

# Korečkový elevátor pro dopravu obilí

Marek Gavenda

Bakalářská práce  
2017

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství  
akademický rok: 2016/2017

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Marek Gavenda**  
Osobní číslo: **T15107**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Korečkový elevátor pro dopravu obilí**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii k danému tématu.
2. Návrh korečkového elevátoru pro dopravu obilí do obilního sila. Provedte pro dopravní výšku 15 m a výkon 40 000 kg/hod.
3. Vypracujte návrhovou sestavu zařízení.
4. Zhotovte výrobní dokumentaci zařízení.

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. **POLÁK, J: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X**
2. **GAJDŮŠEK, J. – ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988**
3. **ČSN ISO 5048 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky**
4. **Související ČSN a firemní literatura**

Vedoucí bakalářské práce:

**Ing. František Volek, CSc.**

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

**2. ledna 2017**

Termín odevzdání bakalářské práce:

**19. května 2017**

Ve Zlíně dne 30. ledna 2017

doc. Ing. František Buňka, Ph.D.  
*děkan*



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.  
*ředitel ústavu*

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby <sup>1)</sup>;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 <sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 12.5.2017

  
.....

<sup>1)</sup> zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevydělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

<sup>2)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacího zařízení (školní dílo).

<sup>3)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihledne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

## **ABSTRAKT**

Cílem této bakalářské práce je návrh korečkového elevátoru pro dopravu obilí. Teoretická část práce je zaměřena na popis korečkových elevátorů a jejich hlavních částí. Praktická část je zaměřená na funkční výpočet korečkového elevátoru. Následuje pevnostní kontrola hnacího hřídele v nebezpečných průřezech, kontrola per na otlacení a výpočet trvanlivosti ložisek. Přílohou bakalářské práce je návrhová sestava zařízení včetně výrobní dokumentace zařízení.

Klíčová slova: Korečkový elevátor, koreček, doprava obilí, dopravník, pás

## **ABSTRACT**

The aim of the bachelor thesis is a design of a bucket hoist for grain transport. The theoretical part of the thesis focuses on the description of the bucket hoist and its main parts. The practical part deals with the functional calculation of the bucket hoist. Then, the thesis concerns strength control of a drive shaft in dangerous cross-sections, strength check of parallel keys for deformation and bearing life calculation. The design of the mechanism with the manufacturing documentation is a supplement to this bachelor thesis.

Key words: Bucket hoist, bucket, grain transport, conveyor, belt

Děkuji panu Ing. Františku Volkovi, CSc. za vedení bakalářské práce a odbornou konzultaci při zpracování této práce. Také děkuji rodině za podporu po celou dobu studia.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I. TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>11</b>
<b>1 KOREČKOVÝ ELEVÁTOR</b> .....	<b>12</b>
1.1 Korečky elevátoru.....	13
1.2 Tažné orgány.....	14
1.2.1 Řetězy .....	14
1.2.2 Pásy.....	14
1.3 Plnění korečků .....	16
1.4 Vyprazdňování korečků.....	17
1.5 Nosná konstrukce.....	18
1.6 Pohon a napínání.....	19
<b>II. PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>20</b>
<b>2 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE</b> .....	<b>21</b>
2.1 Koncepce navrženého řešení .....	21
2.2 Funkční výpočet.....	22
2.2.1 Předběžný výpočet.....	22
2.2.1.1 Parametry zadané.....	22
2.2.1.2 Parametry volené a stanovené výpočtem.....	22
2.2.1.3 Schéma.....	23
2.2.1.4 Předběžný výkon motoru .....	23
2.2.1.5 Předběžná obvodová síla na hnacím bubnu .....	24
2.2.1.6 Volba tažného orgánu a korečku .....	24
2.2.1.7 Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku .....	25
2.2.1.8 Stanovení předběžných tahů v tažném orgánu .....	25
2.2.1.9 Volba tažného pásu .....	26
2.2.2 Zpřesněný výpočet.....	27
2.2.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu.....	27
2.2.2.2 Výkon motoru .....	30
2.2.2.3 Obvodová síla .....	31



2.2.2.4	Napínací síla $F_n$ .....	31
2.2.2.5	Celkový tah v nabíhající větvi tažného orgánu.....	32
2.2.2.6	Celkový tah ve sbíhající větvi tažného orgánu .....	32
2.2.2.7	Odstředivá síla na hnacím bubnu.....	32
2.2.2.8	Kontrola vyprazdňování korečků.....	32
2.2.2.9	Kontrola minimálního dopravního výkonu.....	33
2.3	Kontrola hnacího hřídele .....	34
2.3.1	Velikost síly $F_M$ působící od motoru.....	34
2.3.2	Reakce v ložiskách.....	34
2.3.3	Zatížení hřídele vnitřními výslednými účinky.....	35
2.3.4	Kontrola řezu A – A.....	36
2.3.5	Kontrola řezu B – B .....	37
2.3.6	Kontrola řezu C – C .....	39
2.3.7	Kontrola řezu D – D.....	40
2.3.8	Kontrola řezu E – E .....	41
2.3.9	Kontrola řezu F – F .....	42
2.3.10	Návrh a kontrola pera na otláčení a stříh na průměru $d_1$ .....	43
2.3.11	Návrh a kontrola pera na otláčení a stříh na průměru volnoběžky GV40 ...	44
2.4	Kontrolní výpočet ložisek.....	46
<b>ZÁVĚR .....</b>		<b>47</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>		<b>48</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>		<b>50</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>		<b>57</b>
<b>SEZNAM TABULEK.....</b>		<b>58</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>		<b>59</b>

## ÚVOD

Korečkový elevátor je dopravník používaný zejména v zemědělském, stavebním nebo také v chemickém průmyslu pro hromadnou dopravu sypkých látek ve svislém nebo šikmém směru. Materiál určený pro přepravu je přiváděn do spodní části tzv. paty elevátoru, kde hrabacím nebo nasypávacím způsobem dojde k naplnění korečků (dopravních nádobek, které jsou pevně přišroubovány k tažnému orgánu). Korečky naplněné materiálem jsou dopravovány šachtou do hlavy elevátoru, kde se vyprazdňují do stanoveného místa gravitační nebo odstředivou silou.

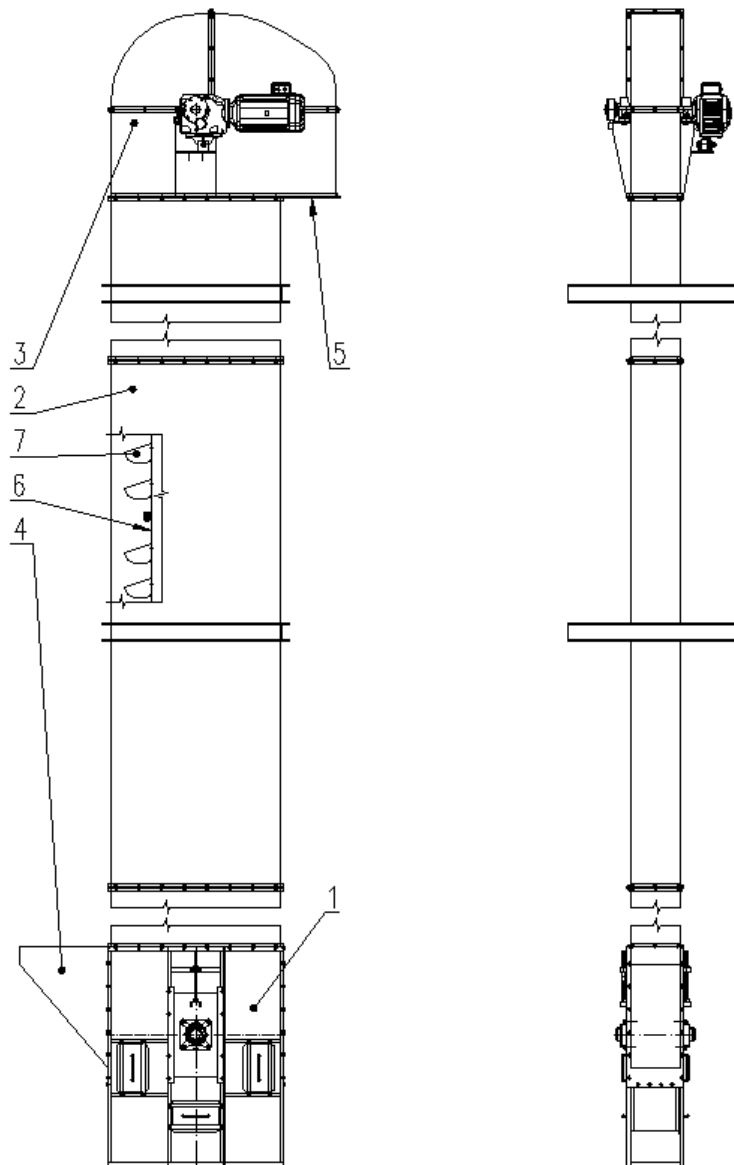
Předností korečkových elevátorů je vysoký dopravní výkon, nízká poruchovost, nízká spotřeba energie a u řetězových elevátorů provozuschopnost v horkém prostředí. Nevýhodou může být prašnost některých přepravovaných materiálů nebo také omezená dopravní výška.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

Korečkové dopravníky jsou zařízení konstruované pro přepravu jemnozrnných nebo drobně kusových materiálů (obilí, mouka, písek, uhlí aj.) ve svislém, případně strmém směru [1]. Jako tažný orgán je používán dopravní pás, řetěz nebo dvojice řetězů, ke kterým jsou upevněny korečky [2]. Dopravní výška elevátorů je omezena pevností tažného orgánu. Používají se obvykle pro malá a střední dopravní množství do  $160 \text{ m}^3/\text{hod}$  a dopravní výšky do 40 m. [1].

Základní části korečkového elevátoru tvoří pata elevátoru (1), šachta (2), hlava elevátoru (3), násypka (4), výsypka (5), tažný orgán (6), korečky (7).

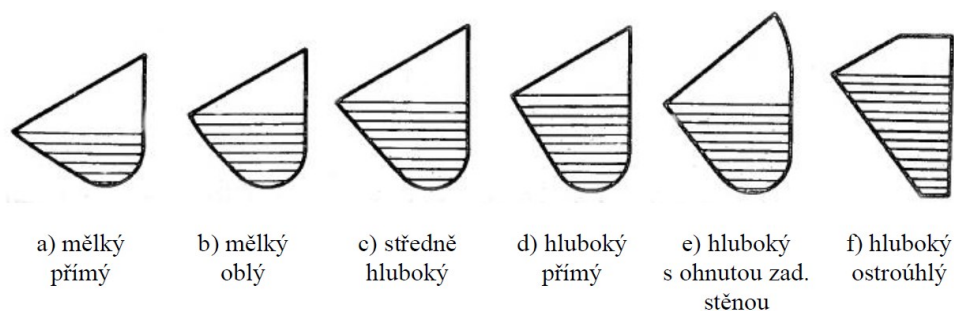


Obr. 1 Schéma korečkového elevátoru

## 1.1 Korečky elevátoru

Korečky jsou nádoby, ve kterých je materiál přepravován. Ve většině případů, korečky vyrábíme lisováním a svařováním ocelového plechu tloušťky 1 až 8 mm, přičemž jejich povrch může být upraven pozinkováním, fosfátováním, popřípadě povlakem z pryže nebo plastu [3]. Pro chemický nebo potravinářský průmysl odléváme korečky z plastu, např. nylon, HD polyetylen [2]. Pro dopravu abrazivního materiálu, tuhost korečku zesílíme tím, že horní okraj přední stěny je zesílen lemováním z ploché oceli. Pokud přepravujeme praný materiál (šterk, řepa), zvolíme korečky děrované, aby z nich mohla vytékat voda [3].

Dle normy ČSN 26 2008 vybíráme ze šesti základních profilů (obr. 2), přičemž volba profilu závisí na fyzikálních vlastnostech dopravovaného materiálu (tab. 1) [1].



Obr. 2 Základní profily korečků [1]

Tab. 1. Volba profilu v závislosti na fyzikálních vlastnostech dopravovaném materiálu [1]

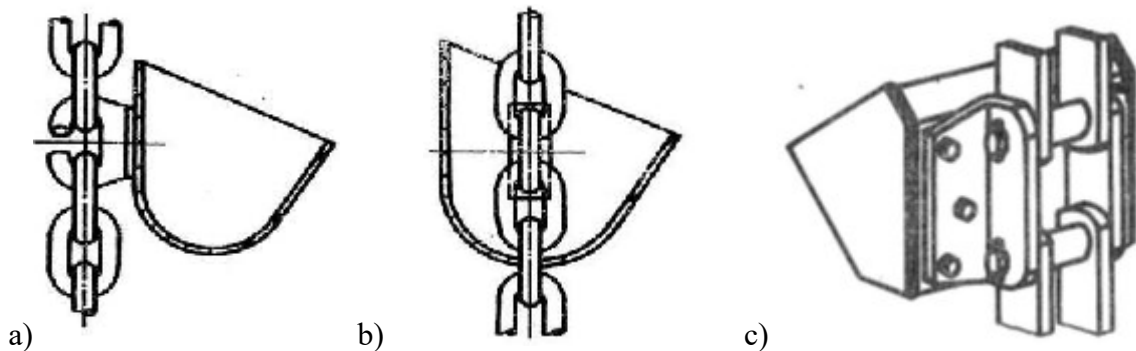
Typ korečku dle ČSN 26 008	Charakteristické vlastnosti dopravovaného materiálu	Příklady použití
A	lehký, jemný náklad	mouka, krupice, šrot
B	lehký, zrnitý náklad	obilí, olejnatá semena, luštěniny
C	lepivý náklad	surový cukr, vlhké jemné uhlí
D	těžký práškovitý, kusovitý	písek, cement, uhlí
E	lehce tekoucí nebo odvalující se náklad	popílek, brambory
F		černé uhlí

## 1.2 Tažné orgány

Tažnými orgány jsou řetězy nebo dopravní pásy.

### 1.2.1 Řetězy

Řetězy využíváme pro dopravu abrazivního materiálu, materiálu o vysoké teplotě nebo pro dopravu do větších výšek až do 90 m, přičemž dopravní rychlost se pohybuje od 0,315 až do 1,6 m/s [3]. Při použití článkových řetězů jako tažného prvku, budou korečky připojeny odnímatelně pomocí šroubů na dvou větvích řetězu, a to buď čelně (obr.3a) nebo bočně (obr.3b). Pohon je zde třecí, proto jsou tyto řetězy tepelně zpracované pro zvýšení odolnosti proti otěru. Řetězová kladka je hladká a je vybavena jen obvodovou drážkou pro příčné vedení řetězů. Nevýhodou tohoto pohonu jsou nízké dopravní rychlosti a malé dopravní výšky. Dalšími používanými řetězy jsou řetězy sponové transportní (obr.3c) nebo sponové zvedací (Gallovy). Korečky jsou zde zavěšeny centrálně a pohon v tomto případě je uskutečněn záběrem zubů hnacích řetězek s čepy řetězů [1,3].



Obr. 3 Typy připojení korečků k řetězu [1]

### 1.2.2 Pásy

Podle druhu dopravovaného materiálu a polohy umístění korečkového elevátoru vybíráme mezi pásy pryžovými, polyvinylchloridovými (PVC), tkanými anebo pletivovými [3]. Pásy jsou konstruovány pro dopravní rychlosti od 1 až 3,5 m/s [1] pro dopravní výšky do 30 m [3]. Při použití pásu pryžových, můžeme vybírat i takové, které mohou mít vložky textilní, z umělých vláken nebo ocelových lan. Teploty, ve kterých jsou schopné pryžové pásy pracovat, se pohybují do 80 °C a ve speciálním provedení až do 130 °C. Pásy z PVC jsou používány v potravinářském nebo v chemickém průmyslu. Pásy pletivové použijeme tehdy,

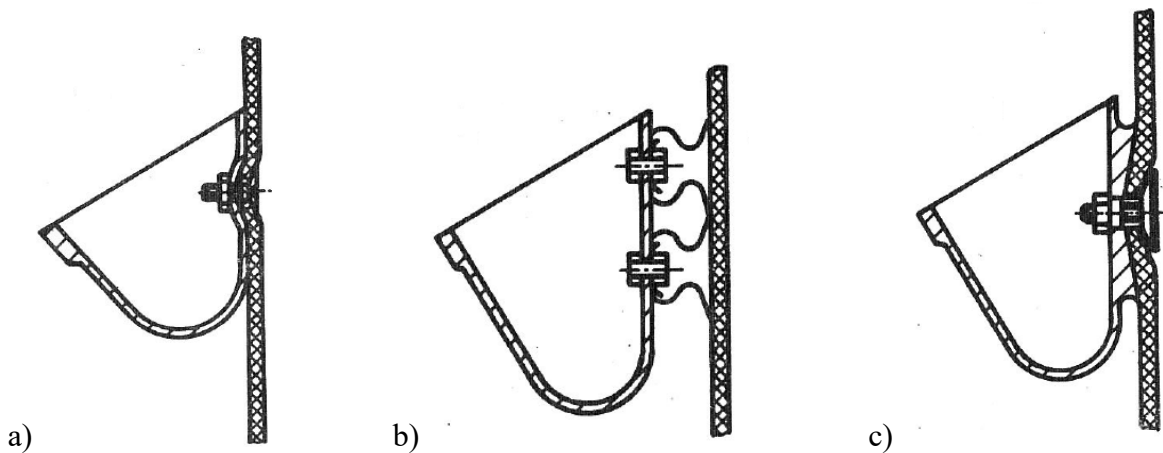
kdy je pás vystaven silnému mechanickému nebo tepelnému namáhání. Šířka pásu je normalizovaná dle ČSN 26 0030 a volí se dle následujícího vzorce: [3]

$$B = b + (0,03 \text{ až } 0,1) \text{ m [m]}$$

*B* – šířka pásu [m]

*b* – šířka korečku [m]

Korečky připevníme na pás buď speciálními talířovými šrouby (obr.4a), navulkanizováním (obr.4b) nebo speciálními segmenty (obr.4c). Jestliže korečky šroubujeme přímo na pás, tak zadní strana korečků musí být v oblasti šroubu prolisována nebo upravena tak, aby se zajistil klidný přechod korečků přes kladky [1]. Otvory v pásu pro talířové šrouby snižují jeho pevnost. Zatímco u pryžových úchytů se zavulkanizovanými šrouby, které se na pás lepí studeným procesem, se pevnost pásu nezmenší [3].



Obr. 4 Typy upevnění korečku k pásu [1]

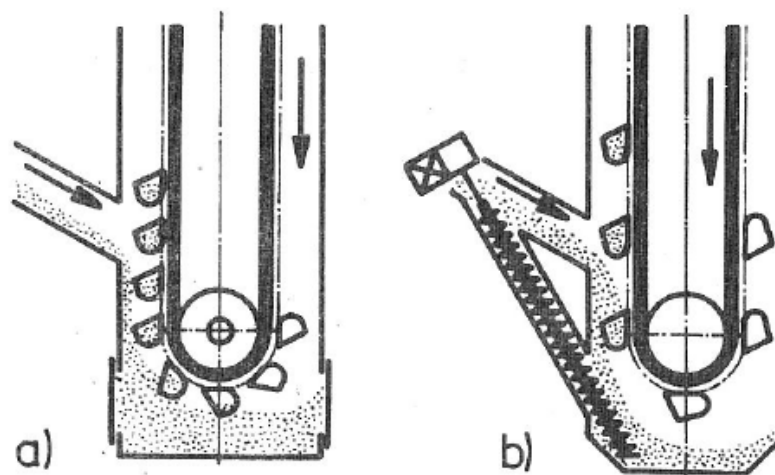
### 1.3 Plnění korečků

Pro zajištění správného chodu korečkových elevátorů je nutné dodržet malou přiváděcí rychlost materiálu do korečků a jejich rovnoměrné plnění tak, aby nedocházelo k jejich přeplňování. Korečky jsou plněny materiálem třemi způsoby - hrabací, nasypávací a smíšený [3].

Hrabací způsob – dopravovaný materiál je přiváděn na dno paty elevátoru, kde je nabírán korečky (obr.5a). Je uplatňován zejména pro práškovité až jemně kusovité materiály. Budeme-li dopravovat materiál se zrnitostí do 10 mm, nebude ovlivněna maximální rychlost elevátoru. U materiálu kusovitých je nutné snížit dopravní rychlost pod 1 m/s. Jako unášecí prvek je používán pás nebo řetěz [1].

Nasypávací způsob - materiál je přímo nasypáván do korečků (obr.5b). Tento způsob plnění je uplatňován pro hrubě kusovité a silně abrazivní materiály (např. hrubozrnné uhlí, koks aj.), protože by u hrabacího způsobu docházelo k velkému opotřebení korečků a vysokým nabíracím odporům. Pro dostatečné naplnění korečků je třeba snížit dopravní rychlost pod 1 m/s. Jako unášecí prvek je zde volen výhradně řetěz [1].

Smíšený způsob - je to kombinace výše uvedených způsobů. Tento případ se vyskytuje u nasypávacího způsobu, kdy určité množství materiálu vlivem nedokonalého plnění propadne na dno paty elevátoru, kde je korečky následně nahrabáno [2].

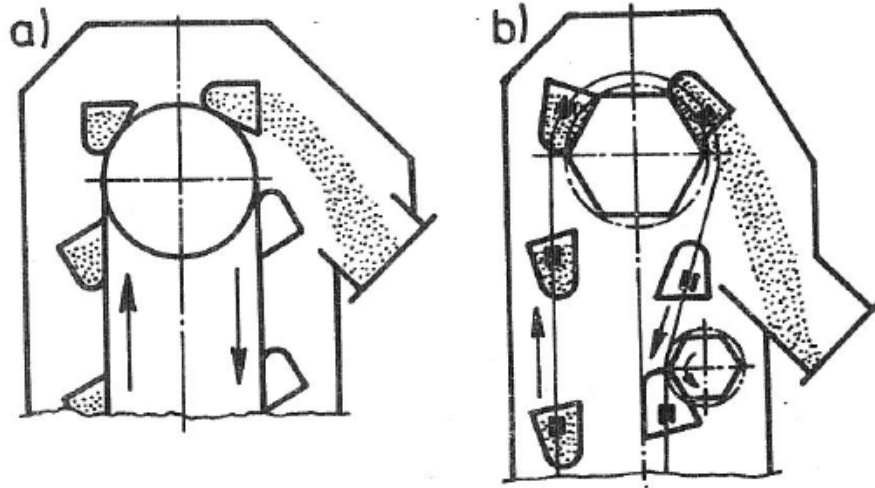


Obr. 5 Způsoby plnění korečků [1]



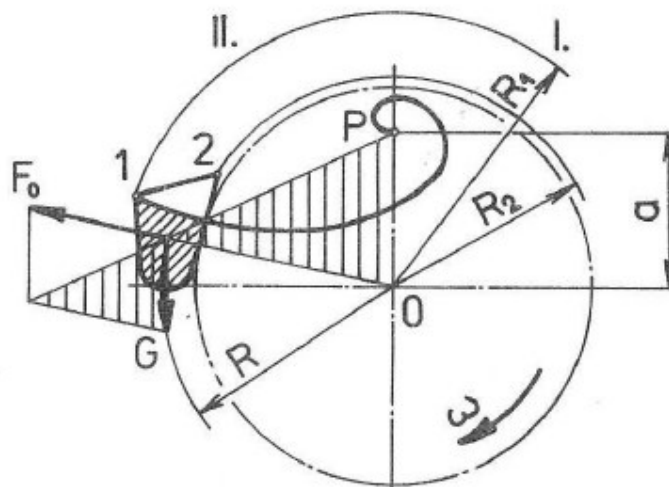
## 1.4 Vyprazdňování korečků

Vyprazdňování korečků může být odstředivé (obr.6a) a gravitační (obr. 6b) [1].



Obr. 6 Způsoby vyprazdňování korečků [1]

Zdali se jedná o vyprazdňování gravitační nebo odstředivé, rozhoduje poloha pólu P. Poloha pólu P je dána průsečíkem nositelky výslednice tíhové síly ( $G = m \cdot g$ ) a odstředivé síly ( $F_0 = m \cdot R \cdot \omega^2$ ) působící na obsah korečku s vertikální osou. Bude-li pól ležet uvnitř kružnice  $R_2$ , pak mluvíme o odstředivém vyprazdňování. Bude-li vzdálenost  $a$  pólu P od středu O větší než  $R_1$  pak se jedná o gravitační vyprazdňování. U gravitačního vyprazdňování nesmí docházet k tříštění materiálového toku o předchozí koreček, proto kontrolujeme rozteč korečků [1].



Obr. 7 Zobrazení polohy pólu vyprazdňování [1]

Z podobnosti vyšrafovaných trojúhelníků lze určit vzdálenost  $a$  pólu P vztahem: [1]

$$\frac{a}{R} = \frac{G}{F_o} \rightarrow a = \frac{R \cdot G}{F_o} = \frac{R \cdot m \cdot g}{R \cdot m \cdot \omega^2} = \frac{g}{\omega^2} [m]$$

$F_o$  – odstředivá síla působící na obsah korečku [N]

$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$G$  – tíha obsahu korečku [N]

$m$  – hmotnost materiálu v korečku [kg]

$R$  – poloměr kružnice opsané těžištěm korečku [m]

$\omega$  – úhlová rychlost hnacího bubnu [ $rad \cdot s^{-1}$ ]

## 1.5 Nosná konstrukce

Pro korečkové elevátory se používají dva typy nosných konstrukcí, a to otevřené nebo uzavřené. U otevřených elevátorů je nosnou konstrukcí ve většině případů příhradová ocelová konstrukce, zatímco u uzavřených elevátorů je nosnou konstrukcí šachta. Šachta může být konstruována jako společná pro obě větve nebo oddělená pro každou větev zvlášť. Při návrhu nosné konstrukce je nutné počítat s její tepelnou dilatací [3].



Obr. 8 Typy nosných konstrukcí [4]

## 1.6 Pohon a napínání

V hlavě elevátoru je umístěn pohon. Pro výkony do 12 kW se používají převodové motory. Výstupní hřídel převodovky je dutý a je navlečen na hřídel hnacího bubnu nebo řetězového kola a tvoří současně pevný závěs převodovky. Druhý závěs, který je pružný, je určen k zachycení momentu působící na převodovku [3].

Pro větší výkony se používá asynchronní elektromotor s kotvou na krátko s kuželocelnicí převodovkou. Do převodovky je připojen menší pomocný motor, který slouží na překonání odporů prázdného dopravníku při opravách nebo revizích. Součástí pohonu je neregulační hydrodynamická spojka nebo alespoň spojka pružná, která zajišťuje plynulý rozběh. Nezbytným prvkem pohonu je brzda nebo jednosměrná volnoběžná spojka, která při vypnutí udrží tažený orgán v klidu a zabraňuje zpětnému chodu elevátoru vlivem hmotnosti materiálu v korečcích [2].

Napínáním přeneseme krouticí moment hnacího bubnu na tažený orgán. Napínání vyvolává tíha součástí vratné stanice zavěšená na tažném orgánu. Nebude-li napnutí dostačující, můžeme tažený orgán napnout pomocí šroubů nebo závaží [3].



Obr. 9 Zobrazení hlavy a paty elevátoru [5]

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 2 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem této práce je konstrukční návrh korečkového elevátoru pro dopravu obilí do obilního sila. Dopravní výkon zařízení je 40 000 kg/hod při dopravní výšce 15 m. Součástí práce je návrhová sestava zařízení a její výrobní dokumentace.

### 2.1 Koncepce navrženého řešení

Korečkový elevátor je řešen pro hrabací způsob plnění korečků a následně jejich vyprazdňování vlivem odstředivé síly. Skládá se ze tří částí – hlavy elevátoru, šachty a paty elevátoru. V hlavě elevátoru je na hnací hřídel nasunut kuželočelní převodový motor s momentovou vzpěrou pro zachytávání momentu od motoru. Krouticí moment mezi hnacím hřídelem a bubnem je přenášen přes dvojici svěrných pouzder. Hřídel je uložen v ložiskových jednotkách a jeho axiální pohyb je zajištěn z jedné strany kruhovou maticí. Proti zpětnému chodu zaplněných korečků při zastavení zařízení, je na druhém konci hřídele nasunuta jednosměrná spojka. Šachta elevátoru je uzavřená a společná pro obě větve. Je složena ze svařených třímetrových bloků, ke kterým je přivařeno kotvení z U-profilů pro zajištění stability elevátoru. V patě elevátoru je umístěn vratný buben, který je k hnanému hřídeli také spojen dvojicí svěrných pouzder. Hnaný hřídel je uložen v přírubových ložiskových jednotkách a jeho axiální posuv je zajištěn dvojicí pojistných kroužků. Budeme-li omezeni prostorem, je možné násypku přišroubovat na protilehlou stranu díky zakrytovanému otvoru. Jako tažný orgán je volen PVC pás, ke kterému jsou pomocí talířových šroubů upevněny korečky.

## 2.2 Funkční výpočet

Funkční výpočet je rozdělen na výpočet předběžný a výpočet zpřesněný. V předběžném výpočtu navrhujeme tažný orgán, korečky a rozměry bubnu. Poté provedeme výpočet zpřesněný, kterým ověříme správnost původního návrhu [1].

### 2.2.1 Předběžný výpočet

V předběžném výpočtu uvažujeme všechny odpory vyskytující se při provozu korečkového elevátoru za nejnepríznivějších podmínek. Předběžný výpočet proveden dle [1].

#### 2.2.1.1 Parametry zadané

Dopravní výkon	$Q = 40 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$
Dopravní výška	$H_D = 15 \text{ m}$
Dopravovaný materiál	obilí (pšenice)
Objemová hmotnost $\gamma$	$720 - 850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \rightarrow$ volím $850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [6]

#### 2.2.1.2 Parametry volené a stanovené výpočtem

Průměr hnacího bubnu	$D_1 = 0,5 \text{ m}$ [7]
Průměr hnaného bubnu	$D_2 = 0,5 \text{ m}$ [7]
Vzdálenost hrany výsypky od osy hnacího bubnu	$h_1 = 0,5 \text{ m}$
Vzdálenost hrany násypky od země	$h_2 = 1,25 \text{ m}$
Vzdálenost osy hnaného hřídele od země	$h_3 = 0,75 \text{ m}$

#### Osová vzdálenost

$$H_O = H_D + h_1 + h_2 - h_3 \quad (1)$$

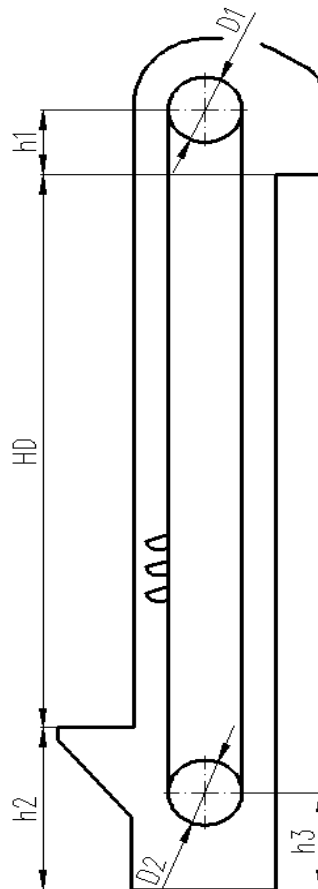
$$H_O = 15 + 0,5 + 1,25 - 0,75 = 16 \text{ m}$$

#### Maximální dopravní výška

$$H_{max} = H_O + \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} \quad (2)$$

$$H_{max} = 16 + \frac{0,5}{2} + \frac{0,5}{2} = 16,5 \text{ m}$$

### 2.2.1.3 Schéma



Obr. 10 Základní parametry zařízení

### 2.2.1.4 Předběžný výkon motoru

zvoleno:  $\mu_1 = 1,8$  dle [1] (tab. 8.13, str. 188)

$$P_p = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H_{max} \cdot g}{3,6} \quad (3)$$

$$P_p = \frac{1,8 \cdot 40 \cdot 16,5 \cdot 9,81}{3,6} = 3237,3 \text{ W}$$

Předběžně volím nejbližší vyšší normalizovaný výkon elektromotoru  $P = 4000 \text{ W}$

### 2.2.1.5 Předběžná obvodová síla na hnacím bubnu

zvoleno:  $v = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  [1] (str. 188)

$$\eta = 0,96$$

$$F_p = \frac{P \cdot \eta}{v} \quad (4)$$

$$F_p = \frac{4000 \cdot 0,96}{2,5} = 1536 \text{ N}$$

### 2.2.1.6 Volba tažného orgánu a korečku

zvoleno:  $t_k = 0,2 \text{ m}$  [1] (str. 189)

$$\varphi = 0,8 \text{ [1] (tab. 8.14, str. 189)}$$

Pro zvolení součinitele plnění  $\varphi$ , je potřebné určit způsob vyprazdňování a tažný orgán. Na základě koncepce navrženého řešení, volím vyprazdňování odstředivé a jako tažný orgán je zvolen pás.

Z rovnice pro hodinový výkon

$$Q = V_k \cdot \varphi \cdot \frac{v}{t_k} \cdot 3,6 \cdot \gamma \quad (5)$$

je vypočten objem korečku

$$V_K = \frac{Q \cdot t_k}{3,6 \cdot v \cdot \gamma \cdot \varphi} \quad (6)$$

$$V_K = \frac{40 \cdot 0,2}{3,6 \cdot 2,5 \cdot 850 \cdot 0,8} = 0,00131 \text{ m}^3$$

Volím od firmy Gumex lisovaný koreček SPS ocelový SPS180-140/1,5 [8].



Parametry korečku:

Hmotnost korečku	$m_k = 1,26 \text{ kg}$
Objem korečku	$V_{k'} = 1,38 \text{ dm}^3$
Horní šíře	$A_k = 187 \text{ mm}$
Výška	$F_k = 112 \text{ mm}$
Hloubka	$G_k = 147 \text{ mm}$
Rozteč děr	100 mm
Počet děr	2

*Obr. 11 Lisovaný koreček [8]***2.2.1.7 Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku**

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} \quad (7)$$

$$q_3 = \frac{1,26 \cdot 9,81}{0,2} = 61,803 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

**2.2.1.8 Stanovení předběžných tahů v tažném orgánu**

zvoleno:  $\alpha = 180^\circ = 3,142 \text{ rad}$

$$f = 0,3 [1] \text{ (tab. 8.15, str. 190)}$$

Pro zvolení součinitele smykového tření  $f$ , je potřebné určit hnací element a jeho provozní podmínky. Proto volím jako hnací element hladce soustružený buben a provozní podmínky za sucha.

a) Tah v nabíhající větvi

$$T_1 = \frac{e^{f \cdot \alpha} \cdot F}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad (8)$$

$$T_1 = \frac{e^{0,3 \cdot 3,142} \cdot 1536}{e^{0,3 \cdot 3,142} - 1} = 2516,44 \text{ N}$$

b) Tah ve sbíhající větvi

$$T_2 = T_1 - F \quad (9)$$

$$T_2 = 2516,44 - 1536 = 980,44 \text{ N}$$

### 2.2.1.9 Volba tažného pásu

a) Šířka pásu

$$B_p = A_k + (30 \text{ až } 100) \quad (10)$$

$$B_p = 187 + (30 \text{ až } 100) = 240 \text{ mm}$$

Volím od firmy Gumex PVC pás 4T32V3-V3 [9]

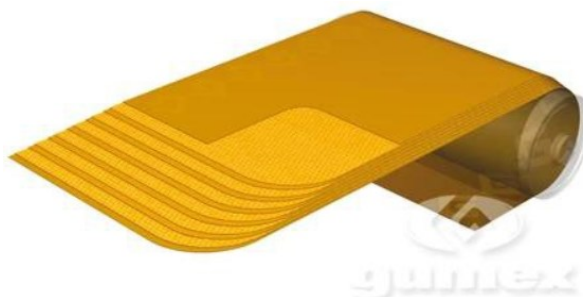
Rozměry pásu:

Šířka pásu  $B_p = 240 \text{ mm}$

Tloušťka pásu  $T_p = 5,5 \text{ mm}$

Měrná hmotnost pásu  $m_p = 7,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

Maximální zatížení pásu  $\tau_D = 32 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$



Obr. 12 PVC pás elevátoru [9]

b) Dovolené zatížení pásu

$$F_z = \tau_D \cdot B_p \quad (11)$$

$$F_z = 32 \cdot 240 = 7680 \text{ N}$$

c) Kontrola pásu

$$T_1 \leq F_z \quad (12)$$

$$2516,44 \text{ N} \leq 7680 \text{ N}$$

Pás předběžně vyhovuje teoretické tahové síle.

### 2.2.2 Zpřesněný výpočet

Zpřesněným výpočtem ověříme správnost předběžného výpočtu. Výpočet proveden dle [1].

#### 2.2.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu

##### Složka obvodové síly $F_1$ potřebná k nabírání materiálu

Pro výpočet obvodové síly  $F_1$  je nutné nejdříve spočítat délkové zatížení tažného pásu od hmotnosti dopravovaného materiálu  $q_1$ .

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3,6 \cdot v} \quad (13)$$

$$q_1 = \frac{40 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,5} = 43,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

zvoleno:  $c_1 = 5,5$  [1] (tab. 8.16, str. 190)

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 \quad (14)$$

$$F_1 = 5,5 \cdot 43,6 = 239,8 \text{ N}$$

##### Složka obvodové síly $F_2$ potřebná ke zvedání materiálu

$$F_2 = q_1 \cdot H_{max} \quad (15)$$

$$F_2 = 43,6 \cdot 16,5 = 719,4 \text{ N}$$

Složka obvodové síly  $F_3$  potřebná k překonání odporu ohýbání tažného prostředku na napínacím bubnu

Pro výpočet obvodové síly  $F_3$  je nutné nejdříve spočítat délkové zatížení hmotnosti tažného pásu  $q_2$  a následně předběžnou napínací sílu  $F_{np}$ .

$$q_2 = B_p \cdot m_p \cdot g \quad (16)$$

$$q_2 = 0,24 \cdot 7,75 \cdot 9,81 = 18,25 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

zvoleno:  $k = 1,1$  [1] (str. 191)

$$F_{np} = 2 \cdot (k \cdot T_2 - H_{max} \cdot (q_2 + q_3)) \quad (17)$$

$$F_{np} = 2 \cdot (1,1 \cdot 980,44 - 16,5 \cdot (18,25 + 61,803)) = -484,8 \text{ N} \rightarrow 0 \text{ N}$$

Jestliže vyjde velikost předběžné napínací síly záporně, znamená to, že napínací síla vyvolána hmotností korečků a pásu je dostačující.

zvoleno:  $c_2=0,01$  [8]

$$F_3 = c_2 \cdot \left( \frac{F_{np}}{2} + F_z \right) \quad (18)$$

$$F_3 = 0,01 \cdot \left( \frac{0}{2} + 7680 \right) = 76,8 \text{ N}$$

Složka obvodové síly  $F_4$  potřebná k překonání odporu ohýbání tažného prostředku na hnacím bubnu

zvoleno:  $c_2=0,01$  [8]

$$F_4 = c_2 \cdot (T_1 + F_z) \quad (19)$$

$$F_4 = 0,01 \cdot (2516,44 + 7680) = 101,96 \text{ N}$$

Složka obvodové síly  $F_5$  potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího hřídele

zvoleno:  $\mu_3 = 0,5$  pro valivé uložení [1] (str. 192)

$$d_2 = 75 \text{ mm}$$

$$m_B = 78,1 \text{ kg}$$

Pro výpočet obvodové síly  $F_5$  je nutné nejdříve spočítat přídavnou napínací sílu.

$$F_n' = F_{np} - m_B \cdot g \quad (20)$$

$$F_n' = 0 - 78,1 \cdot 9,81 = -766,16 \text{ N} \rightarrow 0 \text{ N}$$

Jestliže vyjde velikost přídavné napínací síly záporně, znamená to, že napínací síla vyvolána napínacím bubnem je dostačující. Přídavná síla tedy není zapotřebí.

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F_n' \quad (21)$$

$$F_5 = 0,5 \cdot \frac{0,075}{0,5} \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

Složka obvodové síly  $F_6$  potřebná k překonání odporu tření ložisek poháněcího hřídele

zvoleno:  $d_3 = 75 \text{ mm}$

$\mu_3 = 0,5$  pro valivé uložení [1] (str. 192)

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_3}{D_1} \cdot (T_1 + T_2) \quad (22)$$

$$F_6 = 0,5 \cdot \frac{0,075}{0,5} \cdot (2516,44 + 980,44) = 262,27 \text{ N}$$

Složky obvodové síly  $F_7$  a  $F_8 = 0 \text{ N}$  protože se počítají jen u elevátorů skloněných a lomených.

Složka obvodové síly  $F_9$  potřebná ke zvedání tažného prostředku

zvoleno:  $p = 1$  [1] (str. 192)

$$F_9 = p \cdot q_2 \cdot H_{max} \quad (23)$$

$$F_9 = 1 \cdot 18,25 \cdot 16,5 = 301,13 \text{ N}$$

Složka obvodové síly  $F_{10}$  potřebná ke zvedání korečků

$$F_{10} = q_3 \cdot H_{max} \quad (24)$$

$$F_{10} = 61,803 \cdot 16,5 = 1019,75 \text{ N}$$

Celková obvodová síla

$$F_C = \sum_{i=1}^6 F_i \quad (25)$$

$$F_C = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6$$

$$F_C = 239,8 + 719,4 + 76,8 + 101,96 + 0 + 262,27 = 1400,23 \text{ N}$$

### 2.2.2.2 Výkon motoru

zvoleno:  $i = 1,2$  – bezpečnost proti přetížení motoru

$$P = \frac{F_C \cdot v}{\eta} \cdot i \quad (26)$$

$$P = \frac{1400,23 \cdot 2,5}{0,96} \cdot 1,2 = 4375,7 \text{ W}$$

Volím převodový motor od firmy SEW-EURODRIVE typ KA67/TDRN132S4 [9]

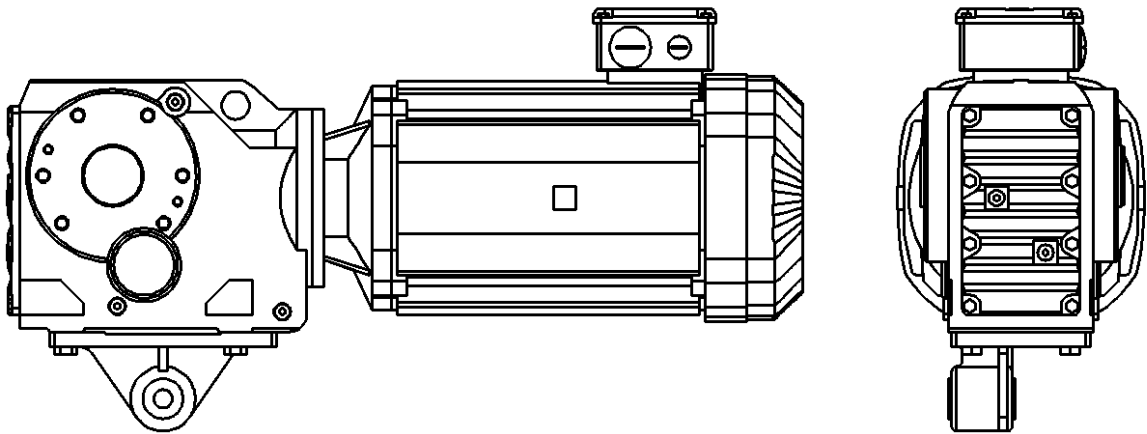
Parametry převodového motoru:

Výkon  $P_m = 5,5 \text{ kW}$

Převodový poměr  $i_m = 15,19$

Otáčky na výstupu  $n_2 = 96 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Krouticí moment na výstupu  $M_k = 545 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$



Obr. 13 Převodový motor KA67/TDRN132S4 [10]

### 2.2.2.3 Obvodová síla

$$F = \frac{P_m \cdot \eta}{v} \quad (27)$$

$$F = \frac{5500 \cdot 0,96}{2,5} = 2112 \text{ N}$$

### 2.2.2.4 Napínací síla $F_n$

zvoleno:  $k = 1,1$  [1] (str. 191)

$$\alpha = 180^\circ = 3,142 \text{ rad}$$

$$f = 0,3$$
 [1] (tab. 8.15, str. 190)

$$F_n = 2 \cdot \left( \frac{k}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F + \frac{F_8}{2} - F_9 - F_{10} \right) \quad (28)$$

$$F_n = 2 \cdot \left( \frac{1,1}{e^{0,3 \cdot 3,142} - 1} \cdot 2112 + 0 - 301,13 - 1019,75 \right) = 324,07 \text{ N}$$

$$F_n < m_B \cdot g$$

$$324,07 < 78,1 \cdot 9,81$$

$$324,07 \text{ N} < 766,161 \text{ N}$$

Napínací síla  $F_n$  vyšla menší, jak síla kterou vyvoláme tíhovými účinky napínacího bubnu ( $m_B \cdot g$ ). Proto není třeba zvyšovat napínací sílu o přídavnou napínací sílu.

**2.2.2.5 Celkový tah v nabíhající větvi tažného orgánu**

$$T_{1s} = F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_7 + \frac{F_8}{2} + F_9 + F_{10} + \frac{F_n}{2} \quad (29)$$

$$T_{1s} = 239,8 + 719,4 + 74,38 + 0 + 0 + 0 + 301,13 + 1019,75 + \frac{324,07}{2}$$

$$T_{1s} = 2516,5 \text{ N}$$

a) Kontrola tažného orgánu v nabíhající větvi

$$T_{1s} < F_z \quad (30)$$

$$2516,5 \text{ N} < 7680 \text{ N}$$

Zvolený pás vyhovuje.

**2.2.2.6 Celkový tah ve sbíhající větvi tažného orgánu**

$$T_{2s} = F_9 + F_{10} - \frac{F_8}{2} + \frac{F_n}{2} \quad (31)$$

$$T_{2s} = 301,13 + 1019,75 - 0 + \frac{324,07}{2} = 1482,92 \text{ N}$$

**2.2.2.7 Odstředivá síla na hnacím bubnu**

$$F_o = (q_1 + q_2 + q_3) \cdot \frac{v^2}{g} \quad (32)$$

$$F_o = (43,6 + 18,25 + 61,803) \cdot \frac{2,5^2}{9,81} = 78,78 \text{ N}$$

**2.2.2.8 Kontrola vyprazdňování korečků**

a) Vzdálenost pólu P od středu 0

$$a = \frac{g}{\omega^2} = \frac{g}{(2 \cdot \pi \cdot n_2)^2} \quad (33)$$

$$a = \frac{9,81}{(2 \cdot \pi \cdot 1,6)^2} = 0,097 \text{ m}$$



b) Poloměr kružnice opsané vnitřní stranou korečku

$$R_2 = \frac{D_1}{2} + T_p \quad (34)$$

$$R_2 = \frac{0,5}{2} + 0,0055 = 0,2555 \text{ m}$$

c) Určení vyprazdňování

$$a < R_2 \quad (35)$$

$$0,097\text{m} < 0,2555\text{m}$$

Korečkový elevátor vyprazdňuje pomocí odstředivé síly.

### 2.2.2.9 Kontrola minimálního dopravního výkonu

a) Rychlost korečku

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60} \cdot R_2 \quad (36)$$

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot \frac{96}{60} \cdot 0,2555 = 2,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

b) Minimální dopravní výkon

$$Q_m = V_k' \cdot 10^{-3} \cdot \varphi \cdot \frac{v_s}{t_k} \cdot 3,6 \cdot \gamma \quad (37)$$

$$Q_m = 1,38 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 \cdot \frac{2,57}{0,2} \cdot 3,6 \cdot 850 = 43,4 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Požadovaný výkon  $40 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$  je splněn.

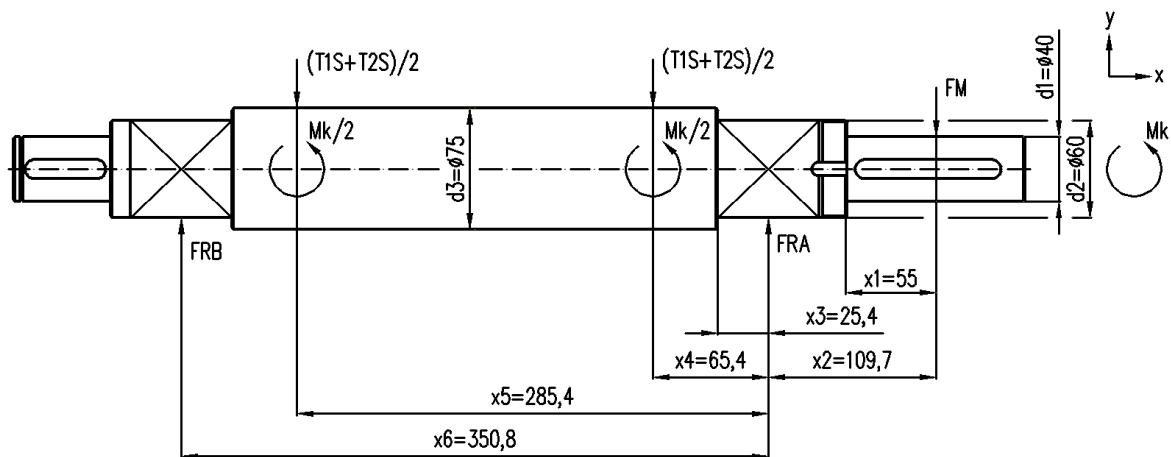
### 2.3 Kontrola hnacího hřídele

V této části je proveden kontrolní výpočet hnacího hřídele v nebezpečných průřezech a kontrola per. Kontrolní výpočty provedeny dle [11].

Hřídel je vyrobena z materiálu 12060

Dáno:  $R_e = 345 \text{ MPa}$  [12] (str. 54)

$R_m = 600 \text{ MPa}$  [12] (str. 54)



Obr. 14 Rozložení sil na hnacím hřídeli

#### 2.3.1 Velikost síly $F_M$ působící od motoru

$$F_M = m \cdot g \quad (38)$$

$$F_M = 84 \cdot 9,81 = 824,04 \text{ N}$$

#### 2.3.2 Reakce v ložiskách

$$\sum F_x = 0 \quad 0 = 0 \quad (39)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{RB} - \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} - \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} + F_{RA} - F_M = 0 \quad (40)$$

$$\sum M_{OA} = 0 \quad \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \cdot x_4 + \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \cdot x_5 - F_{RB} \cdot x_6 - F_M \cdot x_2 = 0 \quad (41)$$

$$F_{RB} = \frac{\frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \cdot x_4 + \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \cdot x_5 - F_M \cdot x_2}{c} \quad (42)$$

$$F_{RB} = \frac{\frac{2516,5 + 1482,92}{2} \cdot 65,4 + \frac{2516,5 + 1482,92}{2} \cdot 285,4 - 824,04 \cdot 109,7}{350,8}$$

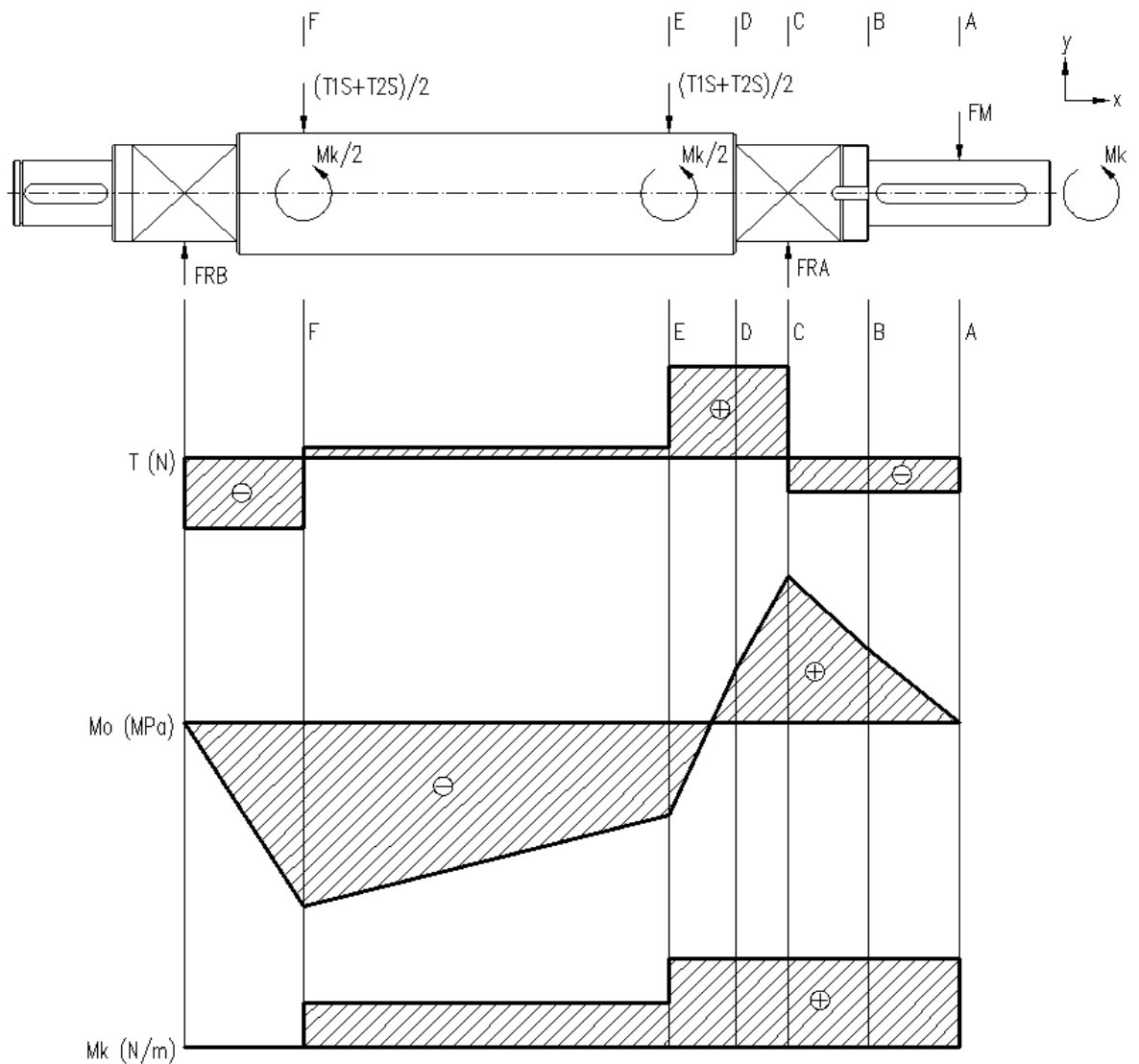
$$F_{RB} = 1742,02 \text{ N}$$

$$F_{RA} = F_M + \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} + \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} - F_{RB} \quad (43)$$

$$F_{RA} = 824,04 + \frac{2516,5 + 1482,92}{2} + \frac{2516,5 + 1482,92}{2} - 1742,02$$

$$F_{RA} = 3081,44 \text{ N}$$

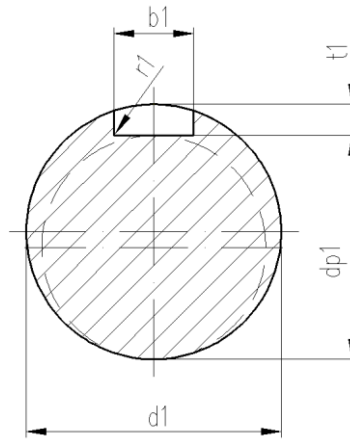
**2.3.3 Zatížení hřídele vnitřními výslednými účinky**



Obr. 15 Vnitřní výsledné účinky hnacího hřídele

### 2.3.4 Kontrola řezu A – A

V řezu A – A působí na hřídel maximální krouticí moment. Na hřídeli je drážka pro pero, která je volena dle normy ČSN 02 2562.



Obr. 16 Řez A-A

Dáno:  $d_1 = \text{Ø}40 \text{ mm}$

$r_1 = 0,6 \text{ mm}$

$b_1 = 12 \text{ mm}$

$t_1 = 4,9 \text{ mm}$

$d_{p1} = 35,1 \text{ mm}$

#### Napětí v krutu

$$\tau_{kA} = \frac{M_k \cdot 10^3}{W_{kA}} = \frac{16 \cdot M_k \cdot 10^3}{\pi \cdot d_{p1}^3} \quad (44)$$

$$\tau_{kA} = \frac{16 \cdot 545 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35,1^3} = 64,2 \text{ MPa}$$

#### Tvarový součinitel pro drážky pro pero [13] (str. 180)

$$\alpha_{kA} = 2 + 0,05 \cdot \frac{b_1}{r_1} \quad (45)$$

$$\alpha_{kA} = 2 + 0,05 \cdot \frac{12}{0,6} = 3$$

Maximální napětí v krutu

$$\tau_{Amax} = \alpha_{kA} \cdot \tau_{kA} \quad (46)$$

$$\tau_{Amax} = 3 \cdot 64,2 = 192,6 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$R_{eA} = \frac{\tau_{Amax}}{0,577} \quad (47)$$

$$R_{eA} = \frac{192,6}{0,577} = 333,8 \text{ MPa}$$

$$K_A = \frac{R_e}{R_{eA}} \quad (48)$$

$$K_A = \frac{345}{333,8}$$

$$K_A = 1,03 \geq 1$$

Hřídel v řezu A – A vyhovuje.

**2.3.5 Kontrola řezu B – B**

V řezu B – B působí na hřídel kombinace ohybového momentu a maximálního krouticího momentu. V tomto místě hřídele je osazení, které nám způsobuje koncentraci napětí.

Ohybový moment

$$M_{oB} = F_M \cdot x_1 \quad (49)$$

$$M_{oB} = 824,04 \cdot 0,055 = 45,32 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Napětí v ohybu

a) Určení součinitele tvaru [13] (str. 179, tabulka 3.20b - osazení)

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{40}{60} = 0,67 \quad (50)$$

$$\frac{r_2}{t_2} = \frac{r_2}{\frac{d_2 - d_1}{2}} = \frac{1}{\frac{60 - 40}{2}} = 0,1$$

Z grafu pro namáhání v ohybu odečten součinitel tvaru pro osazení  $\alpha_{oB} = 3$

b) Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_{oB} = \alpha_{oB} \cdot \frac{M_{oB} \cdot 10^3}{W_{oB}} = \alpha_{oB} \cdot \frac{32 \cdot M_{oB} \cdot 10^3}{\pi \cdot d_1^3} \quad (51)$$

$$\sigma_{oB} = 3 \cdot \frac{32 \cdot 45,32 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 21,64 \text{ MPa}$$

### Napětí v krutu

a) Určení součinitele tvaru [13] (str. 180, tabulka 3.20c - osazení)

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{40}{60} = 0,67 \quad (52)$$

$$\frac{r_2}{t_2} = \frac{r_2}{\frac{d_2 - d_1}{2}} = \frac{1}{\frac{60 - 40}{2}} = 0,1$$

Z grafu pro namáhání v krutu odečten součinitel tvaru pro osazení  $\alpha_{kB} = 2,1$

b) Maximální napětí v krutu

$$\tau_{kB} = \alpha_{kB} \cdot \frac{M_k \cdot 10^3}{W_{kB}} = \alpha_{kB} \cdot \frac{16 \cdot M_k \cdot 10^3}{\pi \cdot d_1^3} \quad (53)$$

$$\tau_{kB} = 2,1 \cdot \frac{16 \cdot 545 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 91,1 \text{ MPa}$$

### Redukované napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru

$$\sigma_{RedB} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + 3 \cdot \tau_{kB}^2} \quad (54)$$

$$\sigma_{RedB} = \sqrt{21,64^2 + 3 \cdot 91,1^2} = 159,3 \text{ MPa}$$

### Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$K_B = \frac{R_e}{\sigma_{RedB}} \quad (55)$$

$$K_B = \frac{345}{159,3}$$

$$K_B = 2,2 \geq 1$$

Hřídel v řezu B – B vyhovuje.

### 2.3.6 Kontrola řezu C – C

V řezu C – C působí na hřídel kombinace ohybového momentu a maximálního krouticího momentu. Na hřídel působí reakce síly  $F_{RA}$  od ložiska.

#### Ohybový moment

$$M_{oC} = F_M \cdot x_2 \quad (56)$$

$$M_{oC} = 824,04 \cdot 0,1097 = 90,4N \cdot m^{-1}$$

#### Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_{oC} = \frac{M_{oC} \cdot 10^3}{W_{oC}} = \frac{32 \cdot M_{oC} \cdot 10^3}{\pi \cdot d_2^3} \quad (57)$$

$$\sigma_{oC} = \frac{32 \cdot 90,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3} = 4,3MPa$$

#### Maximální napětí v krutu

$$\tau_{kC} = \frac{M_k}{W_{kC}} = \frac{16 \cdot M_k \cdot 10^3}{\pi \cdot d_2^3} \quad (58)$$

$$\tau_{kC} = \frac{16 \cdot 545 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3} = 12,9MPa$$

#### Redukované napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru

$$\sigma_{RedC} = \sqrt{\sigma_{oC}^2 + 3 \cdot \tau_{kC}^2} \quad (59)$$

$$\sigma_{RedC} = \sqrt{4,3^2 + 3 \cdot 12,9^2} = 22,8MPa$$

#### Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$K_C = \frac{R_e}{\sigma_{RedC}} \quad (60)$$

$$K_C = \frac{345}{22,8}$$

$$K_C = 15,1 \geq 1$$

Hřídel v řezu C – C vyhovuje.

### 2.3.7 Kontrola řezu D – D

V řezu D – D působí na hřídel kombinace ohybového momentu a maximálního krouticího momentu. V tomto místě hřídele je osazení, které nám způsobuje koncentraci napětí.

#### Ohybový moment

$$M_{oD} = F_M \cdot (x_2 + x_3) - F_{RA} \cdot (x_3) \quad (61)$$

$$M_{oD} = 824,04 \cdot (0,1097 + 0,0254) - 3081,44 \cdot (0,0254) = 33,1N \cdot m^{-1}$$

#### Napětí v ohybu

a) Určení součinitele tvaru [13] (str. 179, tabulka 3.20b - osazení)

$$\frac{d_2}{d_3} = \frac{60}{75} = 0,8 \quad (62)$$

$$\frac{r_3}{t_3} = \frac{r_3}{\frac{d_3 - d_2}{2}} = \frac{1}{\frac{75 - 60}{2}} = 0,13$$

Z grafu pro namáhání v ohybu odečten součinitel tvaru pro osazení  $\alpha_{oD} = 3,2$

b) Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_{oD} = \alpha_{oD} \cdot \frac{M_{oD} \cdot 10^3}{W_{oD}} = \alpha_{oD} \cdot \frac{32 \cdot M_{oD} \cdot 10^3}{\pi \cdot d_2^3} \quad (63)$$

$$\sigma_{oD} = 3,2 \cdot \frac{32 \cdot 33,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3} = 4,99MPa$$

#### Napětí v krutu

a) Určení součinitele tvaru [13] (str. 180, tabulka 3.20c - osazení)

$$\frac{d_2}{d_3} = \frac{60}{75} = 0,8 \quad (64)$$

$$\frac{r_3}{t_3} = \frac{r_3}{\frac{d_3 - d_2}{2}} = \frac{1}{\frac{75 - 60}{2}} = 0,13$$

Z grafu pro namáhání v krutu odečten součinitel tvaru pro osazení  $\alpha_{kD} = 2,2$



b) Maximální napětí v krutu

$$\tau_{kD} = \alpha_{kD} \cdot \frac{M_k \cdot 10^3}{W_{kD}} = \alpha_{kD} \cdot \frac{16 \cdot M_k \cdot 10^3}{\pi \cdot d_2^3} \quad (65)$$

$$\tau_{kD} = 2,2 \cdot \frac{16 \cdot 545 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3} = 28,3 \text{ MPa}$$

Redukované napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru

$$\sigma_{RedD} = \sqrt{\sigma_{oD}^2 + 3 \cdot \tau_{kD}^2} \quad (66)$$

$$\sigma_{RedD} = \sqrt{4,99^2 + 3 \cdot 28,3^2} = 49,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$K_D = \frac{R_e}{\sigma_{RedD}} \quad (67)$$

$$K_D = \frac{345}{49,3}$$

$$K_D = 6,99 \geq 1$$

Hřídel v řezu D – D vyhovuje.

### 2.3.8 Kontrola řezu E – E

V řezu E – E působí na hřídel kombinace ohybového momentu a polovičního krouticího momentu. Tento ohybový moment je menší jak v řezu C – C. Proto není třeba dále kontrolovat tento řez a zároveň můžeme prohlásit, že hřídel v řezu E – E vyhovuje.

Ohybový moment

$$M_{oE} = F_M \cdot (x_2 + x_4) - F_{RA} \cdot x_4 \quad (68)$$

$$M_{oE} = 824,04 \cdot (0,1097 + 0,0654) - 3081,44 \cdot 0,0654 = -57,24 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

### 2.3.9 Kontrola řezu F – F

V řezu F – F působí na hřídel kombinace maximálního ohybového momentu a polovičního krouticího momentu.

#### Ohybový moment

$$M_{oF} = F_M \cdot (x_5 + x_2) - F_{RA} \cdot x_5 + \left( \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \right) \cdot (x_5 - x_4) \quad (69)$$

$$M_{oF} = 824,04 \cdot (0,2854 + 0,1097) - 3081,44 \cdot 0,2854 + \left( \frac{2516,5 + 1482,92}{2} \right) \cdot (0,2854 - 0,0654) = -113,93 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

#### Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_{oF} = \frac{M_{oF} \cdot 10^3}{W_{oF}} = \frac{32 \cdot M_{oF} \cdot 10^3}{\pi \cdot d_3^3} \quad (70)$$

$$\sigma_{oF} = \frac{32 \cdot (-113,93) \cdot 10^3}{\pi \cdot 75^3} = -2,8 \text{ MPa}$$

#### Maximální napětí v krutu

$$\tau_{kF} = \frac{M_k}{W_{kF}} = \frac{16 \cdot M_k \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot d_3^3} \quad (71)$$

$$\tau_{kF} = \frac{16 \cdot 545 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 75^3} = 3,3 \text{ MPa}$$

#### Redukované napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru

$$\sigma_{RedF} = \sqrt{\sigma_{oF}^2 + 3 \cdot \tau_{kF}^2} \quad (72)$$

$$\sigma_{RedF} = \sqrt{(-2,8)^2 + 3 \cdot 3,3^2} = 6,4 \text{ MPa}$$

#### Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$K_F = \frac{R_e}{\sigma_{RedF}} \quad (73)$$

$$K_F = \frac{345}{6,4}$$

$$K_F = 53,9 \geq 1$$

Hřídel v řezu F – F vyhovuje.

**2.3.10 Návrh a kontrola pera na otláčení a střih na průměru  $d_1$** 

Je voleno pero 12e7x8x90 ČSN 02 2562 [12] (str. 467)

Dáno:  $d_1 = \varnothing 40$  mm

$b = 12$  mm

$t = 3,1$  mm

$l_1 = 90$  mm

**a) Kontrola pera na otláčení:**

Zvoleno:  $p_o = 150 \text{ MPa}$  [11] (tab. 18-8, str. 1081)

$$p_D = 0,8 \cdot p_o \quad (74)$$

$$p_D = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa}$$

$$p_D \geq \frac{2 \cdot M_k \cdot 10^3}{d_1 \cdot t \cdot (l_1 - b)} \quad (75)$$

$$p_D \geq \frac{2 \cdot 545 \cdot 10^3}{3,1 \cdot (90 - 12)} = 112,7 \text{ MPa}$$

$$p_D = 120 \geq 112,7 \text{ MPa} \quad (76)$$

Zvolené pero 12e7x8x90 na otláčení vyhovuje.

**b) kontrola pera na střih:**

Zvoleno:  $\tau_{DS} = 70 \text{ MPa}$  [12] (str. 55)

$$\tau_{DS} \geq \tau_S \quad (77)$$

$$\tau_{DS} \geq \frac{2 \cdot M_k \cdot 10^3}{b \cdot (l_1 - b)}$$

$$\tau_{DS} \geq \frac{2 \cdot 545 \cdot 10^3}{12 \cdot (90 - 12)} = 29,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DS} = 70 \geq 29,1 \text{ MPa} \quad (78)$$

Zvolené pero 12e7x8x90 na střih vyhovuje.

### 2.3.11 Návrh a kontrola pera na otláčení a střih na průměru volnoběžky GV40

Proti zpětnému chodu zaplněných korečků při zastavení zařízení, je na druhém konci hřídele nasunuta jednosměrná spojka GV40. [14]

Je voleno pero 12e7x8x50 ČSN 02 2562 [12] (str. 467)

Dáno:  $d_1 = \varnothing 40 \text{ mm}$

$b = 12 \text{ mm}$

$t = 3,1 \text{ mm}$

$l_2 = 50 \text{ mm}$

Zvoleno:  $p_o = 150 \text{ MPa}$  [11] (tab. 18-8, str. 1081)

a) Krouticí moment na volnoběžce:

$$M_{k2} = (T_{1s} - T_{2s}) \cdot \frac{D_1}{2} \quad (79)$$

$$M_{k2} = (2516,5 - 1482,92) \cdot \frac{0,5}{2} = 258,4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

b) kontrola pera na otláčení:

$$p_D = 0,8 \cdot p_o \quad (80)$$

$$p_D = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa}$$

$$p_D \geq \frac{2 \cdot M_{k2} \cdot 10^3}{d_1 \cdot t \cdot (l_2 - b)} \quad (81)$$

$$p_D \geq \frac{2 \cdot 258,4 \cdot 10^3}{3,1 \cdot (50 - 12)} = 109,7 \text{ MPa}$$

$$p_D = 120 \geq 109,7 \text{ MPa} \quad (82)$$

Zvolené pero 12e7x8x50 na otláčení vyhovuje.

c) kontrola pera na stříh:

Zvoleno:  $\tau_{DS} = 70 \text{ MPa}$  [12] (str. 55)

$$\tau_{DS} \geq \tau_S \quad (83)$$

$$\tau_{DS} \geq \frac{\frac{2 \cdot M_{k2} \cdot 10^3}{d_1}}{b \cdot (l_2 - b)}$$

$$\tau_{DS} \geq \frac{2 \cdot 258,4 \cdot 10^3}{12 \cdot (50 - 12)} = 28,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DS} = 70 \geq 28,3 \text{ MPa} \quad (84)$$

Zvolené pero 12e7x8x50 na stříh vyhovuje.

## 2.4 Kontrolní výpočet ložisek

V kontrolním výpočtu ložisek je počítána jejich trvanlivost dle [11]. Hřídel bude uložena v ložiskové jednotce SYJ60TF od firmy SKF. Tuto ložiskovou jednotku tvoří těleso SYJ 512 a ložisko YAR 212-2F. [15]

Dáno:  $C = 52,7 \text{ kN}$

$C_o = 36 \text{ kN}$

$f_o = 14$

$F_A = 0 \text{ N}$

$F_{RA} = 3081,44 \text{ N}$

Parametr –  $e_e$

$$\frac{f_o \cdot F_A}{C_o} = \frac{14 \cdot 0}{36000} = 0 \rightarrow e_e = 0 \quad (85)$$

$$\frac{F_A}{F_{RA}} = \frac{0}{3081,44} = 0 \leq 0 \quad (86)$$

$$\rightarrow X = 1 [10] \text{ (tab. 11-1, str. 620)} \quad (87)$$

$$\rightarrow Y = 0 [10] \text{ (tab. 11-1, str. 620)}$$

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska

$$P_{eA} = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_A \quad (88)$$

$$P_{eA} = 1 \cdot 3081,44 + 0 \cdot 0 = 3081,44 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_{eA}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (89)$$

$$L_{10} = \left( \frac{52700}{3081,44} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 96} = 868457 \text{ h}$$

Trvanlivost ložiska je 868457 h.

## ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce je návrh korečkového elevátoru pro dopravu obilí do obilního sila. Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část.

Teoretická část je zaměřena na literární studii zařízení, kde jsou popsány jednotlivě hlavní části korečkových elevátorů.

Praktická část je zaměřena na funkční výpočet korečkového elevátoru, který se skládá s výpočtu předběžného a zpřesněného. V předběžném výpočtu byly zvoleny základní parametry zařízení, také byl zvolen typ korečku a v závislosti na šířce korečku byl vybrán dopravní pás. Následně bylo porovnáno dovolené zatížení pásu s teoretickými silami v nabíhající a sbíhající větvi. V obou případech pás vyhovoval. Poté jsem provedl zpřesněný výpočet. Pro stanovení dílčích výpočtů bylo nutné upřesnit způsob plnění korečků a jejich způsob vyprazdňování. Na základě koncepce navrženého řešení jsem zvolil hrabací způsob plnění a odstředivé vyprazdňování korečků. Byla dopočítána obvodová síla, pomocí které, byl spočten potřebný výkon elektromotoru pro chod zařízení. Byl vybrán kuželočelní převodový motor o výkonu 5,5 kW. Poté bylo porovnáno dovolené zatížení pásu se skutečnými tahovými silami v nabíhající a sbíhající větvi. V obou případech také pás vyhovoval. Na závěr zpřesněného výpočtu byly provedeny kontrolní výpočty způsobu vyprazdňování korečků a minimálního dopravního výkonu. Způsob vyprazdňování vyšel jako odstředivý a minimální dopravní výkon byl větší jak zadaný. Tedy obě podmínky byly také splněny. Dále byl proveden kontrolní výpočet hnacího hřídele v jeho nebezpečných průřezích, kde bylo zkontrolováno, že zvolený materiál 12060 je ve všech průřezích vyhovující. Poté byl proveden kontrolní výpočet navržených per na otláčení a střih pod kuželočelní převodovkou a pod jednosměrnou spojkou. Obě navržená pera na otláčení a střih vyhovují. Na závěr byl proveden výpočet trvanlivosti ložisek.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] GAJDUŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [2] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [3] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: ALFA, 1979.
- [4] Valouch, Radek. *Korečkový elevátor pro dopravu obilí* [online]. Brno, 2013 [cit. 2017-02-07]. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.  
Dostupné z:  
[https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=66332](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=66332)
- [5] DELTA Engineering. *Výroba dopravních zařízení sypkých materiálů* [online]. [cit. 2017-02-07].  
Dostupné z:  
<http://www.deltaeng.cz/stroje-pro-mechanickou-dopravu/elevatory/>
- [6] Sila – nádrže. *Objemové hmotnosti skladovaných a přepravovaných komodit v zemědělství a průmyslu* [online]. [cit. 2017-02-07].  
Dostupné z:  
<http://www.sila-nadrze.cz/objemove-hmotnosti.html>
- [7] ČSN 26 2008, *Svislé korečkové elevátory – Základní parametry a rozměry*. Český normalizační institut. Praha, 1993
- [8] Gumex. *Korečky* [online]. [cit. 2017-02-07].  
Dostupné z:  
<https://www.gumex.cz/lisovany-korecek-sps-ocelovy-24837.html>
- [9] Gumex. *PVC pás* [online]. [cit. 2017-02-07].  
Dostupné z:  
<https://www.gumex.cz/pvc-pasy-pro-elevatory-a-velke-zatizeni-4t-32-v3-v3-49855.html>
- [10] SEW EURODRIVE. *Kuželové převodové motory* [online]. [cit. 2017-02-07].  
Dostupné z:  
[https://www.sew-eurodrive.cz/os/c/main.do?country=CZ&language=cs\\_CZ&addon=BASKET&viewset=BASKET&action=READ\\_TRANSFER\\_SERVICE&g=90E2BA9304041ED6BBADAE85B7B235E4](https://www.sew-eurodrive.cz/os/c/main.do?country=CZ&language=cs_CZ&addon=BASKET&viewset=BASKET&action=READ_TRANSFER_SERVICE&g=90E2BA9304041ED6BBADAE85B7B235E4)
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0



- [12] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [13] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 1. svazek. 5., přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [14] T.E.A. TECHNIK. *Samostředící volnoběžky* [online]. [cit. 2017-02-07]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/samostredici-volnobezky-typ-gv/>
- [15] SKF. *Stojaté ložiskové jednotky Y* [online]. [cit. 2017-02-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%2060%20TF>

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

$A_k$	[mm]	Horní šíře korečku
$a$	[m]	Vzdálenost pólu P od středu 0
$B_p$	[mm]	Šířka tažného pásu
$b$	[mm]	Šířka pera
$b_1$	[mm]	Šířka drážky pro pero
$C$	[N]	Základní dynamická únosnost ložiskové jednotky
$C_0$	[N]	Základní statická únosnost ložiskové jednotky
$c_1$	[-]	Součinitel odporu při nabírání
$c_2$	[-]	Součinitel odporu ohýbání pásu
$D_1$	[m]	Průměr hnacího bubnu
$D_2$	[m]	Průměr hnaného bubnu
$d_{n2}$	[mm]	Průměr hnaného hřídele v místě bubnu
$d_{p1}$	[mm]	Průměr hnacího hřídele pod perem
$d_1$	[mm]	Průměr hnacího hřídele v místě pera
$d_2$	[mm]	Průměr hnacího hřídele v místě ložiska
$d_3$	[mm]	Průměr hnacího hřídele v místě bubnu
$e$	[-]	Eurelovo číslo
$e_e$	[-]	Mezní hodnota ložiska
$F$	[N]	Obvodová síla na hnacím bubnu
$F_A$	[N]	Axiální síla v ložisku A
$F_C$	[N]	Celková obvodová síla
$F_k$	[mm]	Výška korečku
$F_M$	[N]	Velikost síly působící od motoru
$F_n$	[N]	Napínací síla
$F_n'$	[N]	Přídavná napínací síla

$F_{np}$	[N]	Předběžná napínací síla
$F_o$	[N]	Odstředivá síla na hnacím bubnu
$F_p$	[N]	Předběžná obvodová síla na hnacím bubnu
$F_{RA}$	[N]	Radiální síla v ložisku A
$F_{RB}$	[N]	Radiální síla v ložisku B
$F_z$	[N]	Dovolené zatížení pásu
$F_1$	[N]	Složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu
$F_2$	[N]	Složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu
$F_3$	[N]	Složka obvodové síly potřebná k překonání odporu ohýbání tažného pásu na napínacím bubnu
$F_4$	[N]	Složka obvodové síly potřebná k překonání odporu ohýbání tažného pásu na hnacím bubnu
$F_5$	[N]	Složka obvodové síly potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího hřídele
$F_6$	[N]	Složka obvodové síly potřebná k překonání odporu tření ložisek pohaněcího hřídele
$F_7$	[N]	Složka obvodové síly potřebná k překonání odporu tření válečků od hmotnosti materiálu u skloněných elevátorů nabíhající a sbíhající větve tažného pásu u skloněných elevátorů
$F_8$	[N]	Složka obvodové síly potřebná k překonání odporu tření válečků od hmotnosti tažného pásu a korečků nabíhající a sbíhající větve tažného pásu u skloněných elevátorů
$F_9$	[N]	Složka obvodové síly potřebná ke zvedání tažného pásu
$F_{10}$	[N]	Složka obvodové síly potřebná ke zvedání korečků
$f$	[-]	Součinitel tření mezi tažným pásem a bubnem
$f_o$	[-]	výpočtový součinitel ložiska

$G_k$	[mm]	Hloubka korečku
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$H_D$	[m]	Dopravní výška
$H_{max}$	[m]	Maximální dopravní výška
$H_O$	[m]	Osová vzdálenost
$h_1$	[m]	Vzdálenost hrany výsyvky od osy hnacího bubnu
$h_2$	[m]	Vzdálenost hrany násypky od země
$h_3$	[m]	Vzdálenost osy hnaného hřídele od země
$i$	[-]	bezpečnost proti přetížení motoru
$i_m$	[-]	Převodový poměr převodového motoru
$K_A$	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v řezu A – A
$K_B$	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v řezu B – B
$K_C$	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v řezu C – C
$K_D$	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v řezu D – D
$K_F$	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v řezu F – F
$k$	[-]	Součinitel bezpečnosti proti prokluzování při rozběhu elevátoru
$L_{10}$	[hod]	Trvanlivost ložiska
$l_1$	[mm]	Délka pera v místě převodového motoru
$l_2$	[mm]	Délka pera v místě volnoběžky
$M_k$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Krouticí moment na výstupu převodového motoru
$M_{k2}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Krouticí moment na volnoběžce
$M_{oB}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Ohybový moment na hnacím hřídeli v řezu B – B
$M_{oC}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Ohybový moment na hnacím hřídeli v řezu C – C
$M_{oD}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Ohybový moment na hnacím hřídeli v řezu D – D
$M_{oE}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Ohybový moment na hnacím hřídeli v řezu E – E
$M_{oF}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Ohybový moment na hnacím hřídeli v řezu F – F

$m_B$	[-]	Hmotnost bubnu
$m_k$	[m]	Hmotnost korečku
$m_p$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	Měrná hmotnost pásu
$n_2$	[ot·min <sup>-1</sup> ]	Otáčky na výstupu převodového motoru
$P$	[W]	Výkon motoru
$P_{eA}$	[N]	Dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska
$P_m$	[W]	Výkon zvoleného převodového motoru
$P_p$	[W]	Předběžný výkon motoru
$P_s$	[W]	Skutečný výkon motoru
$p$	[-]	Počet tažných prostředků jedné větve
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážek v náboji
$p_o$	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro náboj
$Q$	[t·hod <sup>-1</sup> ]	Zadaný dopravní výkon
$Q_m$	[t·hod <sup>-1</sup> ]	Minimální dopravní výkon
$q_1$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Délkové zatížení tažného pásu od hmotnosti dopravovaného materiálu
$q_2$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Délkové zatížení hmotností tažného pásu
$q_3$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu v tahu
$R_{eA}$	[MPa]	Mez kluzu v tahu v řezu A – A
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$R_2$	[m]	Poloměr kružnice opsané vnitřní stranou korečku
$r_1$	[mm]	Poloměr zaoblení drážky pro pero
$r_2$	[mm]	Poloměr osazení na průměru $d_1$
$r_3$	[mm]	Poloměr osazení na průměru $d_2$
$T_p$	[mm]	Tloušťka pásu
$T_1$	[N]	Předběžný tah v nabíhající větvi

$T_{1S}$	[N]	Celkový tah v nabíhající větvi
$T_2$	[N]	Předběžný tah ve sbíhající větvi
$T_{2S}$	[N]	Celkový tah ve sbíhající větvi
$t$	[mm]	Hloubka drážky pro pero v náboji
$t_k$	[m]	Rozteč korečků
$t_1$	[mm]	Hloubka drážky pro pero v hřídeli
$t_2$	[mm]	parametr pro určení součinitele tvaru
$t_3$	[mm]	parametr pro určení součinitele tvaru
$V_k$	[m <sup>3</sup> ]	Minimální objem korečku
$V_k'$	[dm <sup>3</sup> ]	Skutečný objem korečku
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Zvolená rychlost korečků
$v_s$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Spočtená rychlost korečků
$W_{kA}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v krutu v řezu A – A
$W_{kB}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v krutu v řezu B – B
$W_{kC}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v krutu v řezu C – C
$W_{kD}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v krutu v řezu D – D
$W_{kF}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v krutu v řezu F – F
$W_{oB}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu v řezu B – B
$W_{oC}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu v řezu C – C
$W_{oD}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu v řezu D – D
$W_{oF}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu v řezu F – F
$X$	[-]	Součinitel pro jednořadá radiální ložiska
$x_1$	[mm]	Vzdálenost síly $F_M$ k řezu B – B
$x_2$	[mm]	Vzdálenost síly $F_M$ k řezu C – C
$x_3$	[mm]	Vzdálenost síly $F_{RA}$ k řezu D – D
$x_4$	[mm]	Vzdálenost síly $(T_{1S} + T_{1s})/2$ k řezu C – C

$x_5$	[mm]	Vzdálenost síly $(T_{1S} + T_{1S})/2$ k řezu C – C
$x_6$	[mm]	Vzdálenost síly $F_{RB}$ k řezu C – C
$Y$	[-]	Součinitel pro jednořadá radiální ložiska
$\tau_{Amax}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu v řezu A – A
$\tau_D$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Maximální zatížení pásu
$\tau_{kA}$	[MPa]	Napětí v krutu v řezu A – A
$\tau_{kB}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu v řezu B – B
$\tau_{kC}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu v řezu C – C
$\tau_{kD}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu v řezu D – D
$\tau_{kF}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu v řezu F – F
$\tau_{DS}$	[MPa]	Dovolené napětí ve stříhu
$\tau_S$	[MPa]	Napětí ve stříhu
$\sigma_{oB}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu v řezu B – B
$\sigma_{oC}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu v řezu C – C
$\sigma_{oD}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu v řezu D – D
$\sigma_{oF}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu v řezu F – F
$\sigma_{RedB}$	[MPa]	Redukované napětí v řezu B – B
$\sigma_{RedC}$	[MPa]	Redukované napětí v řezu C – C
$\sigma_{RedD}$	[MPa]	Redukované napětí v řezu D – D
$\sigma_{RedF}$	[MPa]	Redukované napětí v řezu F – F
$\pi$	[-]	Konstanta
$\alpha$	[rad]	Úhel opásání
$\alpha_{kA}$	[-]	Tvarový součinitel pro drážky pro pero v řezu A – A – krut
$\alpha_{kB}$	[-]	Tvarový součinitel pro osazení v řezu B – B – krut
$\alpha_{kD}$	[-]	Tvarový součinitel pro osazení v řezu D – D – krut
$\alpha_{oB}$	[-]	Tvarový součinitel pro osazení v řezu B – B – ohyb

---

$\alpha_{oD}$	[-]	Tvarový součinitel pro osazení v řezu D – D – ohyb
$\gamma$	[-]	Objemová hmotnost
$\mu_1$	[-]	Celkový součinitel odporu
$\mu_3$	[-]	Součinitel odporu tření ložisek
$\eta$	[-]	Účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli
$\varphi$	[-]	Součinitel plnění
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost hnacího bubnu



**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1. Schéma korečkového elevátoru .....	12
Obr. 2. Základní profily korečků .....	13
Obr. 3. Typy připojení korečků k řetězu.....	14
Obr. 4. Typy upevnění korečků k pásu .....	15
Obr. 5. Způsoby plnění korečků .....	16
Obr. 6. Způsoby vyprazdňování korečků.....	17
Obr. 7. Zobrazení polohy pólu vyprazdňování .....	17
Obr. 8. Typy nosných konstrukcí.....	18
Obr. 9. Zobrazení hlavy a paty elevátoru.....	19
Obr. 10. Základní parametry zařízení .....	23
Obr. 11. Lisovaný koreček.....	25
Obr. 12. PVC pás elevátoru .....	26
Obr. 13. Převodový motor KA67/TDRN132S4 .....	31
Obr. 14. Rozložení sil na hnacím hřídeli .....	34
Obr. 15. Vnitřní výsledné účinky hnacího hřídele.....	35
Obr. 16. Řez A - A.....	36

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Volba profilu v závislosti na fyzikálních vlastnostech dopravovaném materiálu ... 13

**SEZNAM PŘÍLOH**

Výkresová dokumentace:

P I	UTB-FT-2017-01	HNACÍ HŘÍDEL
P II	UTB-FT-2017-02	HNANÁ HŘÍDEL
P III	UTB-FT-2017-03	TĚLO BUBNU
P IV	UTB-FT-2017-04	BOČNICE BUBNU
P V	UTB-FT-2017-05	PLÁŠŤ BUBNU
P VI	UTB-FT-2017-06	BOČNICE HLAVY 1
P VII	UTB-FT-2017-07	HORNÍ PLECH 1
P VIII	UTB-FT-2017-08	PŘÍRUBA 1
P IX	UTB-FT-2017-09	PŘÍRUBA 2
P X	UTB-FT-2017-10	PŘÍRUBA 3
P XI	UTB-FT-2017-11	PŘÍRUBA 4
P XII	UTB-FT-2017-12	BOČNICE HLAVY 2
P XIII	UTB-FT-2017-13	HORNÍ PLECH 2
P XIV	UTB-FT-2017-14	PŘÍRUBA 5
P XV	UTB-FT-2017-15	PŘÍRUBA 6
P XVI	UTB-FT-2017-16	PŘÍRUBA 7
P XVII	UTB-FT-2017-17	PŘÍRUBA 8
P XVIII	UTB-FT-2017-18	BOČNICE 1
P XIX	UTB-FT-2017-19	BOČNICE 2
P XX	UTB-FT-2017-20	PŘEPÁŽKA
P XXI	UTB-FT-2017-21	VÝZTUHA HLAVY
P XXII	UTB-FT-2017-22	STOJINA 1
P XXIII	UTB-FT-2017-23	STOJINA 2

---

P XXIV	UTB-FT-2017-24	DESKA LOŽISKA 1
P XXV	UTB-FT-2017-25	DESKA LOŽISKA 2
P XXVI	UTB-FT-2017-26	DRŽÁK VOLNOBĚŽKY
P XXVII	UTB-FT-2017-27	VZPĚRA VOLNOBĚŽKY
P XXVIII	UTB-FT-2017-28	ŽEBRO
P XXIX	UTB-FT-2017-29	DESKA MOMENTOVÉ VZPĚRY
P XXX	UTB-FT-2017-30	ÚCHYT MOMENTOVÉ VZPĚRY
P XXXI	UTB-FT-2017-31	PŘÍRUBA 9
P XXXII	UTB-FT-2017-32	PŘÍRUBA 10
P XXXIII	UTB-FT-2017-33	PŘÍRUBA 11
P XXXIV	UTB-FT-2017-34	STOJINA 3
P XXXV	UTB-FT-2017-35	STOJINA 4
P XXXVI	UTB-FT-2017-36	STOJINA 5
P XXXVII	UTB-FT-2017-37	PŘÍRUBA 12
P XXXVIII	UTB-FT-2017-38	PŘÍRUBA 13
P XXXIX	UTB-FT-2017-39	PŘÍRUBA 14
P XL	UTB-FT-2017-40	PŘÍRUBA 15
P XLI	UTB-FT-2017-41	LIŠTA 1
P XLII	UTB-FT-2017-42	LIŠTA 2
P XLIII	UTB-FT-2017-43	VÝZTUHA 1
P XLIV	UTB-FT-2017-44	VÝZTUHA 2
P XLV	UTB-FT-2017-45	VÝZTUHA 3
P XLVI	UTB-FT-2017-46	DNO
P XLVII	UTB-FT-2017-47	PLÁŠŤ 1
P XLVIII	UTB-FT-2017-48	PLÁŠŤ 2
P XLIX	UTB-FT-2017-49	VÝZTUHA 4

---

P L	UTB-FT-2017-50	VÍKO PATY
P LI	UTB-FT-2017-51	DESKA NÁSYPKY
P LII	UTB-FT-2017-52	BOČNICE NÁSYPKY
P LIII	UTB-FT-2017-53	DESKA LOŽISKA 3
P LIV	UTB-FT-2017-54	LIŠTA 3
P LV	UTB-FT-2017-55	DESKA DVÍŘKA
P LVI	UTB-FT-2017-56	ÚCHYT
P LVII	UTB-FT-2017-57	RUKOJEŤ
P LVIII	UTB-FT-2017-58	PLÁŠŤ ŠACHTY
P LIX	UTB-FT-2017-59	PŘÍRUBA 16
P LX	UTB-FT-2017-60	PŘÍRUBA 17
P LXI	UTB-FT-2017-61	PŘÍRUBA 18
P LXII	UTB-FT-2017-62	PŘÍRUBA 19
P LXIII	UTB-FT-2017-63	SPONA PÁSU
P LXIV	UTB-FT-2017-64	KOTVENÍ
P LXV	UTB-FT-2017-S01	VÍKO HLAVY 1
P LXVI	UTB-FT-2017-S02	VÍKO HLAVY 2
P LXVII	UTB-FT-2017-S03	SPODNÍ TĚLO HLAVY
P LXVIII	UTB-FT-2017-S04	BUBEN
P LXIX	UTB-FT-2017-S05	TĚLO PATY
P LXX	UTB-FT-2017-S05	TĚLO PATY – KUSOVNÍK 1
P LXXI	UTB-FT-2017-S05	TĚLO PATY – KUSOVNÍK 2
P LXXII	UTB-FT-2017-S06	NÁSYPKA
P LXXIII	UTB-FT-2017-S07	DVÍŘKA
P LXXIV	UTB-FT-2017-S08	TĚLO ŠACHTY
P LXXV	UTB-FT-2017-SPE	PATA ELEVÁTORU

---

P LXXVI	UTB-FT-2017-SŠE	ŠACHTA ELEVÁTORU
P LXXVII	UTB-FT-2017-SHE	HLAVA ELEVÁTORU
P LXXVIII	UTB-FT-2017-SKE	KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

Další přílohy:

P LXXIV            CD – Bakalářská práce v pdf

– Výkresová dokumentace dle přílohy v pdf