



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

BUCKET ELEVATOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ADAM SKLENÁŘ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN JONÁK

BRNO 2015



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem svislého korečkového elevátoru pro dopravu obilovin. Práce se skládá z popisu korečkových elevátorů a jejich hlavních částí, funkčního výpočtu a kontroly hnacího hřídele. Zvláštní důraz je kladen na výpočet a výběr převodového elektromotoru a následnou pevnostní kontrolu hnacího hřídele. K práci je přiložena výkresová dokumentace celkové sestavy elevátoru, sestava hlavy elevátoru a hnacího hřídele.

KLÍČOVÁ SLOVA

korečkový elevátor, koreček, odstředivé vyprazdňování, doprava materiálu, převodový elektromotor

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a vertical bucket elevator for transport of grain. The thesis consists of a description of bucket elevators and their main components, functional calculations and check of the drive shaft. Particular emphasis is placed on the calculation and selection of a gearmotor and subsequent strength check of the drive shaft. The drawing documentation of the entire assembly of the elevator, the elevator head assembly and drive shaft is enclosed with the thesis.

KEYWORDS

bucket elevator, bucket, centrifugal discharging, transport of material, gearmotor



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKLENÁŘ, A. *Korečkový elevátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Jonáka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2015

.....

Adam Sklenář



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Ing. Martinu Jonákovi za vedení bakalářské práce, materiály a odborné rady poskytnuté pro její zpracování. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu po celou dobu studia.



OBSAH

Úvod	10
1 Korečkové elevátory	11
1.1 Tažný orgán	12
1.1.1 Pás	12
1.1.2 Řetěz	12
1.2 Korečky	12
1.2.1 Upevnění korečků	13
1.2.2 Plnění korečků	14
1.2.3 Vyprazdňování korečků	15
1.3 Nosná konstrukce	16
1.4 Pohon a napínání	17
2 Funkční výpočet	18
2.1 Predběžný výpočet	18
2.1.1 Zadané parametry	18
2.1.2 Zvolené parametry	19
2.1.3 Výkon motoru	19
2.1.4 Obvodová síla na hnacím bubnu	19
2.1.5 Volba tažného orgánu a korečků	20
2.1.6 Stanovení tahů v tažném orgánu	21
2.2 Přesný výpočet	22
2.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu	22
2.2.2 Stanovení výkonu hnacího motoru	26
2.2.3 Určení napínací síly F_n a přidavné napínací síly F'_n a tahů v jednotlivých větvích T_1 a T_2	27
2.2.4 Určení odstředivé síly na hnacím bubnu	28
3 Kontrolní výpočet hnacího hřídele	29
3.1 Výpočet reakcí v místě ložisek	29
3.2 Výsledné vnitřní účinky (VVÚ)	30
3.3 Kontrola hnacího hřídele v kritických místech	31
3.3.1 Kontrola průřezu „I“	31
3.3.2 Kontrola průřezu „II“	33
3.3.3 Kontrola průřezu „III“	35
3.4 Kontrola pera na otláčení na vstupním konci hřídele	37
3.5 Kontrola ložisek	38
3.5.1 Výpočet základní trvanlivosti L_{10h}	39



3.5.2 Výpočet modifikované trvanlivosti	40
Závěr	42
Seznam použitých zkratk a symbolů	45
Seznam příloh	49



ÚVOD

Korečkový elevátor je zařízení, které se používá pro svislou nebo šikmou dopravu jemnozrnných a drobně kusovitých materiálů jako je například cement, uhlí, mouka, obiloviny apod. Tento materiál vstupuje do paty elevátoru a pomocí korečků, které jsou připevněny k tažnému orgánu, je dopravován do hlavy elevátoru, kde je z korečků gravitačně nebo odstředivě vyprazdňován. Tyto elevátory jsou nejčastěji používány v zemědělství, stavebnictví, potravinářství a chemickém průmyslu. [1]

Cílem této bakalářské práce je návrh korečkového elevátoru pro dopravu obilovin dle zadaných parametrů. Bude proveden funkční výpočet korečkového elevátoru, pevnostní kontrola hnacího hřídele ve vybraných průřezích a kontrola životnosti ložisek. Cílem práce je též vytvoření výkresové dokumentace dle pokynů vedoucího práce.



Obr. 1 Korečkový elevátor [19]

1 KOREČKOVÉ ELEVÁTORY

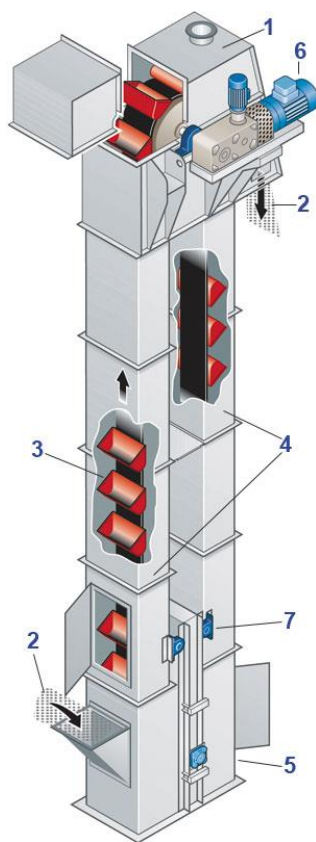
Korečkové elevátory jsou mechanické dopravníky určené pro svislou nebo šikmou dopravu, jejichž tažným prvkem může být dopravní pás, řetěz nebo dvojice řetězů a nosným prvkem korečky, které jsou pevně spojené s tažným prvkem [7].

Jsou určeny pro dopravu jemnozrnných a drobně kusovitých materiálů (cement, písek, uhlí, popel, obilí mouka, atd.). Dopravní výška je omezena pouze pevností tažného orgánu. Běžně se používají pro dopravní množství do 150 m³/h a dopravní výšku do 40 m. [7]

Použitím pásu jako tažného orgánu lze dosáhnout vysokých rychlostí a tím i dopravního výkonu až 1000 m³/hod a dopravních výšek až 200 m. U řetězového tažného orgánu se rychlost pohybuje od 0,3 až po 1,2 m/s a u pásového 1 až 3,5 m/s. Korečkový elevátor je zpravidla uzavřen v prachotěsné šachtě a pohon tohoto elevátoru je umístěn nahoře a napínání tažného orgánu dole. [1]

Výhodou těchto dopravníků je nízká spotřeba energie, nenáročnost na prostor, relativně vysoký dopravní výkon, spolehlivý provoz a u řetězových možnost provozu v horkém prostředí. Malou nevýhodou může být omezená dopravní výška. [7]

Rozdělení základních typů korečkových elevátorů a ostatních elevátorů dle konstrukčního provedení, nosných a tažných prostředků, nakládání a vykládání koreček, dopravní rychlosti a druhu nákladu obsahuje norma ČSN 26 2001, viz [4].



Obr. 2 Schéma korečkového elevátoru: 1 - hlava elevátoru, 2 – vstup a výstup materiálu, 3 - koreček, 4 - šachty elevátoru, 5 – pata elevátoru, 6 - převodový motor, 7 - napínací mechanismus [14]



1.1 TAŽNÝ ORGÁN

Korečky elevátoru jsou připevněny k tažnému orgánu, což může být pás nebo řetěz [1].

1.1.1 PÁS

Pás u korečkového elevátoru může být pryžový, polyvinylchloridový, tkaný nebo pletivový. Nejčastěji jsou používány pásy pryžové jako u pásových dopravníků. Tyto pásy mohou mít vložky textilní, z umělých vláken nebo z ocelových lan. Vložky z ocelových lan snižují prodloužení pásu vlivem působících sil, a tím i potřebný chod napínacího ústrojí. Pryžové pásy odolávají teplotám do 80 °C, ve speciálním provedení až do 130 °C. V potravinářském, chemickém nebo farmaceutickém průmyslu se používají pásy s krycí vrstvou nebo celé z PVC. V případech, kde se vyskytuje velké mechanické, tepelné nebo chemické namáhání, se používají pásy pletivové. [2]

1.1.2 ŘETĚZ

Řetězu jako tažného orgánu se používá v případě dopravy abrazivního materiálu nebo materiálu o vysoké teplotě. Jsou zde používány řetězy článkové, tepelně zpracované pro zvýšení odolnosti proti otěru, vysokopevnostní řetězy, sponové transportní nebo pouzdrové řetězy. [7]

Článkový řetěz je u řetězových dopravníků nejběžnější a nejpoužívanější. Články mohou být kované nebo svařované a tím je řetěz nerozebíratelný. Jsou vhodné do podmínek hrubého provozu a snášejí vysoké teploty a kladky mohou mít malý poloměr. Jejich nevýhodou je hlučnost a vysoká hmotnost. [6]

Pohon článkových řetězů je třecí a řetězové kladky jsou hladké, opatřené pouze obvodovou drážkou pro vedení řetězu [1].

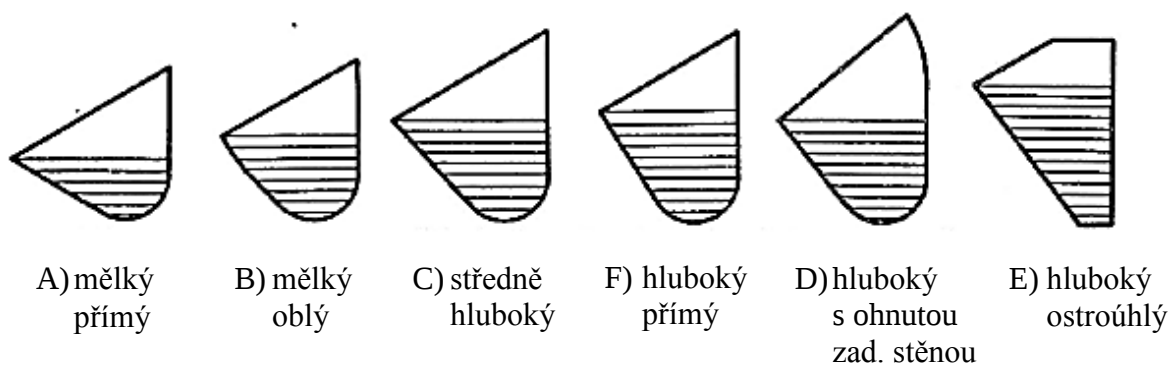
V případě pouzdrových (Gallových) řetězů nesmí být rychlost vyšší než 0,2 m/s a korečky jsou zde zavěšeny centrálně i při jejich značných šířkách (až do 630 mm) [2].

Pouzdrový řetěz je ohebný pouze v jedné rovině [6]. Jeho pohon je zajišťován záběrem zubů hnacích kol s čepy řetězu [1].

1.2 KOREČKY

Nejdůležitější částí elevátoru jsou korečky. Jejich funkcí je přeprava materiálu. Tvar a materiál korečků je dán přepravovaným materiálem. Vyrábějí se převážně z ocelového plechu tloušťky 1 až 8 mm lisováním a svařováním. Ve speciálních případech mohou být z plastu či lité z různých slitin. Objem korečků se pohybuje od 0,63 do 80 litrů, výjimečně i do 150 litrů a více. [2]

Pro běžné účely volíme ze šesti profilů označených písmeny A až F (obr. 3) a jejich profil volíme zejména dle dopravovaného materiálu [1].



Obr. 3 Šest základních profilů korečků [1]

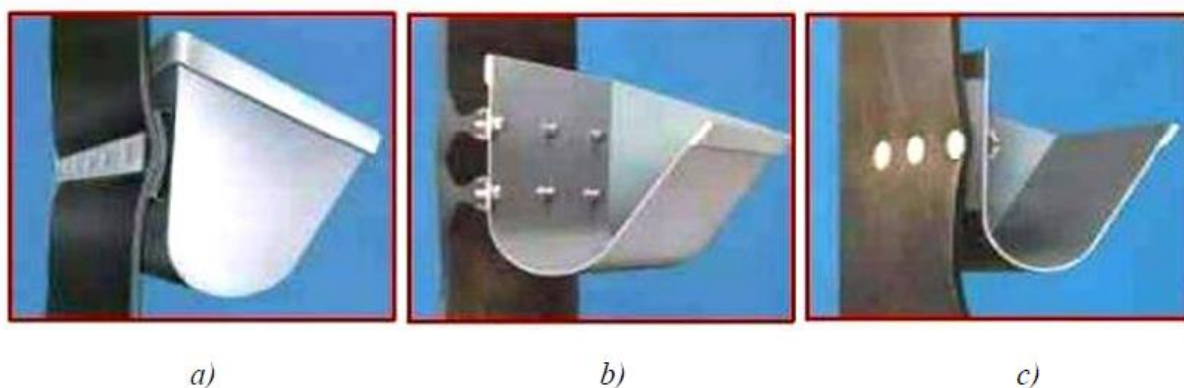
Tab. 1 Závislost profilu korečků na fyzikálních vlastnostech dopravovaného materiálu [1]

Typ korečku dle ČSN 26 2008	Charakteristické vlastnosti dopravovaného materiálu	Příklady použití
A	lehký, jemný náklad	mouka, krupice, šrot
B	lehký, zrnitý náklad	obilí, olejnaté 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

Tvar a základní rozměry korečků upravuje norma ČSN 26 2008, která určuje výšku zadní hrany korečku, výšku přední hrany korečku a hloubku korečku viz [3].

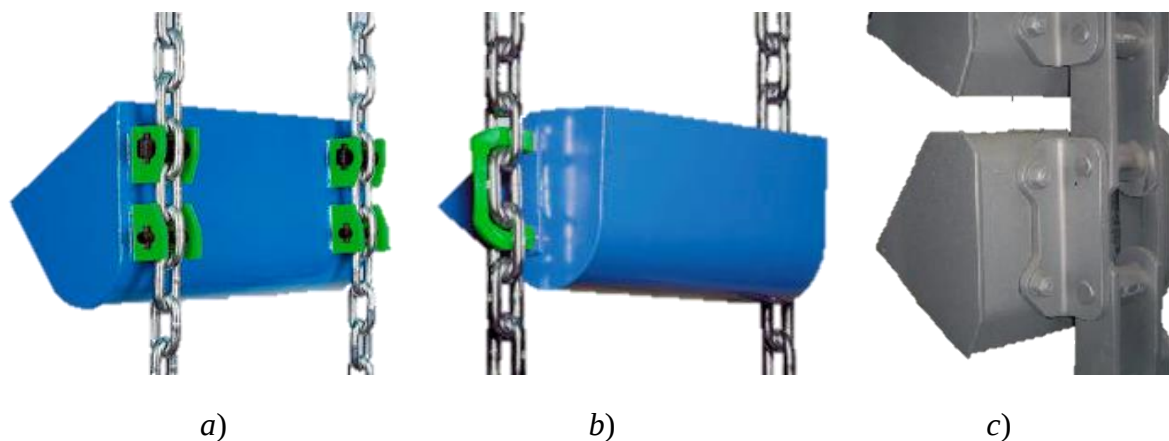
1.2.1 UPEVNĚNÍ KOREČKŮ

Korečky lze na pás upevnit buď speciálními talířovými šrouby, kdy je koreček prolisován (obr. 4a) nebo má upravenou zadní stěnu (obr. 4c) nebo speciálními segmenty (obr. 4b). V případě šroubování korečků přímo na pás je nutné zajistit, aby byl pás ze strany styku s hnacím a hnacím bubnem rovný a byl tak zajištěn klidný chod pásu. [1]



Obr. 4 Upevnění korečků na pás [8]

V případě použití článkového řetězu jako tažného orgánu, mohou být korečky upevněny odnímatelně pomocí šroubů, a to čelně (obr. 5a) nebo bočně (obr. 5b). Připojení korečku k pouzdrovému řetězu, viz obr. 5c. [1]



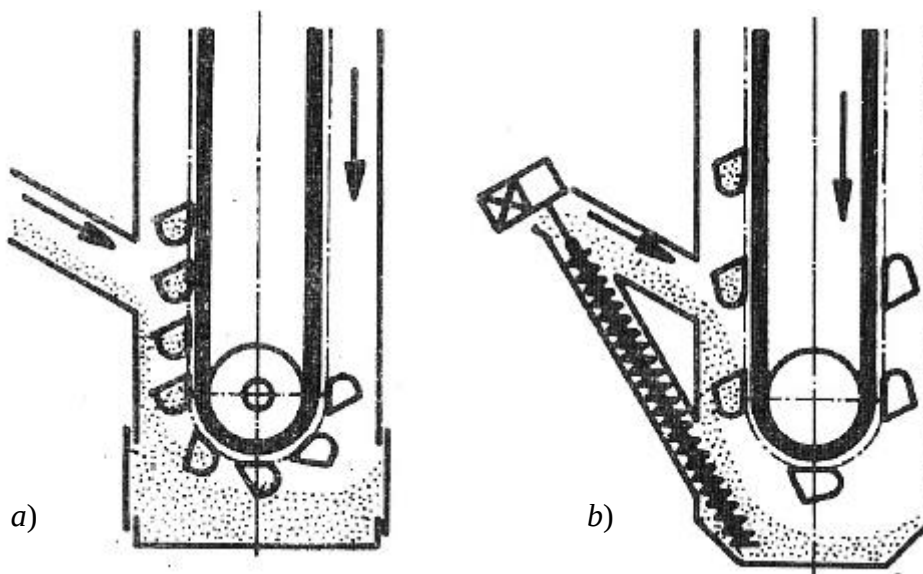
Obr. 5 Upevnění korečků: a) čelní upevnění k článkovému řetězu [15], b) boční upevnění k článkovému řetězu [15], c) upevnění k pouzdrovému řetězu [8]

1.2.2 PLNĚNÍ KOREČKŮ

Plnění korečků se může provádět třemi způsoby – hrabáním, nasypáváním nebo kombinací těchto dvou [1].

U hrabacího způsobu (obr. 6a) je dopravovaný materiál nabírám ze dna šachty elevátoru a při průchodu korečku touto vrstvou materiálu dochází k jeho zaplnění. Tento způsob plnění je vhodný pro neabrazivní a lehké materiály. [7]

Používá se pro jemně kusovité až jemně práškovité sypké materiály. Materiály se zrnitostí do 10 mm neovlivňují rychlost elevátoru, pro kusovité materiály je třeba zvolit rychlost menší než 1 m/s. Tento způsob plnění je vhodný pro řetězy i pásy. [1]



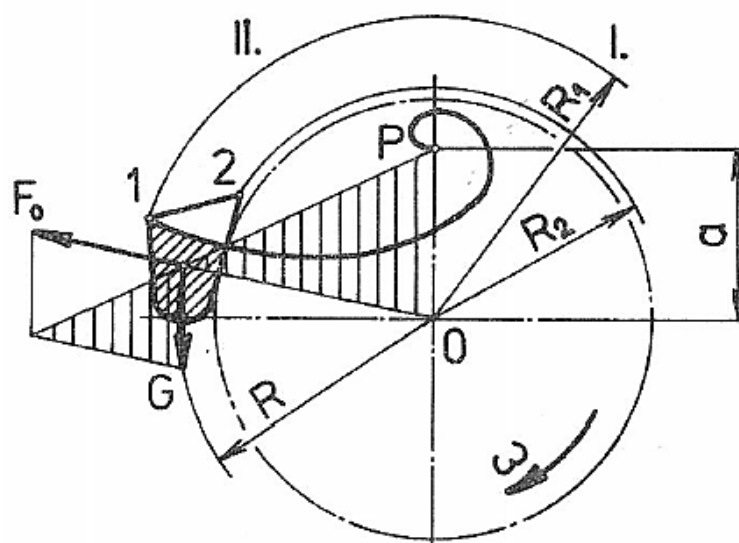
Obr. 6 Způsoby plnění korečků: a) hrabací způsob plnění, b) násypný způsob plnění [1]

U násypného způsobu plnění (obr. 6b) je materiál nasypáván přímo do korečků. Tento způsob plnění vyžaduje větší rozteč korečků než způsob hrabací, vzhledem k jisté době plnění korečku. Tento způsob je vhodný zejména pro hrubě kusovité a silně abrazivní materiály (ruda, hrubozrnné uhlí, koks, struska, atd.) a tam, kde by docházelo hrabacím způsobem k velkému opotřebení korečků a nabírací odpor by byl příliš vysoký. Tažný orgán je zde výhradně řetěz a dopravní rychlost se pohybuje do 1 m/s. [1]

Kombinovaný způsob plnění korečků vzniká při nedokonalém násypném způsobu, kdy materiál propadáva na dno šachty a je zde korečky nabírán [7].

1.2.3 VYPRAZDŇOVÁNÍ KOREČKŮ

Vyprazdňování korečků dělíme na dva způsoby – odstředivé a gravitační. O tom, o jaký způsob vyprazdňování se jedná, rozhoduje poloha pólu P (obr. 7), který je průsečíkem nositelky výslednice vnějších sil působících na obsah korečku s vertikální osou. V případě, leží-li pól uvnitř kružnice R_2 , je materiál vysypáván vlivem odstředivé síly z korečku přes jeho hranu 1 již v II. kvadrantu. Bude-li vzdálenost a pólu P od středu O větší než poloměr R_1 , budeme hovořit o gravitačním vyprazdňování. Poloha pólu P se stanoví na základě podobnosti vyšrafovaných trojúhelníků. [1]

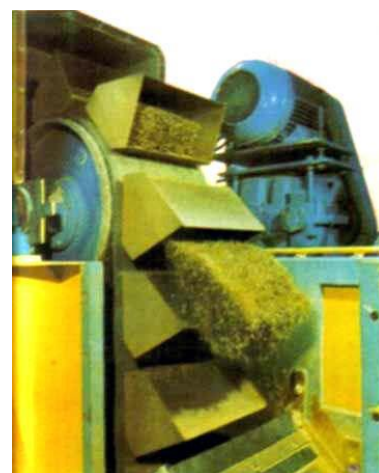


Obr. 7 Konstrukce pólu P [1]

U gravitačního způsobu vyprazdňování je třeba kontrolovat rozteč korečků, aby nedocházelo k tříštění materiálového toku o předchozí koreček. V případě, kdy rozteč korečků vychází příliš velká, je možno při bočním připojení korečků vratnou větev odchýlit nebo řešit elevátor pro nepřetržitý tok materiálu. [1]



a)



b)

Obr. 8 Způsoby vyprazdňování korečků: a) odstředivé [16], b) gravitační [8]

1.3 NOSNÁ KONSTRUKCE

Podle nosné konstrukce dělíme elevátory na otevřené a uzavřené. Otevřené elevátory tvoří zpravidla ocelová příhradová konstrukce. U uzavřených elevátorů tvoří nosnou konstrukci šachta elevátorů, buď společná pro obě větve tažného orgánu s korečky nebo samostatná pro každou větev. [2]



1.4 POHON A NAPÍNÁNÍ

Pohon je umístěn v hlavě elevátoru. Pro výkony do 10 až 12 kW se používá převodových motorů. U větších výkonů se dnes používá převodovek s dutým výstupním hřídelem, který je navlečen na hřídel hnacího bubnu nebo řetězového kola a tvoří současně pevný závěs převodovky. Druhý závěs je pružný a zachycuje momenty působící na převodovku. [2]

Snadný rozběh i zatíženého elevátoru zajišťuje hydrodynamická spojka. Napnutí tažného orgánu se provádí tíhou součástí vratné stanice, zavěšených na tažném orgánu. Je-li toto napnutí nedostatečné, zvětší se tíha přidavnými závažími nebo se tažný orgán napne pomocí šroubů. [2]



Obr. 9 Vratná stanice elevátoru [17]



2 FUNKČNÍ VÝPOČET

Tato kapitola se zabývá funkčním výpočtem, který je rozdělen na předběžný výpočet a přesný výpočet. Oba tyto výpočty jsou provedeny dle zdroje [1].

2.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Předběžný výpočet uvažuje odpory elevátoru za nejnepříznivějších podmínek a stanovuje se jím předběžně výkon motoru, velikost napínací síly, koreček, tažný element a velikost bubnů.

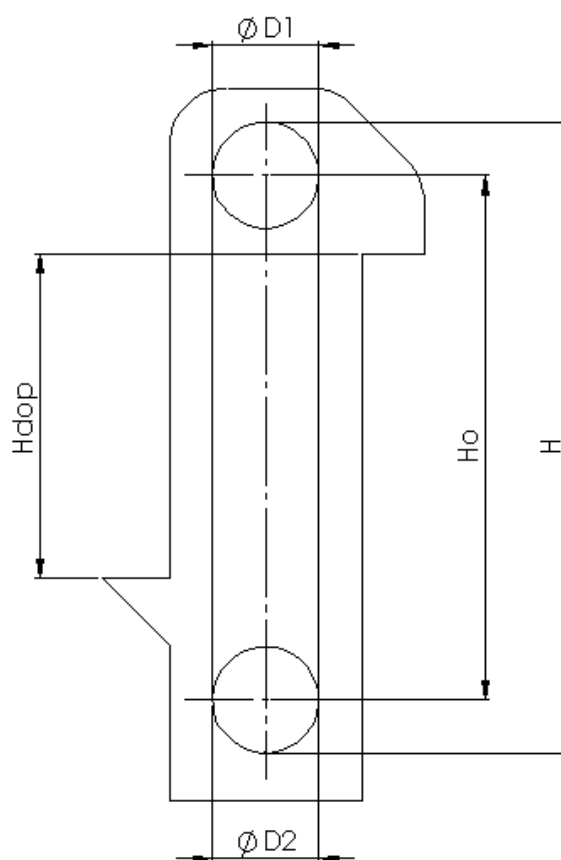
2.1.1 ZADANÉ PARAMETRY

Jmenovité dopravní množství $Q = 90 \text{ t/h}$

Dopravní výška $H_{\text{dop}} = 20 \text{ m}$

Dopravovaný materiál – obilí

Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$



Obr. 10 Schéma korečkového elevátoru

**2.1.2 ZVOLENÉ PARAMETRY**

$H_o = 21 \text{ m}$	osová vzdálenost
$D_1 = 0,5 \text{ m}$	průměr hnacího bubnu
$D_2 = 0,5 \text{ m}$	průměr napínacího bubnu
$\gamma = 800 \text{ kg/m}^3$	sypná hmotnost pšenice dle [10]

Výpočet maximální dopravní výšky H

$$H = H_o + \frac{D_1 + D_2}{2} [m] \quad (1)$$

$$H = 21 + \frac{0,5 + 0,5}{2}$$

$$H = 21,5 \text{ m}$$

2.1.3 VÝKON MOTORU

$$P = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3,6} [W] \quad (2)$$

$$P = \frac{1,45 \cdot 90 \cdot 21,5 \cdot 9,81}{3,6}$$

$$P = 7645,67 \text{ W}$$

kde:

μ_1 – celkový součinitel odporu dle [1] (tab. 8.13)

2.1.4 OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM BUBNU

$$F = \frac{P_z \cdot \eta}{v} [N] \quad (3)$$

$$F = \frac{9200 \cdot 0,96}{2,5}$$

$$F = 3532,8 \text{ N}$$



kde:

P_z – zvolený výkon elektromotoru dle [11]

η – účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli dle [11]

v – rychlost korečků volená z řady dle [3]

2.1.5 VOLBA TAŽNÉHO ORGÁNU A KOREČKŮ

Z rovnice pro hodinový dopravní výkon

$$Q = V_k \cdot \varphi \cdot \frac{v}{t_k} \cdot 3,6 \cdot \gamma [t/h] \quad (4)$$

se vypočte objem korečku:

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

$$V_k = \frac{90 \cdot 0,2}{3,6 \cdot 2,5 \cdot 800 \cdot 0,7}$$

$$V_k = 0,003571429 m^3$$

kde:

t_k – rozteč korečků volená z řady dle [3]

φ – součinitel plnění dle [1] (tab. 8.14)

Z výsledku volím plastový koreček typu SPS 300-180 HDP [12].

Rozměry korečku:

Šíře horní = 316 mm

Výška = 140 mm

Hloubka = 185 mm

Objem korečku $V = 0,0036 m^3$

Hmotnost korečku $m_k = 0,92 kg$



Obr. 11 Plastový koreček fy GUMEX s.r.o. [12]

Výpočet délkového zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečků:

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} [N/m] \quad (6)$$

$$q_3 = \frac{0,92 \cdot 9,81}{0,2}$$

$$q_3 = 45,126 N/m$$

Jako tažný orgán volím PVC pás pro elevátory a velké zatížení typu 4T 32 V3-V3 [13].

Rozměry pásu:

Síla pásu – 5,5 mm

Šířka pásu $B_p = 0,4$ m

Hmotnost pásu $m_p = 6,8$ kg/m²

Pracovní zatížení na 1% prodloužení $T_d = 32$ N/mm

2.1.6 STANOVENÍ TAHŮ V TAŽNÉM ORGÁNU

Tah na nabíhající větvi hnacího bubnu:

$$T_1 = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \cdot F [N] \quad (7)$$

$$T_1 = \frac{2,72^{0,3 \cdot 3,14}}{2,72^{0,3 \cdot 3,14} - 1} \cdot 3532,8$$

$$T_1 = 5787,83 N$$



kde:

e – Eulerovo číslo

f – součinitel tření mezi tažným prostředkem a hnacím bubnem dle [1] (tab. 8.15)

α – úhel opásání

Tah ve sbíhající větvi:

$$T_2 = T_1 - F \text{ [N]} \quad (8)$$

$$T_2 = 5787,83 - 3532,8$$

$$T_2 = 2255,03 \text{ N}$$

2.2 PŘESNÝ VÝPOČET

Přesný výpočet ověřuje správnost předběžného výpočtu [1].

2.2.1 URČENÍ JEDNOTLIVÝCH ODPORŮ PROTI POHYBU

Složka obvodové síly F_1 potřebná k nabírání materiálu:

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 \text{ [N]} \quad (9)$$

$$F_1 = 5 \cdot 98,1$$

$$F_1 = 490,5 \text{ N}$$

kde:

c_1 – součinitel odporu při nabírání dle [1] (tab. 8.16)

q_1 – délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3,6 \cdot v} \text{ [N/m]} \quad (10)$$

$$q_1 = \frac{90 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,5}$$

$$q_1 = 98,1 \text{ N/m}$$



Složka obvodové síly F_2 potřebná ke zvedání materiálu:

$$F_2 = q_1 \cdot H [N] \quad (11)$$

$$F_2 = 98,1 \cdot 21,5$$

$$F_2 = 2109,15 N$$

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

$$F_3 = c_2 \cdot \left(\frac{F_n}{2} + F_d \right) [N] \quad (12)$$

$$F_3 = 0,01 \cdot \left(\frac{1873,26}{2} + 12800 \right)$$

$$F_3 = 137,366 N$$

kde:

c_2 – součinitel odporu ohýbání pásu dle [1]

F_d – dovolené zatížení pásu

F_n – napínací síla

$$F_d = T_d \cdot B_p \cdot 10^3 [N] \quad (13)$$

$$F_d = 32 \cdot 0,4 \cdot 10^3$$

$$F_d = 12800 N$$

$$F_n = 2 \cdot (k \cdot T_2 - H \cdot (q_2 + q_3)) [N] \quad (14)$$

$$F_n = 2 \cdot (1,1 \cdot 2255,03 - 21,5 \cdot (26,68 + 45,126))$$

$$F_n = 1873,26 N$$

kde:

k – součinitel bezpečnosti proti prokluzování dle [1]

q_2 – délkové zatížení hmotností tažného orgánu



$$q_2 = m_p \cdot g \cdot B_p [N/m] \quad (15)$$

$$q_2 = 6,8 \cdot 9,81 \cdot 0,4$$

$$q_2 = 26,68 N/m$$

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

$$F_4 = c_2 \cdot (T_1 + F_d) [N] \quad (16)$$

$$F_4 = 0,01 \cdot (5787,83 + 12800)$$

$$F_4 = 185,88 N$$

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

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F_n' [N] \quad (17)$$

$$F_5 = 0,5 \cdot \frac{0,07}{0,5} \cdot 737,264$$

$$F_5 = 51,608 N$$

kde:

μ_3 – součinitel odporu tření ložisek (pro valivé uložení $\mu_3 = 0,5$) [1]

d_2 – předběžně zvolený průměr hřídele v ložiskách napínacího bubnu

F_n' – přídavná napínací síla

$$F_n' = F_n - m_b \cdot g [N] \quad (18)$$

$$F_n' = 1873,26 - 115,08 \cdot 9,81$$

$$F_n' = 737,264 N$$

kde:

m_b – hmotnost napínacího bubnu s příslušenstvím



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

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_3}{D_1} \cdot (T_1 + T_2) [N] \quad (19)$$

$$F_6 = 0,5 \cdot \frac{0,1}{0,5} \cdot (5787,83 + 2255,03)$$

$$F_6 = 804,285 \text{ N}$$

kde:

d_3 – předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu

Složka obvodové síly F_9 potřebná ke zvedání tažného prostředku:

$$F_9 = p \cdot q_2 \cdot H [N] \quad (20)$$

$$F_9 = 1 \cdot 26,68 \cdot 21,5$$

$$F_9 = 573,69 \text{ N}$$

kde:

p – počet tažných prostředků jedné větve

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

$$F_{10} = q_3 \cdot H [N] \quad (21)$$

$$F_{10} = 45,126 \cdot 21,5$$

$$F_{10} = 970,209 \text{ N}$$

Celková obvodová síla:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 [N] \quad (22)$$

$$F = 490,5 + 2109,15 + 137,366 + 185,88 + 51,608 + 804,285$$

$$F = 3778,789 \text{ N}$$



2.2.2 STANOVENÍ VÝKONU HNACÍHO MOTORU

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta} [W] \quad (23)$$

$$P = \frac{3778,789 \cdot 2,5}{0,96}$$

$$P = 9840,6 W$$

Na základě výpočtů volím kuželo-čelní převodový elektromotor od firmy SEW-EURODRIVE typu KA87DRS160M4.

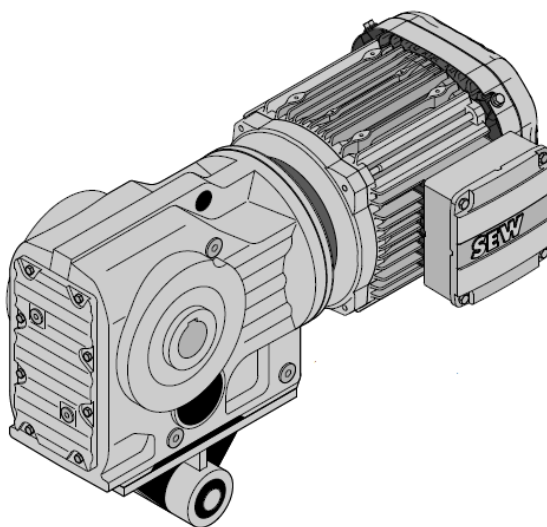
Výkon $P_z = 11000 W$

Výstupní otáčky $n_a = 101 1/\text{min}$

Krouticí moment $M_k = 1030 Nm$

Převodový poměr $i = 14,45$

Hmotnost $m = 160 kg$



Obr. 12 Převodový motor fy SEW-EURODRIVE [11]



2.2.3 URČENÍ NAPÍNACÍ SÍLY F_N A PŘÍDAVNÉ NAPÍNACÍ SÍLY F'_N A TAHŮ V JEDNOTLIVÝCH VĚTVÍCH T_1 A T_2

$$F_n = 2 \cdot \left(\frac{k}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F_z - F_9 - F_{10} \right) [N] \quad (24)$$

$$F_n = 2 \cdot \left(\frac{1,1}{2,72^{0,3 \cdot 3,14} - 1} \cdot 4224 - 573,69 - 970,209 \right)$$

$$F_n = 2843,9 \text{ N}$$

kde:

F_z – skutečná obvodová síla na hnacím bubnu

$$F_z = \frac{P_z \cdot \eta}{v} [N] \quad (25)$$

$$F_z = \frac{11000 \cdot 0,96}{2,5}$$

$$F_z = 4224 \text{ N}$$

$$F'_n = F_n - m_b \cdot g [N] \quad (26)$$

$$F'_n = 2843,9 - 115,8 \cdot 9,81$$

$$F'_n = 1707,905 \text{ N}$$

$$T_1 = F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_9 + F_{10} + \frac{F_n}{2} [N] \quad (27)$$

$$T_1 = 490,5 + 2109,15 + 137,366 + 51,608 + 573,69 + 970,209 + \frac{2843,9}{2}$$

$$T_1 = 5754,47 \text{ N}$$



$$T_2 = F_9 + F_{10} + \frac{F_n}{2} [N] \quad (28)$$

$$T_2 = 573,69 + 970,209 + \frac{2843,9}{2}$$

$$T_2 = 2965,85 \text{ N}$$

$$F_d = 12800 \text{ N} > T_1 = 5747,47 \text{ N} \rightarrow \text{zvolený pás VYHOVUJE}$$

2.2.4 URČENÍ ODSŘEDIVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

$$F_c = (q_1 + q_2 + q_3) \cdot \frac{v^2}{g} [N] \quad (29)$$

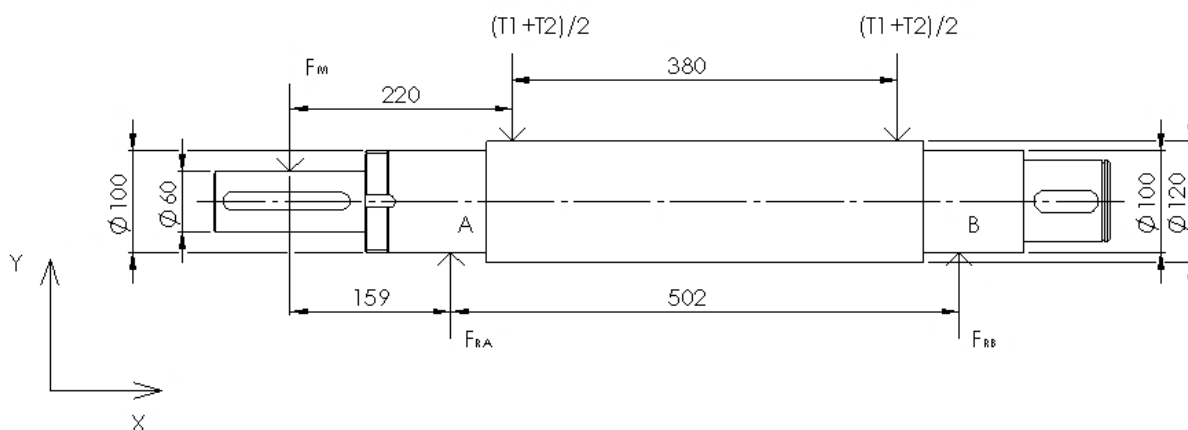
$$F_c = (98,1 + 26,68 + 45,126) \cdot \frac{2,5^2}{9,81}$$

$$F_c = 108,25 \text{ N}$$



3 KONTROLNÍ VÝPOČET HNACÍHO HŘÍDELE

Výpočet hnacího hřídele proveden dle [9].



Obr. 13 Rozložení sil na hřídeli

3.1 VÝPOČET REAKCÍ V MÍSTĚ LOŽISEK

$$\sum F_x = 0 \quad 0 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_M + F_{RA} - \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{T_1 + T_2}{2} + F_{RB} = 0 \quad (30)$$

$$\sum M_{oA} = 0 \quad -F_M \cdot 159 + \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot 61 + \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot 441 - F_{RB} \cdot 502 = 0 \quad (31)$$

$$F_{RB} = \frac{-F_M \cdot 159 + \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot 61 + \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot 441 - F_{RB}}{502} [N] \quad (32)$$

$$F_{RB} = \frac{-1569,6 \cdot 159 + \frac{5754,47 + 2965,85}{2} \cdot 61 + \frac{5754,47 + 2965,85}{2} \cdot 441}{502}$$

$$F_{RB} = 3863 \text{ N}$$

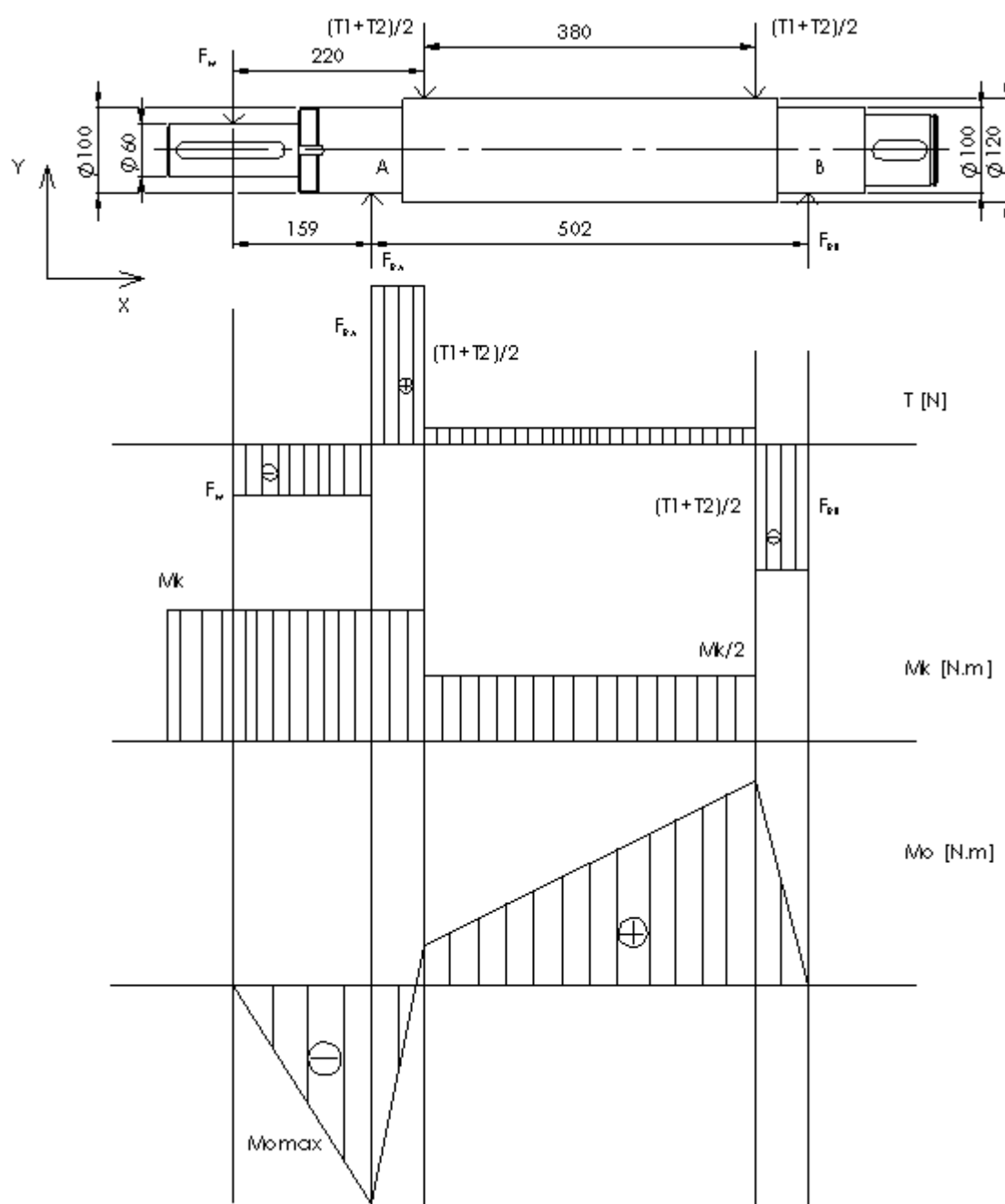


$$F_{RA} = \frac{T_1 + T_2}{2} + \frac{T_1 + T_2}{2} - F_{RB} + F_M [N] \quad (33)$$

$$F_{RA} = \frac{5754,47 + 2965,85}{2} + \frac{5754,47 + 2965,85}{2} - 3863 + 1569,6$$

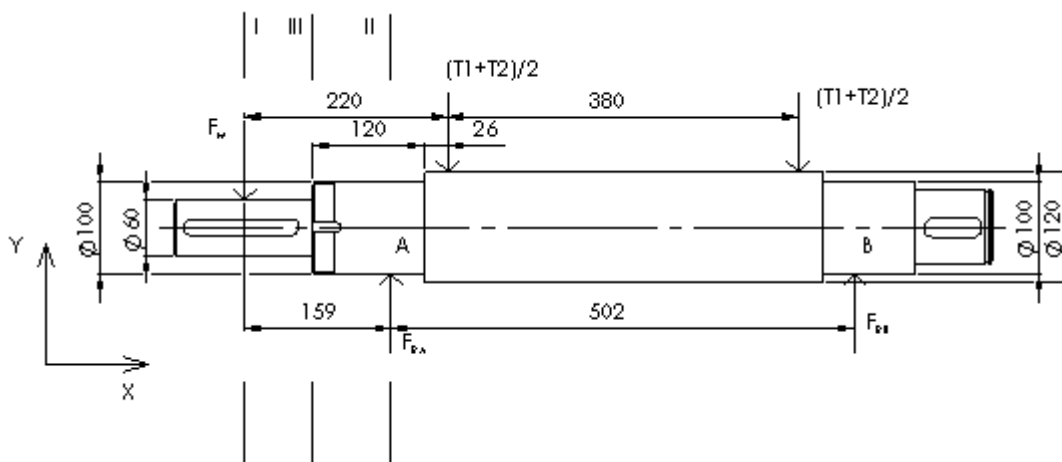
$$F_{RA} = 6427 \text{ N}$$

3.2 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY (VVÚ)



Obr. 14 Výsledné vnitřní účinky (VVÚ)

3.3 KONTROLA HNACÍHO HŘÍDELE V KRITICKÝCH MÍSTECH



Obr. 15 Kritická místa hřídele

3.3.1 KONTROLA PRŮŘEZU „I“

V tomto průřezu působí maximální krouticí moment M_k , smykové napětí od tíhy motoru a průřez je zde zeslaben drážkou pro pero. Dle VVÚ je v průřezu „I“ napětí od ohybu nulové.

$$d_1 = 60 \text{ mm}$$

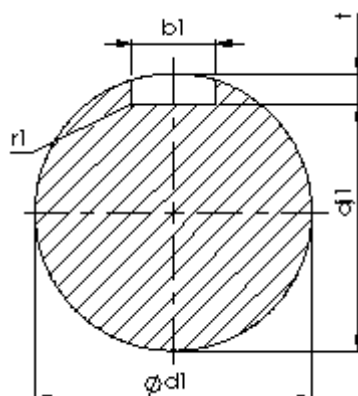
$$d_{j1} = 53,2 \text{ mm}$$

$$b_1 = 18 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4,2 \text{ mm}$$

$$t = 6,8 \text{ mm}$$

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



Obr. 16 Průřez „I“ s drážkou pro pero

b_1 , t , t_1 , r_1 , - rozměry drážky pro pero dle ČSN 02 2507



Napětí v krutu v průřezu „I“:

$$\tau_{kl} = \frac{M_k}{W_{kl}} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{j1}^3}{16}} [MPa] \quad (34)$$

$$\tau_{kl} = \frac{1030000}{\frac{\pi \cdot 53,2^3}{16}}$$

$$\tau_{kl} = 34,8 MPa$$

Tvarový součinitel α_k pro hřídel s drážkou pro pero namáhaný krutem:

Součinitel odečten z grafu [9] (obr. 23-5).

$$\frac{b_1}{d_1} = \frac{18}{60} = 0,3$$

$$\frac{t}{d_1} = \frac{6,8}{60} = 0,113 \quad \rightarrow \quad \alpha_k = 3,1$$

$$\frac{r_1}{d_1} = \frac{0,6}{60} = 0,01$$

Smykové napětí v průřezu „I“:

$$\tau_{sl} = \frac{F_M}{S_I} = \frac{F_M}{\frac{\pi \cdot d_{j1}^2}{4}} [MPa] \quad (35)$$

$$\tau_{sl} = \frac{1569,6}{\frac{\pi \cdot 53,2^2}{4}}$$

$$\tau_{sl} = 0,71 MPa$$

kde:

S_I – obsah průřezu „I“

F_M – síla vyvolaná hmotností motoru



Mez kluzu R_{eI} , kterou musí zvolený materiál splnit:

$$R_{eI} = \sqrt{3 \cdot ((\tau_{kl} \cdot \alpha_k)^2 + \tau_{sl}^2)} [MPa] \quad (36)$$

$$R_{eI} = \sqrt{3 \cdot ((34,8 \cdot 3,1)^2 + 0,71^2)}$$

$$R_{eI} = 187 MPa$$

Bezpečnost v průřezu „I“:

Volím ocel ČSN 11 700 s mezí kluzu $R_e = 370 MPa$.

$$k_I = \frac{R_e}{R_{eI}} \quad (37)$$

$$k_I = \frac{370}{187}$$

$$k_I = 1,98 > 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

3.3.2 KONTROLA PRŮŘEZU „II“

V tomto průřezu působí maximální krouticí moment M_k a zároveň maximální ohybový moment M_{omax} .

Ohybový moment v průřezu „II“:

$$M_{oII} = M_{omax} = F_M \cdot 159 [N \cdot mm] \quad (38)$$

$$M_{oII} = 1569,6 \cdot 159$$

$$M_{oII} = 249566,4 N \cdot mm$$

Ohybové napětí v průřezu „II“:

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{M_{oII}}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32}} [MPa] \quad (39)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{249566,4}{\frac{\pi \cdot 100^3}{32}}$$

$$\sigma_{oII} = 2,54 MPa$$



Krouticí moment v průřezu „II“:

$$M_{kII} = M_k = 1030000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Napětí v krutu v průřezu „II“:

$$\tau_{kII} = \frac{M_k}{W_{kII}} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{16}} \text{ [MPa]} \quad (40)$$

$$\tau_{kII} = \frac{1030000}{\frac{\pi \cdot 100^3}{16}}$$

$$\tau_{kII} = 5,25 \text{ MPa}$$

Redukované napětí v průřezu „II“:

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 3 \cdot \tau_{kII}^2} \text{ [MPa]} \quad (41)$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{2,54^2 + 3 \cdot 5,25^2}$$

$$\sigma_{redII} = 9,44 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu „II“:

$$k_{II} = \frac{R_e}{\sigma_{redII}} \quad (42)$$

$$k_{II} = \frac{370}{9,44}$$

$$k_{II} = 39,2 > 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$



3.3.3 KONTROLA PRŮŘEZU „III“

V tomto průřezu působí maximální krouticí moment M_k a zároveň ohybový moment M_{oIII} .

Ohybový moment v průřezu „III“:

$$M_{oIII} = F_M \cdot 74 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (43)$$

$$M_{oIII} = 1569,6 \cdot 74$$

$$M_{oIII} = 116150,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tvarový součinitel α_{oIII} pro hřídel v osazení namáhaný ohybem:

Součinitel odečten z grafu [9] (obr. 13-5).

$$\frac{d_{II}}{d_{III}} = \frac{100}{60} = 1,67$$

$$\rightarrow \alpha_{oIII} = 2,2$$

$$\frac{r_{III}}{d_{III}} = \frac{2}{60} = 0,033$$

Ohybové napětí v průřezu „III“:

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} = \alpha_{oIII} \cdot \frac{M_{oIII}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}} \text{ [MPa]} \quad (44)$$

$$\sigma_{oIII} = 2,2 \cdot \frac{116150,4}{\frac{\pi \cdot 60^3}{32}}$$

$$\sigma_{oIII} = 12,05 \text{ MPa}$$

Krouticí moment v průřezu „III“:

$$M_{kIII} = M_k = 1030000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$



Tvarový součinitel α_{kIII} pro hřídel v osazení namáhaný krutem:

Součinitel odečten z grafu [9] (obr. 14-5).

$$\frac{d_{II}}{d_{III}} = \frac{100}{60} = 1,67$$

$$\rightarrow \alpha_{kIII} = 2,1$$

$$\frac{r_{III}}{d_{III}} = \frac{2}{60} = 0,033$$

Napětí v krutu v průřezu „III“:

$$\tau_{kIII} = \frac{M_k}{W_{kIII}} = \alpha_{kIII} \cdot \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{16}} [MPa] \quad (45)$$

$$\tau_{kIII} = 2,1 \cdot \frac{1030000}{\frac{\pi \cdot 60^3}{16}}$$

$$\tau_{kIII} = 51 MPa$$

Smykové napětí v průřezu „III“:

$$\tau_{sIII} = \frac{F_M}{S_I} = \frac{F_M}{\frac{\pi \cdot d_{III}^2}{4}} [MPa] \quad (46)$$

$$\tau_{sIII} = \frac{1569,6}{\frac{\pi \cdot 60^2}{4}}$$

$$\tau_{sIII} = 0,56 MPa$$

kde:

d_{III} – průměr hřídele v místě „III“



Redukované napětí v průřezu „III“:

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oIII}^2 + 3 \cdot (\tau_{kIII}^2 + \tau_{sIII}^2)} [MPa] \quad (47)$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{12,05^2 + 3 \cdot (51^2 + 0,56^2)}$$

$$\sigma_{redIII} = 89,2 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu „III“:

$$k_{III} = \frac{R_e}{\sigma_{redIII}} \quad (48)$$

$$k_{III} = \frac{370}{89,2}$$

$$k_{III} = 4,15 > 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

3.4 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ NA VSTUPNÍM KONCI HŘÍDELE

Výpočet je proveden dle zdroje [5].

Pero 18 e7 x 11 x 125 dle ČSN 02 2562

Rozměry pera:

$b_1 = 18 \text{ mm}$ – šířka pera

$l_1 = 125 \text{ mm}$ – délka pera

$h_1 = 11 \text{ mm}$ – výška pera

$d_1 = 60 \text{ mm}$ – průměr hřídele v místě pera

Výpočet aktivní délky pera v náboji l_1^* :

$$l_1^* = l_1 - b_1 [mm] \quad (49)$$

$$l_1^* = 125 - 18$$

$$l_1^* = 107 \text{ mm}$$



Kontrola kontaktního tlaku v náboji pera:

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{S_{p1}} = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{d_1}}{n_1 \cdot l_1^* \cdot \frac{h_1}{2} \cdot x_1} \text{ [MPa]} \quad (50)$$

$$p_1 = \frac{\frac{2 \cdot 1030000}{60}}{1 \cdot 107 \cdot \frac{11}{2} \cdot 1}$$

$$p_1 = 58,3 \text{ MPa} < p_{dov} = 120 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

F_{p1} – síla působící na pero vyvolaná krouticím momentem

S_{p1} – plocha pera přenášející krouticí moment

d_1 – průměr hřídele v místě pera

n_1 – počet per

x_1 – součinitel efektivního počtu nesoucích per

p_{dov} – dovolený kontaktní tlak dle [5] (tab. 18-8)

3.5 KONTROLA LOŽISEK

Ložiskovou jednotku pro uložení hnacího hřídele volím od firmy SKF. Označení této jednotky je SYJ 100 TF a skládá se z ložiska YAR 220-2F a ložiskového tělesa SYJ 520. Výpočet je proveden dle zdroje [5].



Obr. 17 Ložisková jednotka od fy SKF [18]

**Parametry ložiskové jednotky:**

$$C = 124000 \text{ N}$$

$$C_0 = 93000 \text{ N}$$

3.5.1 VÝPOČET ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI L_{10H}

$$\frac{F_{AA}}{C_0} = \frac{0}{93000} = 0 \rightarrow e = 0 \quad (51)$$

$$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} = \frac{0}{6427} = 0 < e \quad (52)$$

$$\rightarrow X = 1$$

$$\rightarrow Y = 0$$

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska:

$$F_{eA} = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{RA} [N] \quad (53)$$

$$F_{eA} = 1 \cdot 6427 + 0 \cdot 6427$$

$$F_{eA} = 6427 \text{ N}$$

kde:

X, Y – součinitele pro jednořadá kuličková ložiska

Základní trvanlivost L_{10h} s pravděpodobností 90%:

$$L_{10hA} = \left(\frac{C}{F_{eA}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{2m}} [h] \quad (54)$$

$$L_{10hA} = \left(\frac{124000}{6427} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 101}$$

$$L_{10hA} = 1185134 \text{ h}$$

kde:

n_{2m} – otáčky hnacího hřídele



3.5.2 VÝPOČET MODIFIKOVANÉ TRVANLIVOSTI

Výpočet roztečného průměru sady kuliček:

$$D_{pw} = \frac{d_A + D_A}{2} [mm] \quad (55)$$

$$D_{pw} = \frac{100 + 180}{2}$$

$$D_{pw} = 140 \text{ mm} \rightarrow \text{kinematickou viskozitu volím } \nu_1 = 90 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ dle [5] (tab. 11-12)}$$

kde:

d_A – vnitřní průměr ložiska

D_A – vnější průměr ložiska

ν_1 – kinematická viskozita zabezpečující optimální mazání

Kinematická viskozita maziva ložiska je dle výrobce [18] $195 \text{ mm}^2/\text{s}$ při 40°C .

Kinematickou viskozitu maziva za provozní teploty (ν) volím $180 \text{ mm}^2/\text{s}$ dle [5] (tab. 11-13).

Výpočet viskózního poměru:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (56)$$

$$\kappa = \frac{180}{90}$$

$$\kappa = 2$$

Mezní únavové zatížení:

$$C_u = \frac{C_0}{22} \cdot \left(\frac{100}{D_{pw}} \right)^{0,5} [N] \quad (57)$$

$$C_u = \frac{93000}{22} \cdot \left(\frac{100}{140} \right)^{0,5}$$

$$C_u = 3572,7 \text{ N}$$



Parametr pro zjištění součinitele a_{23} :

$$w = e_c \cdot \frac{C_u}{P_d} \quad (58)$$

$$w = 0,4 \cdot \frac{3572,7}{6427}$$

$$w = 0,22$$

kde:

P_d – dynamické ekvivalentní zatížení

e_c – součinitel znečištění dle [5] (tab. 11-7)

Modifikovaná trvanlivost L_{3hA} :

$$L_{3hA} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10hA} [h] \quad (59)$$

$$L_{3hA} = 0,47 \cdot 15 \cdot 1185134$$

$$L_{3hA} = 8355194,7 h$$

kde:

a_1 – součinitel spolehlivosti dle [5] (tab. 11-6)

a_{23} – součinitel modifikované trvanlivosti pro radiální kuličková ložiska dle [5] (tab. 11-11)



ZÁVĚR

Podle zadání bakalářské práce byl proveden návrh korečkového elevátoru pro dopravu obilovin dle zadaných parametrů.

Práce byla rozdělena na tři části. V první části práce je na základě odborné literatury proveden rešeršní rozbor hlavních částí korečkového elevátoru a jeho funkce.

Druhá část práce je zaměřena na funkční výpočet elevátoru, který je rozdělený na předběžný výpočet a přesný výpočet. V předběžném výpočtu je na základě vypočteného objemu zvolen plastový koreček od firmy GUMEX s.r.o. a následně je dle jeho šířky zvolen jako tažný orgán pás také od firmy GUMEX s.r.o. Přesný výpočet se zabývá výpočtem síly potřebné k pohonu elevátoru. Na základě této síly je zvolen pro pohon elevátoru kuželo-čelní převodový elektromotor od firmy SEW-EURODRIVE typu KA87DRS160M4 s výkonem 11 kW. Tento motor je na hnací hřídel zavěšen a krouticí moment je přenášen pomocí těsného pera. Krouticí moment je z hnacího hřídele na hnací buben přenášen svěrnými pouzdry TLK 130 od fy T.E.A. TECHNIK s.r.o. [20], která jsou zvolena v závislosti na průměru hřídele a krouticím momentu. Na konci hnacího hřídele je umístěna volnoběžná spojka GV 80 od fy Matis s.r.o. [21] pro zamezení zpětného chodu elevátoru vlivem naplnění korečků při výpadku elektřiny. Tato spojka byla zvolena v závislosti na krouticím momentu vyvolaném od hmotnosti naplněných korečků.

Třetí část práce se zabývá kontrolou hnacího hřídele. Ta je rozdělena na pevnostní kontrolu hnacího hřídele ve vybraných průřezích, kontrolu životnosti ložisek a kontrolu pera na vstupním konci hřídele. Dle této kontroly je nejmenší bezpečnost v průřezu „I“, který je namáhán krouticím momentem a obsahuje drážku pro pero. Životnost ložisek a pero přenášející krouticí moment vyhovují.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Skriptum VUT Brno, 1988.
- [2] DRAŽAN, F., VOŠTOVÁ, V., JEŘÁBEK, K., BRAND, M. *Teorie a stavba dopravníků*. Ediční středisko ČVUT, Praha, 1983
- [3] ČSN 26 2008: Svislé korečkové elevátory, Základní parametry a rozměry, 8s., Praha, 1993.
- [4] ČSN 26 2001: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů, Korečkové a lavičkové elevátory, 10s., Praha, 1994.
- [5] SHIGLEY, J., MISCHKE, CH., BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] POLÁK, J., J. PAVLISKA a A. SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001, 99 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [7] POLÁK, J., K. BAILOTTI, J. PAVLISKA a L. HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003, 104 s. ISBN 80-248-0493-x.
- [8] RŮČKA, M. *Koncepční popis návrhu korečkového elevátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 52 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Jonák.
- [9] BOHÁČEK F. a kol., *Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie, ložiska*, PCDIR s.r.o., 1996.
- [10] SILA A NÁDRŽE: *Objemové hmotnosti skladovaných komodit* [online][cit. 2015-04-2]. Dostupné z: <http://www.sila-nadrze.cz/objemove-hmotnosti.html>
- [11] SEW-EURODRIVE: *Produkty a služby: K: Kuželovo-čelní převodový motor* [online][cit. 2015-04-8]. Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/k-ku-elo-eln-p-evodov-motor.htm>
- [12] GUMEX, s.r.o.: *Lisovaný koreček SPS – plastový* [online][cit. 2015-04-8]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/lisovany-korecek-sps-%E2%80%93-plastovy-24580.html>
- [13] GUMEX, s.r.o.: *Pvc pásy pro elevátory a velké zatížení – 4T 32 V3-V3* [online][cit. 2015-04-8]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/lisovany-korecek-sps-%E2%80%93-plastovy-24580.html>
- [14] MOTRIDAL: *Bucket elevator* [online][cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.motridal.com/bucket-elevator-belt-chain-central.htm>
- [15] RUD: *Bucket elevator chain* [online][cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/rud/bucket-elevator-chain-13706-157699.html>



- [16] THE ENGINEER: *White paper: 4B explains the factors affecting the capacity of bucket elevators* [online][cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://source.theengineer.co.uk/motion-control/chains/belts/conveyor-belts/white-paper-4b-explains-the-factors-affecting-the-capacity-of-bucket-elevators/2010844.article>
- [17] GUTTRIDGE: *Hi Load Bucket Elevator Systems* [online][cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <https://www.guttridge.com/eu/en/products/bucket-elevatorindustrial>
- [18] SKF: *Stojaté ložiskové jednotky Y* [online][cit. 2015-05-3]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=211201100&imperial=false>
- [19] GEBR.RUBERG: *Conveyor components* [online][cit. 2015-05-3]. Dostupné z: http://www.g-ruberg.de/RUBERG-CMS/RUBERG-AGRAR/index.php?option=com_content&view=article&id=119&Itemid=163
- [20] T.E.A. TECHNIK s.r.o.: *Svěrná pouzdra TLK 130* [online][cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/tlk-130/>
- [21] MATIS s.r.o.: *GV* [online][cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/produkt/gv>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[-]	součinitel spolehlivosti
a_{23}	[-]	součinitel modifikované trvanlivosti pro radiální kuličková ložiska
b_1	[mm]	šířka drážky pro pero na vstupním konci hřídele
B_p	[m]	šířka pásu
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	statická únosnost ložiska
c_1	[-]	součinitel odporu při nabírání materiálu
c_2	[-]	součinitel odporu ohýbání pásu
C_u	[N]	mezní únavové zatížení
D_1	[m]	průměr hnacího bubnu
d_1	[mm]	vstupní průměr hřídele
D_2	[m]	průměr napínacího bubnu
d_2	[m]	předběžně zvolený průměr hřídele v ložiskách napínacího bubnu
d_3	[m]	předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu
d_A	[mm]	vnitřní průměr ložiska
D_A	[mm]	vnější průměr ložiska
d_{II}	[mm]	průměr v průřezu „II“
d_{III}	[mm]	průměr v průřezu „III“
d_{j1}	[mm]	průměr jádra vstupního hřídele
D_{pw}	[mm]	roztečný průměr sady kuliček
e	[-]	Eulerovo číslo
e_c	[-]	součinitel znečištění
F	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu
f	[-]	součinitel tření mezi tažným prostředkem a hnacím bubnem
F_1	[N]	síla potřebná k nabírání materiálu
F_{10}	[N]	síla potřebná ke zvedání korečků
F_2	[N]	síla potřebná ke zvedání materiálu
F_3	[N]	síla potřebná k překonání odporu ohýbání pásu na napínacím bubnu
F_4	[N]	síla potřebná k překonání odporu ohýbání pásu na hnacím bubnu
F_5	[N]	síla potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího hřídele
F_6	[N]	síla potřebná k překonání odporu tření ložisek poháněcího hřídele
F_9	[N]	síla potřebná ke zvedání tažného prostředku



F_{AA}	[N]	síla v ose x
F_c	[N]	odstředivá síla na hnacím bubnu
F_d	[N]	dovolené zatížení pásu
F_{eA}	[N]	dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska
F_M	[N]	síla vyvolaná hmotností motoru
F_n	[N]	napínací síla
F_n'	[N]	přídavná napínací síla
F_{p1}	[N]	síla působící na pero vyvolaná krouticím momentem
F_{RA}	[N]	reakční síla v místě A
F_{RB}	[N]	reakční síla v místě B
F_z	[N]	skutečná obvodová síla na hnacím bubnu
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
H	[m]	maximální dopravní výška
h_1	[mm]	výška pera
H_{dop}	[m]	dopravní výška
H_o	[m]	osová vzdálenost
i	[-]	převodový poměr
k	[-]	součinitel bezpečnosti proti prokluzování pásu
k_I	[-]	bezpečnost v průřezu „I“
k_{II}	[-]	bezpečnost v průřezu „II“
k_{III}	[-]	bezpečnost v průřezu „III“
l_1	[mm]	délka pera na vstupním konci hřídele
l_1^*	[mm]	aktivní délka pera v náboji
L_{10H}	[h]	základní trvanlivost ložiska
L_{10hA}	[h]	základní trvanlivost ložiska s pravděpodobností 90%
L_{3hA}	[h]	modifikovaná trvanlivost
m	[kg]	hmotnost převodového motoru
m_b	[kg]	hmotnost napínacího bubnu s příslušenstvím
m_k	[kg]	hmotnost korečku
M_k	[Nm]	krouticí moment
M_{kII}	[Nmm]	krouticí moment v průřezu „II“
M_{kIII}	[Nmm]	krouticí moment v průřezu „III“
M_{oII}	[Nmm]	ohybový moment v průřezu „II“



M_{oIII}	[Nmm]	ohybový moment v průřezu „III“
m_p	[kg/m ²]	hmotnost pásu
n_1	[-]	počet per
n_{2m}	[1/min]	otáčky hnacího hřídele
n_a	[1/min]	výstupní otáčky převodového motoru
P	[W]	výkon motoru
p	[-]	počet tažných prostředků jedné větve
p_1	[MPa]	kontaktní tlak v náboji pera
P_d	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení
p_{dov}	[MPa]	dovolený kontaktní tlak v náboji pera
P_z	[W]	zvolený výkon elektromotoru
Q	[t/h]	jmenovité dopravní množství
q_1	[N/m]	délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti materiálu
q_2	[N/m]	délkové zatížení hmotností tažného orgánu
q_3	[N/m]	délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečků
r_1	[mm]	poloměr zaoblení drážky pro pero na vstupním konci hřídele
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_{eI}	[MPa]	mez kluzu, kterou musí zvolený materiál splnit
r_{III}	[mm]	poloměr v osazení v průřezu „III“
S_I	[mm ²]	obsah průřezu „I“
S_{p1}	[mm ²]	plocha pera přenášející krouticí moment
t	[mm]	hloubka drážky pro pero na vstupním konci hřídele
T_1	[N]	tah na nabíhající větví hnacího bubnu
t_1	[mm]	hloubka drážky pro pero v náboji převodového motoru
T_2	[N]	tah ve sbíhající větví hnacího bubnu
T_d	[N/mm]	pracovní zatížení pásu na 1% prodloužení
t_k	[m]	rozteč korečků
v	[m/s]	rychlost korečků
V	[m ³]	zvolený objem korečku
V_k	[m ³]	vypočtený objem korečku
w	[-]	parametr pro zjištění součinitele a_{23}
W_{kI}	[mm ³]	průřezový modul v krutu v průřezu „I“
W_{kII}	[mm ³]	průřezový modul v krutu v průřezu „II“



W_{kIII}	[mm ³]	průřezový modul v krutu v průřezu „III“
W_{oII}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu v průřezu „II“
W_{oIII}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu v průřezu „III“
X	[-]	součinitel pro jednořadá kuličková ložiska
x_1	[-]	součinitel efektivního počtu nesoucích per
Y	[-]	součinitel pro jednořadá kuličková ložiska
γ	[kg/m ³]	sypná hmotnost pšenice
η	[-]	účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli
φ	[-]	součinitel plnění
α	[rad]	úhel opásání
κ	[-]	viskózní poměr
ν	[mm ² /s]	kinematická viskozita maziva ložiska za provozní teploty
μ_1	[-]	celkový součinitel odporu
ν_1	[mm ² /s]	kinematická viskozita maziva ložiska
μ_3	[-]	součinitel odporu tření ložisek
α_k	[-]	tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero namáhaný krutem
τ_{kI}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu „I“
τ_{kII}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu „II“
α_{kIII}	[-]	tvarový součinitel pro hřídel v osazení namáhaný krutem
τ_{kIII}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu „III“
σ_{oII}	[MPa]	ohybové napětí v průřezu „II“
α_{oIII}	[-]	tvarový součinitel pro hřídel v osazení namáhaný ohybem
σ_{oIII}	[MPa]	ohybové napětí v průřezu „III“
σ_{redII}	[MPa]	redukované napětí v průřezu „II“
σ_{redIII}	[MPa]	redukované napětí v průřezu „III“
τ_{sI}	[MPa]	smykové napětí v průřezu „I“
τ_{sIII}	[MPa]	smykové napětí v průřezu „III“



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresy:

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

0-KE-00-00

HLAVA ELEVÁTORU

2-KE-01-00

HNACÍ HRÍDEL

3-KE-01-01

Další přílohy:

CD - zpráva – formát PDF

- výkresy – formát PDF