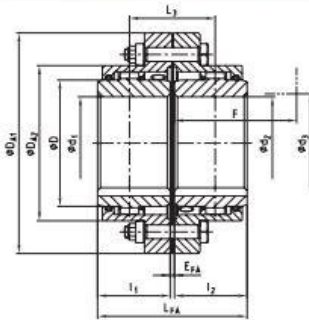
# Příloha 11



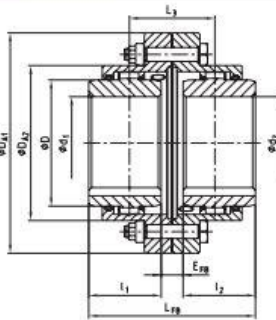
## Type FA, type FB and type FAB



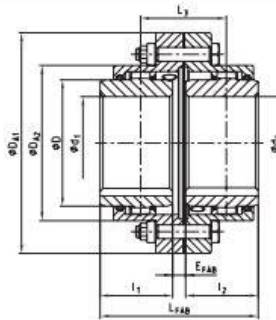
- Coupling in accordance with AGMA 9008-B00
- Double-cardanic crowned gear coupling
- To be used on all applications in general engineering
- Compensating for shaft misalignment axial – radial – angular
- Available with finish bore to ISO fit H7, feather key according to DIN 6885 sheet 1, taper and inch bores
- For horizontal assembly
- Higher torques to be realized by special materials
- $\text{Ex}$  Approved and confirmed according to EC Standard 94/9/ EC (Explosion Certificate ATEX 95)
- Max. torque of coupling  $T_{Kmax.} = 2 \cdot T_{KN}$



Type FA



Type FB



Type FAB

Dimensions																		
Größe	Pilot bored	Max. finish bore		Dimensions [mm]														Grease <sup>1)</sup> feeding [dm <sup>3</sup> ]
		d <sub>1</sub> ; d <sub>2</sub>	l <sub>1</sub> ; l <sub>2</sub>	Hub lengthened max l <sub>1</sub> ; l <sub>2</sub>	E <sub>FA</sub>	E <sub>FB</sub>	E <sub>FAB</sub>	L <sub>FA</sub>	L <sub>FB</sub>	L <sub>FAB</sub>	L <sub>g</sub>	D	D <sub>A1</sub>	D <sub>A2</sub>	F <sup>1)</sup>	d <sub>g</sub> <sup>1)</sup>		
10	26	50	43	105	3	21	12	89	107	98	55	67	111	84	74	52	0,02	
15	26	64	50	115	3	15	9	103	115	109	59	87	152	107	84	68	0,04	
20	31	80	62	130	3	31	17	127	155	141	79	108	178	130	104	85	0,08	
25	38	98	76	150	5	29	17	157	181	169	93	130	213	158	123	110	0,12	
30	44,5	112	90	170	5	33	19	185	213	199	109	153	240	182	148	130	0,18	
35	46	133	105	185	6	40	23	216	250	233	128	180	280	214	172	150	0,22	
40	52	158	120	215	6	42	24	246	282	264	144	214	318	250	192	175	0,35	
45	80	172	135	245	8	50	29	278	320	299	164	233	347	274	216	190	0,45	
50	80	192	150	265	8	56	32	308	356	332	182	260	390	306	241	220	0,70	
55	90	210	175	300	8	70	39	358	420	389	214	283	425,5	334	275	250	0,90	
60	100	232	190	305	8	84	46	388	464	426	236	312	457	365,5	316	265	1,15	
70	100	276	220	310	10	76	43	450	516	483	263	371	527	425	360	300	1,50	

Technical data										
Size	Torque [Nm]		Max. speed [rpm]	Weight with max. bore [kg]			Mass moment of inertia J with max. bore Ø [kgm <sup>2</sup> ]	Dowel screws (10.9)		
	T <sub>KN</sub>	T <sub>KN</sub> (42CrMo4)		Sleeve	Hub	Total		z	M	T <sub>A</sub> [Nm]
10	930	1580	8500	0,75	0,55	2,73	0,00436	6	M6	15
15	2000	3300	7700	1,88	1,12	6,38	0,01894	8	M8	26
20	3500	6300	6900	2,60	2,09	9,94	0,04000	8	M10	72
25	6500	11000	6200	4,43	3,56	16,83	0,09749	8	M12	125
30	10000	17400	5800	5,83	6,18	25,21	0,18080	8	M12	125
35	17000	28800	5100	9,71	9,87	41,25	0,41419	8	M14	200
40	28500	48500	4500	11,88	16,07	58,14	0,75535	8	M14	200
45	37000	62000	4000	15,72	21,42	77,08	1,17590	10	M14	200
50	51000	86000	3750	25,66	29,59	114,40	2,24991	8	M18	430
55	65000	110000	3550	31,52	40,30	150,41	3,45102	14	M18	430
60	85000	145000	3400	32,82	52,96	177,44	4,16734	14	M18	430
70	135000	240000	3200	43,52	85,77	268,20	9,32429	16	M20	610