



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH POTRUBNÍHO ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU

DESIGN OF A PIPELINE CHAIN CONVEYOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Machala

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

| | |
|-------------------|--|
| Ústav: | Ústav automobilního a dopravního inženýrství |
| Student: | Bc. Petr Machala |
| Studijní program: | Strojní inženýrství |
| Studijní obor: | Automobilní a dopravní inženýrství |
| Vedoucí práce: | doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D. |
| Akademický rok: | 2019/20 |

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

Návrh potrubního řetězového dopravníku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukce potrubních řetězových dopravníků včetně rešeršního přehledu.

Technické parametry:

Dopravní výška 12 m.

Dopravní vzdálenost 30 m.

Výkonnost 10 000 kg/hod.

Cíle diplomové práce:

Vypracování rozsáhlého rešeršního rozboru, technické zprávy a výpočtů tohoto zařízení ve dvou různých konstrukčně zdokumentovaných provedeníh pro dva různé vlastnostmi výrazně odlišné materiály.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem dvou odlišných potrubních řetězových dopravníků pro dopravu pšenice a odpadního kalu. V první části práce je popsán princip funkce a hlavní části tohoto dopravníku. Dále jsou uvedeny příklady konstrukcí několika výrobců. Další část je věnována stanovení odporů proti pohybu v jednotlivých sekcích dopravní trasy. Následuje stanovení konstrukčních návrhů obou variant dopravníků včetně vhodných technologických a pevnostních výpočtů. Výstupem práce jsou také sestavné výkresy těchto dvou dopravníků.

KLÍČOVÁ SLOVA

Potrubní řetězový dopravník, trubkový řetězový dopravník, tažený řetěz, partikulární materiál, interaktivní napětí, pšenice, odpadní kal

ABSTRACT

This master thesis deals with the construction design of two different pipeline drag chain conveyors for transport of wheat and sewage sludge. The first part describes the operation principle and the main parts of this conveyor. The examples of designs from several manufacturers follow. Next part is devoted to determining the resistance to movement in individual sections of the transport route. Thesis continues with design proposals of both variants of conveyors, including suitable technological and strength calculations. The outputs of this work are also assembly drawings of these two conveyors.

KEYWORDS

Pipeline chain conveyor, tubular drag chain conveyor, drag chain, particular material, interactive tension, wheat, sewage sludge

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MACHALA, Petr. *Návrh potrubního řetězového dopravníku* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121614>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství 76 s. Vedoucí práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. června 2020

.....

Bc. Petr Machala

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří zejména doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a pomoc při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a blízkým za podporu po celou dobu mého studia.

OBSAH

| | |
|--|----|
| Úvod | 9 |
| 1 Potrubní řetězový dopravník | 10 |
| 1.1 Hlavní části potrubního řetězového dopravníku | 10 |
| 1.2 Výrobci potrubních řetězových dopravníků | 12 |
| 2 Stanovení odporů proti pohybu | 17 |
| 2.1 Odpor proti pohybu v horizontální části | 17 |
| 2.2 Odpor proti pohybu ve vertikální části | 19 |
| 2.3 Odpor proti pohybu v šikmé části | 22 |
| 2.4 Odpor proti pohybu v ohybu potrubí | 22 |
| 3 Konstrukční návrh varianty I | 27 |
| 3.1 Kapacitní výpočet | 27 |
| 3.2 Výpočet odporu proti pohybu a obvodové síly na hnací řetězce | 29 |
| 3.3 Návrh pohonu | 35 |
| 3.4 Pevnostní výpočty | 36 |
| 4 Konstrukční návrh varianty II | 48 |
| 4.1 Kapacitní výpočet | 48 |
| 4.2 Výpočet odporu proti pohybu a obvodové síly na hnací řetězce | 50 |
| 4.3 Návrh pohonu | 53 |
| 4.4 Pevnostní výpočty | 55 |
| Závěr | 67 |
| Použité informační zdroje | 68 |
| Seznam použitých zkratk a symbolů | 71 |
| Seznam příloh | 76 |

ÚVOD

Veškerá průmyslová odvětví se dnes snaží minimalizovat ruční manipulaci s materiálem. Proto se pro přepravu materiálů využívá nejrůznějších manipulačních prostředků a zdvihacích zařízení jako jsou jeřáby nebo dopravníky.

Dopravníky tvoří pouze jednu podskupinu manipulačních zařízení. Hlavním důvodem k využívání dopravníků je snížit ruční manipulaci, pracovní zatížení operátorů, zrychlit dopravní tok apod. Dopravníky jsou rozděleny do několika typů podle způsobu dopravy. V této diplomové práci je věnována zvláštní pozornost potrubním řetězovým dopravníkům a jejich návrhu.

Myšlenka použití potrubního řetězového dopravníku není nová, tento druh je využíván již od sedmdesátých let minulého století. V současné době jsou využívány pro kontinuální dopravu ve všech průmyslových odvětvích s mnoha výhodami ve srovnání s ostatními dopravníky. Zatímco většina dopravníků pro kontinuální dopravu dokáže přepravovat materiál pouze v jednom přímém směru, potrubní řetězový dopravník umožňuje trasovat dopravu ve všech třech směrech v rámci jednoho dopravníku. Zároveň má v porovnání se šnekovými dopravníky nižší spotřebu energie.

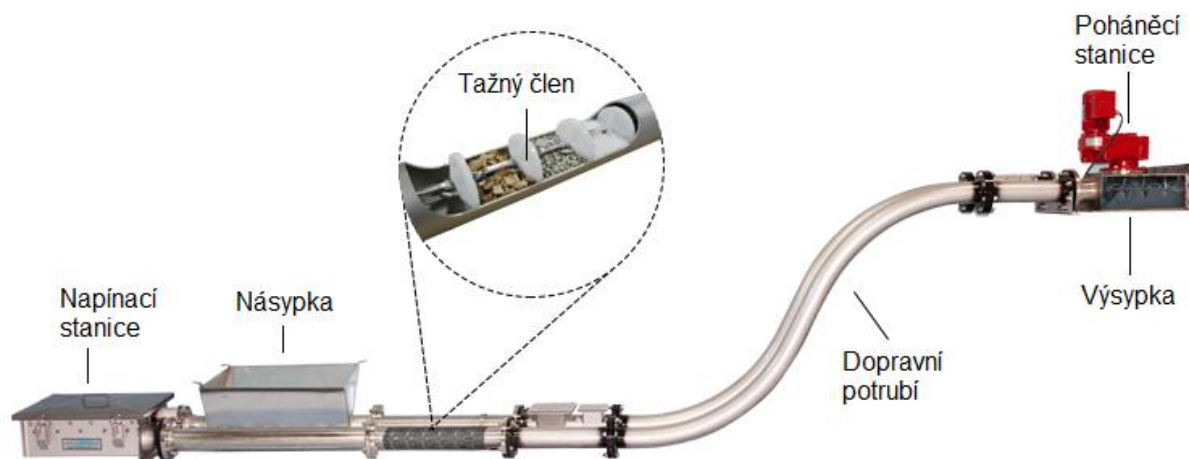
Cílem této diplomové práce je návrh dvou různých potrubních řetězových dopravníků pro přepravu dvou vlastnostmi odlišných materiálů a jejich konstrukčně zdokumentovaných provedení dle zadaných parametrů. Dopravník musí být schopen přepravit z místa násypky do místa výsypky 10 tun materiálu za hodinu do výšky 12 m a vzdálenosti 30 m.

1 POTRUBNÍ ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK

Potrubní řetězový dopravník patří do skupiny kontinuálních dopravníků. Uzavřený dopravní systém potrubního řetězového dopravníku sestává z kovových trubek spojených standartními přírubami, trubkových oblouků nebo stanic pro změnu směru, poháněcí stanice, napínací stanice a nekonečného dopravního řetězu s unašeči. Díky modulárnímu provedení lze do trasy zařadit další prvky jako čistící stanice s kartáči, více výsypných míst nebo nahradit unašeč čistícím kotoučem.

Materiál je v potrubí veden unašeči upevněnými na řetězu případně laně. Tato konstrukce umožňuje vést dopravní trasu v libovolném úhlu, ve více rovinách a přizpůsobí se tak složitým zástavbovým podmínkám.

U potrubního řetězového dopravníku lze snadno dosáhnout prachotěsnosti, odolnosti proti vnitřnímu i vnějšímu přetlaku, tlakovým rázům a šíření plamene. Díky kompaktním rozměrům, flexibilitě, nízké provozní údržbě, rychlé montáži a relativně malé spotřebě energie se staly populární v kontinuální přepravě. Další výhodou je možnost použití v těžkých podmínkách, např. při teplotách do cca 300 °C a pro přepravu vysoce abrazivních, toxických, výbušných, adhezivních nebo dokonce chemicky agresivních materiálů. Výrobci tento dopravník dodávají s maximální délkou 60 m horizontálně nebo 30 m vertikálně, závisející na dopravovaném materiálu a tvaru dopravní trasy, s objemovým tokem do 80 m³/h při rychlostech dopravy od 0,01 m/s do 0,4 m/s.



Obr. 1 Potrubní řetězový dopravník [12], upraveno

1.1 HLAVNÍ ČÁSTI POTRUBNÍHO ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU

TAŽNÝ ČLEN

Tažný člen je nejčastěji článkový řetěz, ocelové lano nebo jiný dopravní řetěz s unašeči dle velikosti zatížení. Unašeče z odolných plastů mohou být na řetěz přímo lisovány, složeny ze dvou částí spojených diagonálně šroubem nebo uchyceny na kovových kotoučích

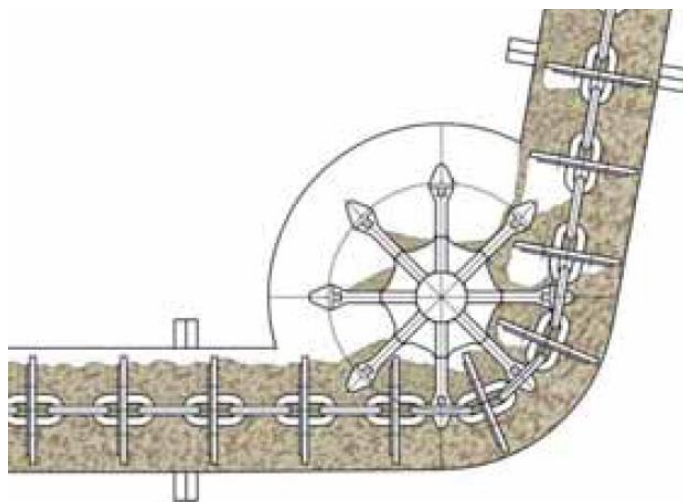
přivařených k řetězu. Jednotlivé články řetězu fungují jako klouby, což umožňuje tvarovat dopravní trať různými směry ve více rovinách.



Obr. 2 Typy unašečů [12], upraveno

DOPRAVNÍ POTRUBÍ

Tvoří žlab kruhového případně obdélníkového tvaru, v němž je tažným členem přepravován materiál. Dopravní trať je složena z trubek a trubkových oblouků, spojených přírubami. Pro oblouky s malým poloměrem a velkým úhlem přeměrování lze použít tzv. stanice pro změnu směru. Avšak tyto stanice s řetězovým kolem dopravovaný materiál drtí, zvyšují opotřebení řetězu a hrozí zanášení prostoru dopravovaným materiálem.



Obr. 3 Schématické zobrazení stanice pro změnu směru s řetězovým kolem [9], upraveno

POHÁNĚCÍ STANICE

Z pravidla je složena z třífázového asynchronního elektromotoru s převodovkou, nasazenou na hřídel, která přenáší kroučící moment na ozubené kolo. Ozubené kolo následně převádí točivý pohyb na posuv tažného členu s materiálem. Poháněcí stanice je často využívána také jako výsypka.

NAPÍNACÍ STANICE

Slouží k vymezení vůlí v tažném členu a přesměrování trati. Správné napnutí minimalizuje opotřebení tažného členu a potrubí. Napnutí je možné provést tlačnou nebo tažnou pružinou, závažím nebo také hydraulicky, pneumaticky či elektromechanicky.

1.2 VÝROBCI POTRUBNÍCH ŘETĚZOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

V této kapitole je uvedeno několik vybraných výrobců potrubních řetězových dopravníků.

1.2.1 SCHRAGE ROHRKETTENSYSYSTEM

Společnost Schrage Rohrkettensystem GmbH sídlící v německém Friedeburgu vyvíjí a vyrábí trubkové řetězové dopravníky pro různá průmyslová odvětví po celém světě již více než tři desetiletí. Navrhuje, testuje a dodává kompletní dopravní systémy v modulárním provedení, s širokou nabídkou příslušenství. Vlastní mnoho patentů a užitných vzorů. [15]

Firma Schrage tento druh dopravníku rozděluje na dva typy:

- Šachtový řetězový dopravník – čtvercový tvar žlabu
- Trubkový řetězový dopravník – kruhový tvar žlabu

VARIANTY DOPRAVNÍKU

Schrage Rohrkettensystem nabízí tři základní varianty provedení dopravníku v pěti velikostech potrubí. Tabulka teoretických výkonností dle velikosti potrubí je uvedena níže.

- Horizontální varianta provedení – potrubí vedle sebe
- Svislá varianta provedení – potrubí nad sebou
- Varianta pro vertikální dopravu

Tab. 1 Tabulka teoretické výkonnosti při 100% zaplnění. [15]

| Typ 115 | | | | | | | | |
|---------------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $Q = [m^3/h]$ | 1,25 | 2,00 | 2,65 | 4,00 | 5,50 | 7,00 | 8,75 | 10,60 |
| $P = [kW]$ | 0,75 | 1,10 | 1,50 | 2,20 | 3,00 | 4,00 | 4,00 | 5,50 |
| $v = [m/s]$ | 0,06 | 0,09 | 0,13 | 0,19 | 0,26 | 0,33 | 0,42 | 0,51 |
| $n = [1/min]$ | 3,20 | 5,40 | 7,30 | 11,00 | 15,00 | 19,00 | 24,00 | 29,00 |
| Typ 135 | | | | | | | | |
| $Q = [m^3/h]$ | 2,30 | 3,65 | 4,90 | 7,40 | 10,10 | 12,75 | 16,10 | 19,45 |
| $P = [kW]$ | 0,75 | 1,10 | 1,50 | 2,20 | 3,00 | 4,00 | 4,00 | 5,50 |
| $v = [m/s]$ | 0,06 | 0,09 | 0,13 | 0,19 | 0,26 | 0,33 | 0,42 | 0,51 |
| $n = [1/min]$ | 3,20 | 5,40 | 7,30 | 11,00 | 15,00 | 19,00 | 24,00 | 29,00 |

| Typ 160 | | | | | | | | | | |
|---------------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $Q = [m^3/h]$ | 1,10 | 2,30 | 4,00 | 5,20 | 8,50 | 11,20 | 14,70 | 19,00 | 21,00 | 25,30 |
| $P = [kW]$ | 0,55 | 0,75 | 1,50 | 2,20 | 2,20 | 4,00 | 4,00 | 5,50 | 5,50 | 7,50 |
| $v = [m/s]$ | 0,02 | 0,04 | 0,07 | 0,09 | 0,15 | 0,20 | 0,26 | 0,33 | 0,37 | 0,45 |
| $n = [1/min]$ | 1,00 | 2,00 | 3,30 | 4,20 | 7,00 | 9,20 | 12,00 | 15,00 | 17,00 | 21,00 |
| Typ 200 | | | | | | | | | | |
| $Q = [m^3/h]$ | 1,80 | 3,70 | 6,40 | 8,20 | 13,50 | 17,90 | 23,40 | 30,10 | 33,40 | 40,20 |
| $P = [kW]$ | 0,55 | 0,75 | 1,50 | 2,20 | 2,20 | 4,00 | 4,00 | 5,50 | 5,50 | 7,50 |
| $v = [m/s]$ | 0,02 | 0,04 | 0,07 | 0,09 | 0,15 | 0,20 | 0,26 | 0,33 | 0,37 | 0,45 |
| $n = [1/min]$ | 1,00 | 2,00 | 3,30 | 4,20 | 7,00 | 9,20 | 12,00 | 15,00 | 17,00 | 21,00 |
| Typ 270 | | | | | | | | | | |
| $Q = [m^3/h]$ | 14,60 | 33,30 | 45,10 | 61,60 | 80,80* | | | | | |
| $P = [kW]$ | 3,00 | 5,50 | 7,50 | 11,00 | 15,00* | | | | | |
| $v = [m/s]$ | 0,10 | 0,22 | 0,30 | 0,41 | 0,54* | | | | | |
| $n = [1/min]$ | 3,60 | 8,30 | 11,00 | 16,00 | 21,00* | | | | | |

*Vysoce výkonná verze pouze pro neabrazivní materiály s ideálními tokovými vlastnostmi.

Kde: Q – objemový tok, P – výkon pohonu, v – dopravní rychlost, n – otáčky řetězky

Vybrané uspořádání dopravníku:

Diagonální uspořádání s rozmezím úhlu sklonu od 50° do 70° vhodné pro malá síla. Toto uspořádání nepotřebuje napínací stanici.



Obr. 4 Uspořádání I [15], upraveno

Uspořádání umožňující dopravu do vysokých sil i pro komplikované prostorové podmínky.



Obr. 5 Uspořádání II [15], upraveno

Příklad uspořádání, kde varianta potrubí nad sebou přechází v potrubí vedle sebe.



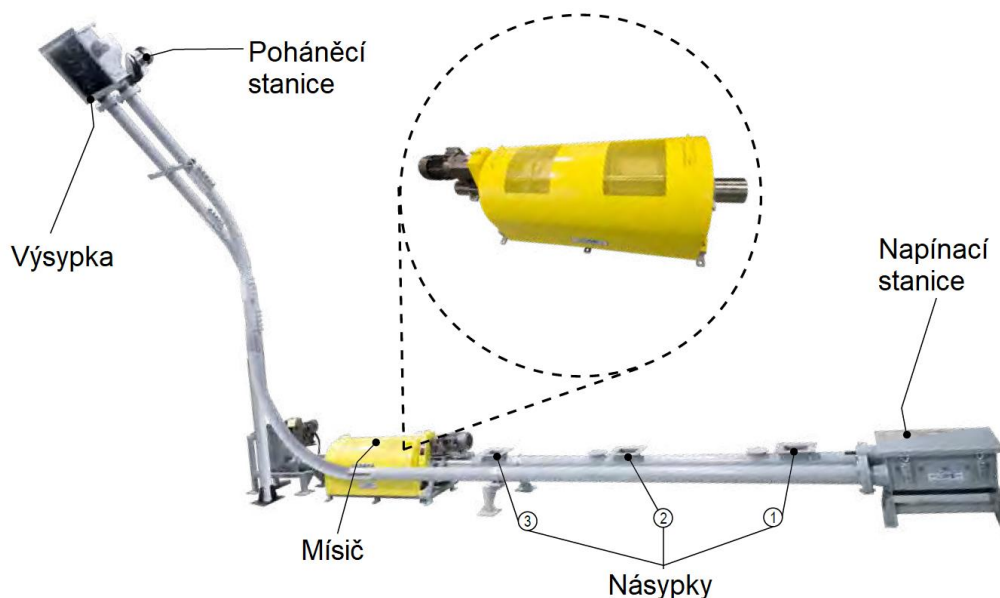
Obr. 6 Uspořádání III [15], upraveno

1.2.2 LUXME INTERNATIONAL

Společnost Luxme International Ltd. se sídlem v Kanadě se zabývá systémy pro manipulaci s materiály již od roku 1979. Vyvíjí a vyrábí kompletní systémy, přizpůsobené individuálním aplikacím v zemědělském, zpracovatelském, těžebním, chemickém, farmaceutickém, energetickém a potravinářském průmyslu. Nabízí také možnost testování dopravy daného materiálu na vlastních potrubních řetězových dopravnících. Vyrábí potrubní řetězové dopravníky s obdobnými kapacitními výkonnostmi jako společnost Schrage Rohrkettensystem, se kterou spolupracuje. [12]

ROTAČNÍ MÍŠIČ LUXMIX®

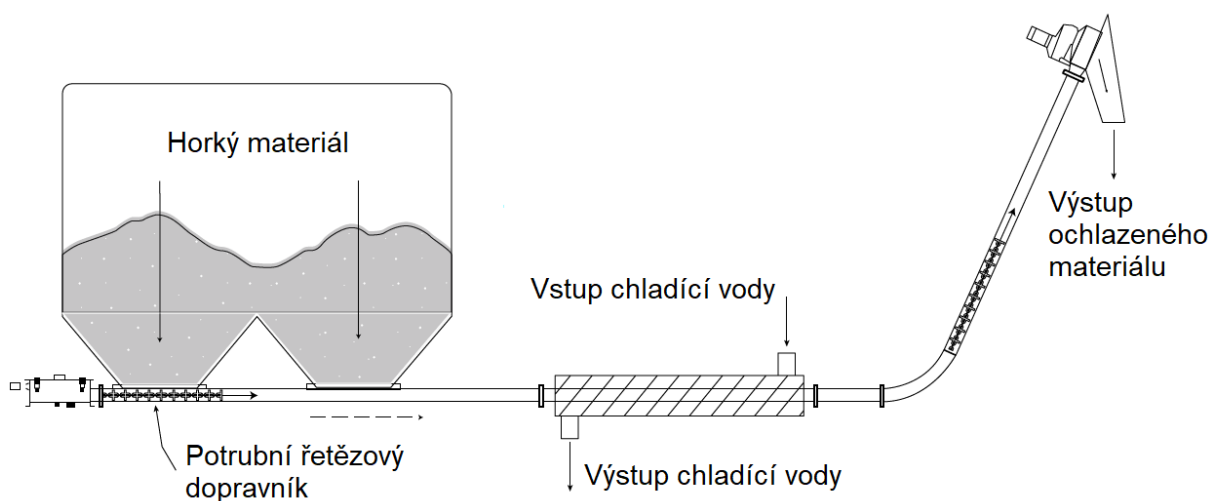
System pro kontinuální a zcela bezprašné míchání eliminuje prostoje při mísení v odděleném systému. Různé materiály, dávkované do násypky 1, 2 a 3, jsou dopraveny potrubním řetězovým dopravníkem do rotačního míšiče. Buben promísí materiály v jedu směs a ta je dále dopravena k výsypce potrubního řetězového dopravníku.



Obr. 7 Rotační míšič [12], upraveno

CHLADICÍ DOPRAVNÍK

Dopravník vede materiál chladicí sekci, kde je ochlazen tepelným výměníkem na požadovanou teplotu pro další skladování. Díky tomuto řešení lze materiály chladit během dopravy z teplot cca 350 °C.



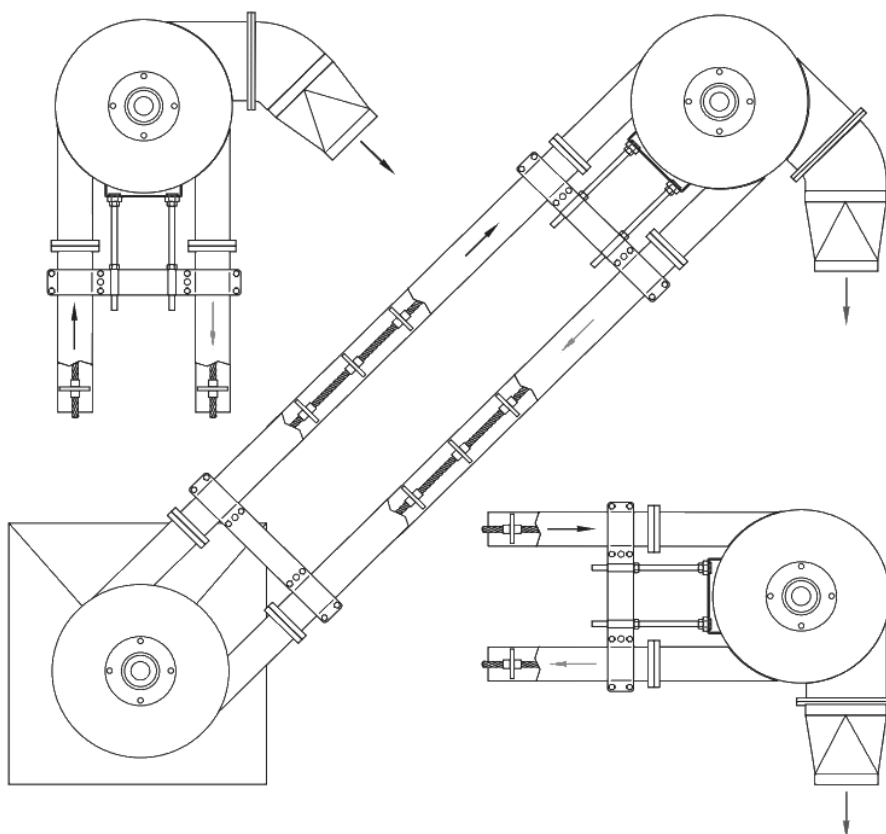
Obr. 8 Chladicí dopravník [12], upraveno

1.2.3 SPIROFLOW LIMITED

Společnost Spiroflow Limited se sídlem v Clitheroe ve Velké Británii působící také ve Spojených státech amerických, vlastní několik patentů a ochranných známek v USA a UK. Navrhuje, vyrábí, testuje a montuje potrubní dopravníky pro manipulaci s potravinami, chemikáliemi, plasty, stavebními materiály a horninami. Jako tažný člen pro potrubní dopravníky nabízí ocelové lano nebo více druhů řetězu s unašeči. Níže je uveden vybraný produkt této společnosti odlišující se od výše uvedených. [16]

AEROFLOW®

Jedná se o vzduchový mechanický dopravník s trubkovou konstrukcí, v němž se vysokou rychlostí pohybuje napnuté lano s rovnoměrně rozloženými polyuretanovými unašeči. V místě každé změny směru je speciální řetězové kolo. Vysoká rychlost lana s unašeči vytváří proud vzduchu unášející materiál k výsypce, kde je odstředivě vyprazdňován. Tento dopravník je vhodný pro suché sypké materiály.



Obr. 9 dopravník AeroFlow® [16], upraveno

2 STANOVENÍ ODPORŮ PROTI POHYBU

Hlavním cílem této práce je návrh dvou konstrukčně odlišných potrubních řetězových dopravníků pro dva vlastnostmi různé materiály. Dopravované materiály jsou uvažovány jako partikulární materiál.

Následující vztahy pro stanovení odporů proti pohybu, pokud není uvedeno jinak, jsou odvozeny z literatury Mechanické pochody [3], Teorie dopravních a manipulačních zařízení [1] a z odborných publikací technické univerzity v Magdeburgu Experimental tests and design of tube chain conveyors [8] a experimentálního ověření Functional analysis of tube chain conveyors [9], [10].

2.1 ODPOR PROTI POHYBU V HORIZONTÁLNÍ ČÁSTI

Odpor proti pohybu v horizontální části dopravní trasy je způsoben především třecí silou mezi dopravovaným partikulárním materiálem a stěnou potrubí, dále pak třecí silou mezi unašeči a stěnou potrubí. Celkový odpor proti pohybu v horizontální části je dán součtem těchto dvou třecích sil.

$$F_h = F_{hm} + F_{hu} = [N] \quad (1)$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} F_{hm} = [N] & \text{třecí síla mezi materiálem a potrubím} \\ F_{hu} = [N] & \text{třecí síla mezi unašeči a potrubím} \end{array}$$

Za předpokladu Coulombova tření mezi unašečem a potrubím je třecí síla F_{hu} dána jednoduchým vztahem.

$$F_{hu} = l_y \cdot q_t \cdot \mu_u = [N] \quad (2)$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} l_y = [m] & \text{délka horizontální části} \\ q_t = [N \cdot m^{-1}] & \text{tíha jednoho metru řetězu s unašeči} \\ \mu_u = [-] & \text{součinitel tření mezi unašeči a potrubím} \end{array}$$

Pro stanovení třecích síly F_{hm} , je nutné znát interaktivní napětí mezi dopravovaným materiálem a stěnou potrubí. Obdobně jako v [9] uvažují v jednotlivých úsecích mezi unašeči vodorovnou hladinu partikulárního materiálu a čtvercové potrubí s plochou průřezu dutiny odpovídající kruhovému potrubí dopravníku. Délku hrany čtvercového potrubí s odpovídající plochou lze vypočítat takto:

$$a = \sqrt{S_{tr}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4}} = [m^2] \quad (3)$$

Kde:

| | |
|------------------|---------------------------------|
| $a = [m]$ | délka hrany čtvercového průřezu |
| $S_{tr} = [m^2]$ | plocha dutiny kruhového potrubí |
| $\pi = [-]$ | Ludolfovo číslo |
| $d_{tr} = [m]$ | vnitřní průměr potrubí |

Pro stanovení interaktivního napětí v horizontální části dopravní trasy je využito Rankinovy teorie, kde vertikální interaktivní napětí na vodorovnou plochu je určeno jako hydrostatický tlak vyjádřený následujícím vztahem.

$$p_z = \rho \cdot g \cdot \eta_F \cdot a = [MPa] \quad (4)$$

Kde:

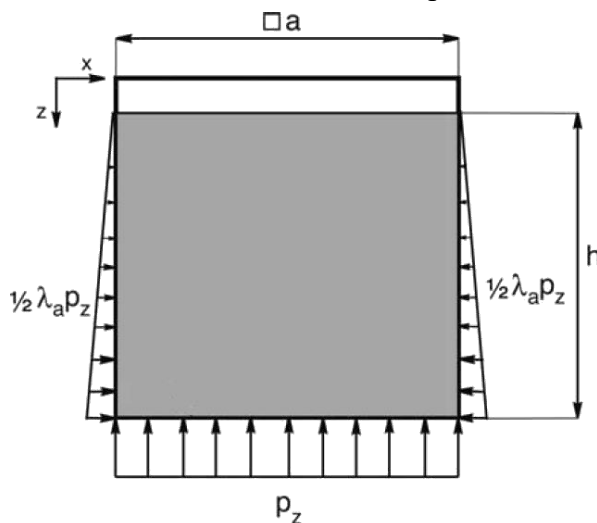
| | |
|----------------------------|--|
| $\rho = [Kg \cdot m^{-3}]$ | objemová hmotnost partikulárního materiálu |
| $g = [m \cdot s^{-2}]$ | tíhové zrychlení |
| $\eta_F = [-]$ | součinitel nedostatečného plnění |

Současně lze stanovit i boční – horizontální interaktivní napětí:

$$p_x = \lambda_a \cdot p_z = \tan^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_e}{2} \right) \cdot p_z = [MPa] \quad (5)$$

Kde:

| | |
|------------------------|---|
| $\lambda_a = [-]$ | součinitel sypanosti |
| $\varphi_e = [^\circ]$ | úhel vnitřního tření partikulárního materiálu |



Obr. 10 Rozložení interaktivního napětí v čtvercovém potrubí [9], upraveno

Kde: $h = a \cdot \eta_F = [m]$ výška hladiny materiálu ovlivněna součinitelem plnění

Pro zjištění tíhy materiálu v jednom metru dopravního potrubí je nutné znát naplnitelný objem potrubí, který je dán rozdílem objemu jednoho metru dutiny potrubí a řetězu s unašeči. Následně lze určit tzv. objemovou účinnost η_V zahrnující vliv objemu řetězu s unašeči.

$$\eta_V = \frac{V_{tr} - V_t}{V_{tr}} = [-] \quad (6)$$

Kde:

$$\begin{aligned} V_{tr} &= [m^3] && \text{objem dutiny jednoho metru dopravního potrubí} \\ V_t &= [m^3] && \text{objem jednoho metru řetězu s unašeči} \end{aligned}$$

Za použití substituce tíhy jednoho metru partikulárního materiálu v potrubí:

$$q_m = \rho \cdot g \cdot S_{tr} \cdot \eta_V \cdot \eta_F = [N \cdot m^{-1}] \quad (7)$$

Lze následně třecí sílu mezi partikulárním materiálem a potrubím zapsat vztahem:

$$F_{hm} = l_y \cdot q \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a\right) \cdot \mu = [N] \quad (8)$$

Kde:

$$\mu = [-] \quad \text{součinitel tření mezi partikulárním materiálem a potrubím}$$

2.2 ODPOR PROTI POHYBU VE VERTIKÁLNÍ ČÁSTI

Odpor proti pohybu ve vertikální části dopravní trasy se skládá rovněž ze dvou složek. Síly potřebné ke zdvihání řetězu s unašeči a síly potřebné ke zdvihání partikulárního materiálu včetně jeho tření o stěny potrubí.

$$F_v = F_{vt} + F_{vm} = [N] \quad (9)$$

Kde:

$$\begin{aligned} F_{vt} &= [N] && \text{síla potřebná ke zdvihání řetězu s unašeči} \\ F_{vm} &= [N] && \text{síla potřebná ke zdvihání mat. včetně jeho tření o stěny potrubí} \end{aligned}$$

Sílu potřebnou ke zdvihání tažného členu lze snadno vypočítat z pomoci dopravní výšky a hmotnosti jednoho metru řetězu s unašeči.

$$F_{vt} = l_z \cdot q_t = [N] \quad (10)$$

Kde:

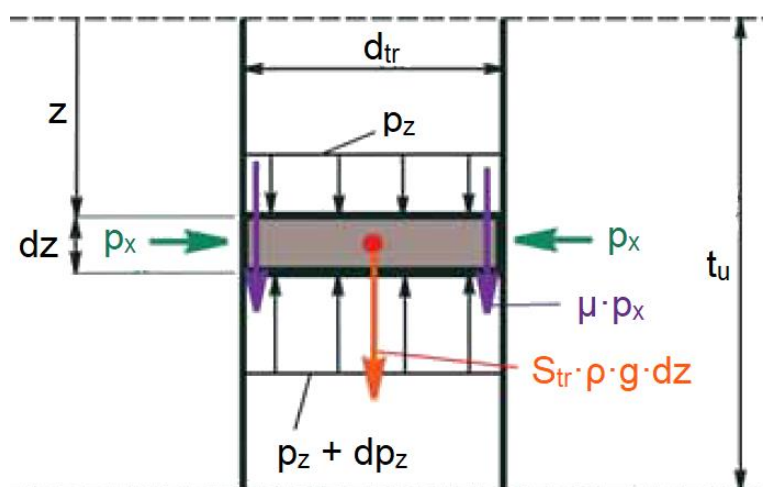
$$l_z = [m] \quad \text{délka vertikální části}$$

Třecí síla ve vertikální části dopravní trasy je vyvolána interaktivním napětím partikulárního materiálu na stěny potrubí, pro které je využito Janssenovy teorie. Avšak na rozdíl od Janssenovy teorie interaktivního napětí na stěnu síla, zde třecí síla působí ve směru dolů [1]. Z rovnováhy elementární vrstvy materiálu s tloušťkou d_z v hloubce z při pohybu vzhůru platí:

$$S_{tr} \cdot p_z - S_{tr} \cdot (p_z + dp_z) + S_{tr} \cdot \rho \cdot g \cdot dz + \mu \cdot p_x \cdot O \cdot dz = 0 \quad (11)$$

Kde:

| | |
|-------------|--------------------------------------|
| $O = [m]$ | obvod potrubí |
| $d_z = [m]$ | výška elementární vrstvy materiálu |
| $z = [m]$ | hloubka elementární vrstvy materiálu |



Obr. 11 Rovnováha elementární vrstvy materiálu [9], upraveno

Jednoduchou úpravou a použitím substituce $p_x = p_z \cdot \lambda_a$ dostaneme rovnici:

$$S_{tr} \cdot dp_z = S_{tr} \cdot \rho \cdot g \cdot dz + \mu \cdot p_z \cdot \lambda_a \cdot O \cdot dz \quad (12)$$

Vydělením rovnice hodnotou $(\mu \cdot \lambda_a \cdot O)$ a zavedením substituce $c = \frac{S_{tr}}{\mu \cdot \lambda_a \cdot O}$ dostaneme:

$$c \cdot dp_z = c \cdot \rho \cdot g \cdot dz + p_z \cdot dz \quad (13)$$

Odtud vytknutím dz a úpravou pro integraci:

$$dz = \frac{c \cdot dp_z}{c \cdot \rho \cdot g + p_z} \quad (14)$$

Pro vyřešení integrálu je zavedena substituce $u = c \cdot \rho \cdot g + p_z \Rightarrow d_u = dp_z$

Následně je integrál ve tvaru:

$$\int_0^z dz = c \cdot \int_{u_0}^{u_z} \frac{du}{u} \quad (15)$$

Kde okrajové podmínky jsou pro:

$$z = 0 \text{ je } p_z = 0, \quad u_0 = c \cdot \rho \cdot g \quad (16)$$

$$z = z \text{ je } p_z = p_z, \quad u_z = c \cdot \rho \cdot g + p_z \quad (17)$$

Po integraci, dosazení za integrační substituce a úpravě dostaneme rovnici:

$$z = c \cdot \ln \frac{c \cdot \rho \cdot g + p_z}{c \cdot \rho \cdot g} \quad (18)$$

Úpravou a dalším dosazením substituce lze vyjádřit vertikální interaktivní napětí:

$$p_z = \frac{S_{tr} \cdot \rho \cdot g}{\mu \cdot \lambda_a \cdot O} \cdot \left(e^{\frac{\mu \cdot \lambda_a \cdot O}{S_{tr}} \cdot z} - 1 \right) = [MPa] \quad (19)$$

Kde:

$$e = [-] \quad \text{Eulerovo číslo}$$

A také horizontální interaktivní napětí:

$$p_x = p_z \cdot \lambda_a = \frac{S_{tr} \cdot \rho \cdot g}{\mu \cdot O} \cdot \left(e^{\frac{\mu \cdot \lambda_a \cdot O}{S_{tr}} \cdot z} - 1 \right) = [MPa] \quad (20)$$

Interaktivní napětí roste s výškou sloupce partikulárního materiálu z exponenciálně. To znamená, že po překonání určité výšky sloupce, tření vyvolané interaktivním napětím na boční stěnu potrubí, znemožní dopravu materiálu.

Pro stanovení síly odporu proti pohybu, je celkový sloupec partikulárního materiálu rozdělen unašeči na jednotlivé úseky, jejichž rozteč je t_u . Výšku sloupce materiálu mezi unašeči, ovlivněnou součinitelem nedostatečného plnění a součinitelem zahrnující zmenšení objemu dutiny potrubí řetězem s unašeči, lze zapsat:

$$z = t_u \cdot \eta_V \cdot \eta_F = [m] \quad (21)$$

Kde:

$$t_u = [m] \quad \text{rozteč unašečů}$$

Odpor proti pohybu materiálu v jednom úseku mezi unašeči lze pak zapsat rovnicí:

$$F_{v1} = p_z \cdot S_{tr} = \frac{d_{tr}^3 \cdot \pi \cdot \rho \cdot g}{16 \cdot \mu \cdot \lambda_a} \cdot \left(e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot \lambda_a}{d_{tr}} \cdot t_u \cdot \eta_V \cdot \eta_F} - 1 \right) = [N] \quad (22)$$

Odpor proti pohybu materiálu ve vertikální části dopravní trasy je pak dán vztahem:

$$F_v = \frac{l_z}{t_u} \cdot F_{v1} = [N] \quad (23)$$

Kde:

$$l_z = [m] \quad \text{výška vertikální části dopravní trasy}$$

Použitím substituce tíhy jednoho metru partikulárního materiálu v potrubí q_m lze rovnici zapsat do finální podoby:

$$F_v = l_z \cdot q_m \cdot \frac{d_{tr}}{4 \cdot t_u \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot \mu \cdot \lambda_a} \cdot \left(e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot \lambda_a}{d_{tr}} \cdot t_u \cdot \eta_V \cdot \eta_F} - 1 \right) = [N] \quad (24)$$

2.3 ODPOR PROTI POHYBU V ŠIKMÉ ČÁSTI

Pro stanovení odporu proti pohybu v šikmé části dopravníku je využito superpozice s použitím rovnic horizontálního a vertikálního odporu proti pohybu. Se známým úhlem stoupání šikmé části δ je pak dán rovnicí:

$$F_s = F_h \cdot \cos \delta + F_v \cdot \sin \delta = [N] \quad (25)$$

2.4 ODPOR PROTI POHYBU V OHYBU POTRUBÍ

Analytický rozbor odporů proti pohybu v ohybech potrubí platí pro ohyby s velkým poloměrem. Jelikož odpor proti pohybu se zmenšujícím se poloměrem velmi rychle roste. Ke změně směru dopravy je využíváno nejčastěji ohybu potrubí s poloměrem větším než jeden metr.

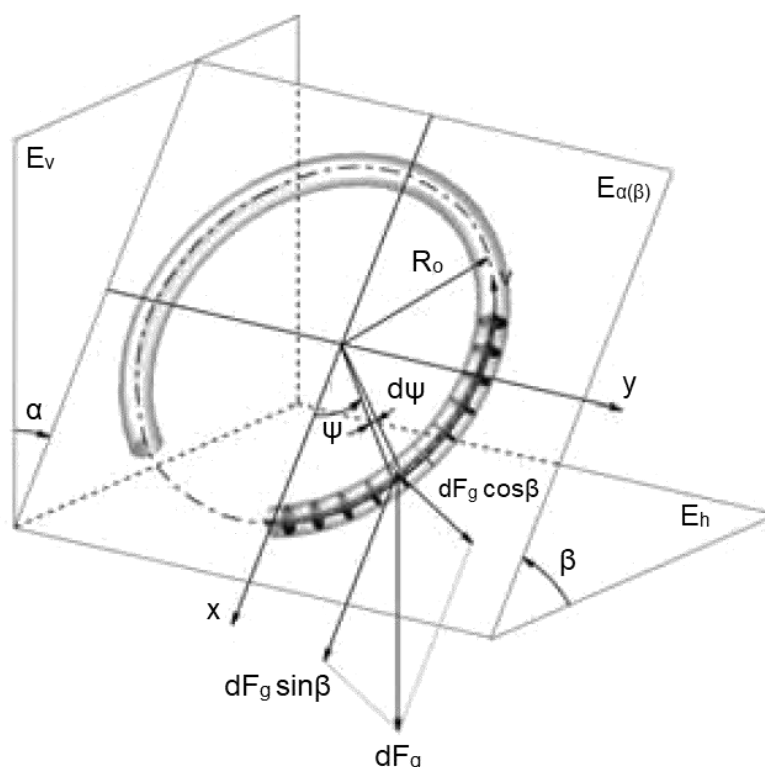
Celkový odpor proti pohybu v ohybu potrubí je stanoven rozdílem tažné síly řetězu působící na konci a tažné síly řetězu působící na začátku ohybu, která jej značně ovlivňuje.

Na základě vláknového tření, pro které platí tzv. Euler-Eytelweinova rovnice, je pro výpočet odporu proti pohybu způsobeného třením unašečů a partikulárního materiálu o stěnu potrubí použit teoretický model dle [9] s následujícími předpoklady:

- Rozteč unašečů dopravního řetězu se blíží k nule.
- Unašeče mají nekonečné poloměry.

- Mezi unašeči a stěnou potrubí dochází k liniovému dotyku. Osa potrubí je uvažována jako pevná podpora řetězu s unašeči, který je nahrazen hmotnou křivkou pohybující se podél této osy.
- Třecí síly vyvolané partikulárním materiálem působí na osu řetězu.

Se známou hodnotou tažné síly v řetězu na začátku ohybu $F_{T(\psi_0)}$ umožňuje rovnovážná analýza nakloněného elementárního prvku v ohybu výpočet tažné síly na konci ohybu $F_{T(\psi)}$ pro jakýkoli úhel ohybu ψ v libovolném úhlu sklonu α respektive β viz Obr. 12 a Obr. 14.



Obr. 12 Model pro analýzu odporů v ohybu [9], upraveno

Gravitační síla elementárního prvku řetězu s unašeči je dána vztahem:

$$dF_g = q_t \cdot R_o \cdot d\psi = [N] \quad (26)$$

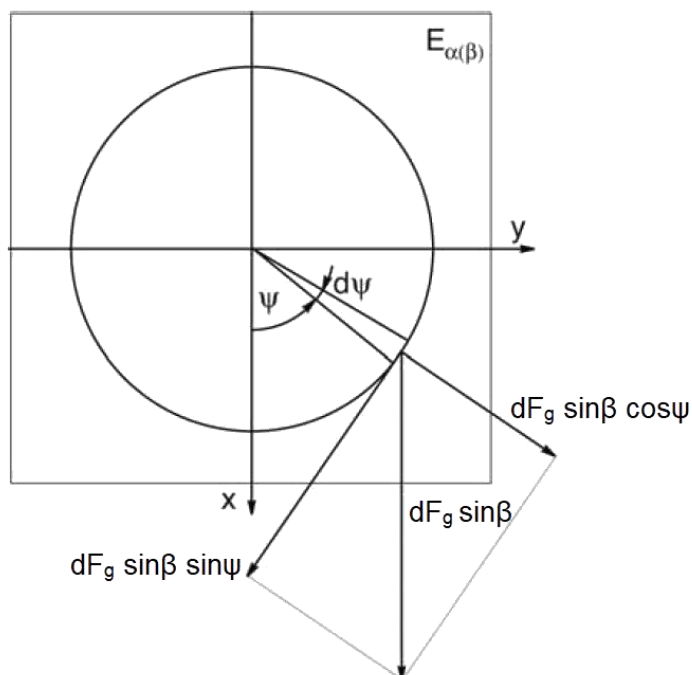
Kde:

$$R_o = [m]$$

poloměr ohybu oblouku potrubí

$$d\psi = [^\circ]$$

úhlová velikost elementárního prvku



Obr. 13 Složky gravitační síly v rovině $E_{\alpha(\beta)}$ [9], upraveno

Rovnovážná analýza elementárního prvku v ohybu je provedena odděleně v radiálním a tangenciálním směru.

Rovnovážná analýza v radiálním směru.

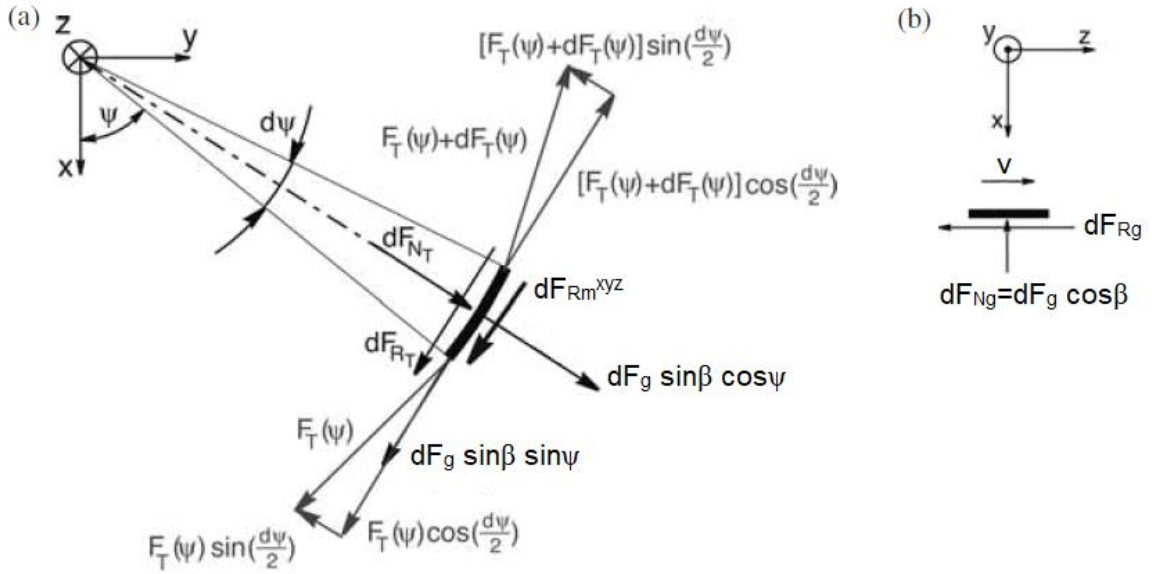
$$dF_{N_T} + dF_g \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi - dF_T(\psi) \cdot \sin \frac{d\psi}{2} - (F_T(\psi) + dF_T(\psi)) \cdot \sin \frac{d\psi}{2} = 0 \quad (27)$$

Rovnovážná analýza v tangenciálním směru.

$$F_T(\psi) \cdot \cos \frac{d\psi}{2} - (F_T(\psi) + dF_T(\psi)) \cdot \cos \frac{d\psi}{2} + dF_{R_T} + dF_{R_g} + dF_{R_m}^{xyz} + dF_g \cdot \sin \beta \cdot \sin \psi = 0 \quad (28)$$

Vzhledem k velmi malé velikosti středového úhlu $d\psi$ elementárního prvku, lze použít následující předpoklady [9]:

$$\cos \frac{d\psi}{2} \approx 1; \quad \sin \frac{d\psi}{2} \approx \frac{d\psi}{2}; \quad dF_T(\psi) \cdot \frac{d\psi}{2} \approx 0 \quad (29)$$



Obr. 14 Rovnovážná analýza elementárního prvku v ohybu [9], upraveno
 (a) pohled na rovinu $E_{\alpha(\beta)}$ (b) pohled na rovinu kolmou s rovinu $E_{\alpha(\beta)}$

Třecí síla dF_{R_T} je způsobena normálovou složkou tažné síly řetězu dF_T a třecí síla dF_{R_g} gravitační silou řetězu s unašeči. Za předpokladu Coulombova tření je radiální složka gravitační síly dF_{R_g} působící na elementární prvek dána vztahem [9]:

$$dF_{R_g} = \mu_u \cdot dF_{N_g} = \mu_u \cdot dF_g \cdot \cos \beta = [N] \quad (30)$$

Z rovnovážné analýzy (27) a předpokladů (29), lze vyjádřit radiální složku třecí síly dF_{R_T} působící na elementární prvek jako:

$$dF_{R_T} = \mu_u \cdot dF_{N_T} = \mu_u \cdot (F_T(\psi)d\psi + F_g \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi) = [N] \quad (31)$$

Vzhledem k obtížnost analytického popisu třecí síly $dF_{R_m}^{xyz}$ způsobené partikulárním materiálem, je rozdělena na dvě složky působící v horizontální rovině a jednu ve svislé rovině. Toto rozložení umožňuje použití rovnic pro výpočet odporu v horizontální (8) a vertikální části (24). Následně lze třecí sílu $dF_{R_m}^{xyz}$ zapsat rovnicí:

$$dF_{R_m}^{xyz} = dF_{R_m}^x + dF_{R_m}^y + dF_{R_m}^z = [N] \quad (32)$$

Kde:

$$dF_{R_m}^x = \frac{R_0 \cdot d\psi \cdot \sin \psi \cdot \sin \beta \cdot q \cdot d_{tr}}{4 \cdot t_u \cdot \mu \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot \lambda_a} \cdot \left(e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot \lambda_a}{d_{tr}} \cdot t_u \cdot \eta_V \cdot \eta_F} - 1 \right) = [N] \quad (33)$$

$$dF_{R_m}^y = R_0 \cdot d\psi \cdot \cos \psi \cdot q \cdot \mu \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a \right) = [N] \quad (34)$$

$$dF_{R_m}^z = R_o \cdot d\psi \cdot \sin \psi \cdot \cos \beta \cdot q \cdot \mu \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a\right) = [N] \quad (35)$$

Použitím rovnic (27) – (35) a záměně úhlu β za doplňkový úhel α lze vyjádřit hledanou diferenciální rovnicí [9]:

$$\frac{dF_T(\psi)}{d\psi} = \mu \cdot F_T(\psi) = A \cdot \sin \psi + B \cdot \cos \psi + C = [N] \quad (36)$$

Kde pro dopravní sekci platí:

$$A = \frac{R_o \cdot \cos \alpha \cdot q \cdot d_{tr}}{t_u \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot \lambda_a} \cdot \left(e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot \lambda_a}{d_{tr}} \cdot t_u \cdot \eta_V \cdot \eta_F} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{4 \cdot \mu} + \frac{s_u \cdot \lambda_a}{d_{tr}} \right) + \quad (37)$$

$$R_o \cdot \sin \alpha \cdot q \cdot \mu \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a\right) + R_o \cdot q_t \cdot \cos \alpha = [N]$$

$$B = R_o \cdot q \cdot \mu \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a\right) + R_o \cdot q_t \cdot \mu_u \cdot \cos \alpha = [N] \quad (38)$$

$$C = R_o \cdot q_t \cdot \mu_u \cdot \sin \alpha = [N] \quad (39)$$

Tuto lineární nehomogenní diferenciální rovnici lze vyřešit variací konstant. Řešením rovnice dostaneme vztah pro výpočet tažné síly řetězu na konci ohybu [9].

$$F_T(\psi) = e^{\mu_u \cdot (\psi - \psi_0)} \cdot \left[F_T(\psi_0) + \frac{A \cdot (\mu_u \cdot \sin \psi_0 + \cos \psi_0)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{B \cdot (\mu_u \cdot \cos \psi_0 - \sin \psi_0)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{C}{\mu_u} \right] - \frac{A \cdot (\mu_u \cdot \sin \psi + \cos \psi)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{B \cdot (\sin \psi - \mu_u \cdot \cos \psi)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{C}{\mu_u} = [N] \quad (40)$$

V ohybech potrubí vratné sekce jsou třecí síly způsobené partikulárním materiálem nulové. V takovém případě pro rovnici (40) platí následující parametry:

$$A_v = R_o \cdot q_t \cdot \cos \alpha \quad (41)$$

$$B_v = -R_o \cdot q_t \cdot \mu_u \cdot \cos \alpha = [N] \quad (42)$$

$$C_v = R_o \cdot q_t \cdot \mu_u \cdot \sin \alpha = [N] \quad (43)$$

3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VARIANTY I

Dle zadání je pro dopravu zvolen potrubní řetězový dopravník. Výhodou tohoto typu jsou jeho malé zástavbové rozměry, těsnost dopravní tratě a jednoduchá konstrukce skládající se z poháněcí stanice, vratné a současně napínací stanice a potrubí v němž koluje nekonečný řetěz s unášeči.

První varianta dopravníku je určena pro dopravu pšenice z místa násypky, horizontálně – konkávní dopravní tratí do výsypky, která je součástí poháněcí stanice.

ZADANÉ PARAMETRY

| | |
|----------------------|--|
| Dopravní výška: | $H = 12 \text{ m}$ |
| Dopravní vzdálenost: | $L = 30 \text{ m}$ |
| Výkonnost: | $Q = 10\,000 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$ |

3.1 KAPACITNÍ VÝPOČET

Pro kapacitní výpočet volím tyto hodnoty:

| | |
|--------------------------------------|---|
| Dopravní rychlost: | $v = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| Objemová hmotnost pšenice dle [8]: | $\rho_p = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| Úhel vnitřního tření pšenice [4]: | $\varphi_{ep} = 25^\circ$ |
| Součinitel tření pšenice – ocel [8]: | $\mu_p = 0,33 [-]$ |
| Součinitel nedostatečného plnění: | $\eta_F = 0,8 [-]$ |

Součinitel sypanosti

$$\lambda_a = \tan^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_{ep}}{2} \right) = \tan^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{25}{2} \right) = 0,41 [-] \quad (44)$$

NÁVRH DOPRAVNÍHO POTRUBÍ A TAŽNÉHO ČLENU

Dopravní trať tvoří bezešvé trubky z nerezové oceli dle normy DIN 2462/1,4301. Nerezová ocel je zvolena z hlediska přepravy potravin. Rozměry potrubí dle katalogu výrobce ARMAT, spol. [7] jsou vypsány níže.

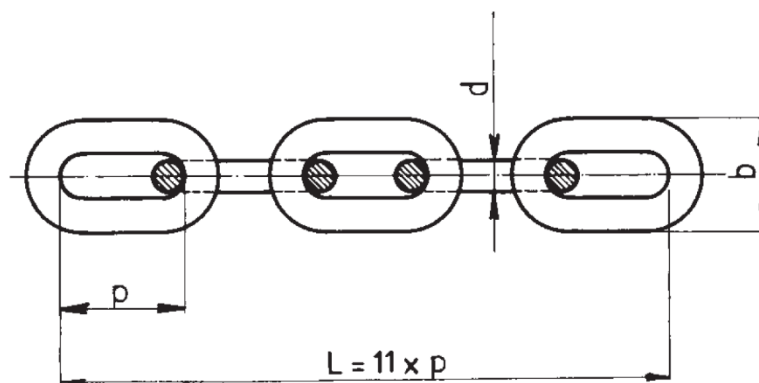
Rozměry dopravního potrubí dle výrobce [7]:

| | |
|-----------------|------------------------------|
| Vnější průměr: | $D_{tr} = 168,28 \text{ mm}$ |
| Síla stěny: | $s_{tr} = 7,11 \text{ mm}$ |
| Vnitřní průměr: | $d_{tr} = 154,06 \text{ mm}$ |

Objem jednoho metru dutiny dopravního potrubí

$$V_{tr} = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot 1 = \frac{\pi \cdot 0,15406^2}{4} \cdot 1 = 0,018641 \text{ m}^3 \quad (45)$$

Tažným členem je nekonečný kalibrovaný článkový řetěz 16x80 dle DIN 762 T3 s plastovými unašeči viz níže. Pro stanovení objemu jednoho metru řetězu byl použit program Inventor 2017.



Obr. 15 Schéma článkového řetězu [13]

Parametry článkového řetězu dle katalogu výrobce [13]:

| | |
|--------------------------------|--|
| Tloušťka drátu: | $d_{\check{r}} = 16 \text{ mm}$ |
| Rozteč článku: | $p_{\check{r}} = 80 \text{ mm}$ |
| Vnější šířka článku: | $b_{\check{r}} = 57,6 \text{ mm}$ |
| Objem jednoho metru řetězu: | $V_{\check{r}} = 0,00060 \text{ m}^3$ |
| Hmotnost jednoho metru řetězu: | $m_{\check{r}} = 4,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ |
| Dovolené zatížení: | $F_{\check{r}dov} = 25 \text{ kN}$ |

Tíha jednoho metru řetězu

$$q_{\check{r}} = m_{\check{r}} \cdot g = 4,7 \cdot 9,81 = 46 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (46)$$

Kruhové unašeče tažného členu jsou vyrobeny z plastu TECHTRON HPV PPS odolného proti opotřebení a nízkým koeficientem tření. Materiálové vlastnosti viz katalogové listy výrobce [17], [18].

Parametry unašečů tažného členu:

| | |
|---------------------------------|--|
| Objemová hmotnost: | $\rho_u = 1430 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| Součinitel tření unašeč – ocel: | $\mu_u = 0,3 [-]$ |
| Průměr unašeče: | $d_u = 150 \text{ mm}$ |

Šířka unašeče: $s_u = 20 \text{ mm}$
 Rozteč unašečů: $t_u = 160 \text{ mm}$

Objem unašečů na jednom metru

$$V_u = \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \cdot s_u \cdot \frac{1}{t_u} = \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} \cdot 0,02 \cdot \frac{1}{0,16} = 0,00221 \text{ m}^3 \quad (47)$$

Hmotnost jednoho unašeče

$$m_u = \rho_u \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} \cdot 0,02 = 0,51 \text{ kg} \quad (48)$$

Tíha jednoho metru řetězu s unašeči

$$q_t = q_f + m_u \cdot \frac{1}{t_u} \cdot g = 46 + 0,51 \cdot \frac{1}{0,16} \cdot 9,81 = 77 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (49)$$

Objemová účinnost dopravního potrubí s tažným členem

$$\eta_V = \frac{V_{tr} - (V_f + V_u)}{V_{tr}} = \frac{0,018641 - (0,0006 + 0,00221)}{0,018641} = 0,85 [-] \quad (50)$$

Tíha materiálu v jednom metru dopravního potrubí

$$q_p = \eta_F \cdot \eta_V \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot \rho_p \cdot g = 0,8 \cdot 0,85 \cdot \frac{\pi \cdot 0,15406^2}{4} \cdot 800 \cdot 9,81 = 99 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (51)$$

Dopravní výkonnost

$$Q_m = \eta_F \cdot \eta_V \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot v \cdot \rho_p = 0,8 \cdot 0,85 \cdot \frac{\pi \cdot 0,15406^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 800 \quad (52)$$

$$Q_m = 10\,948 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

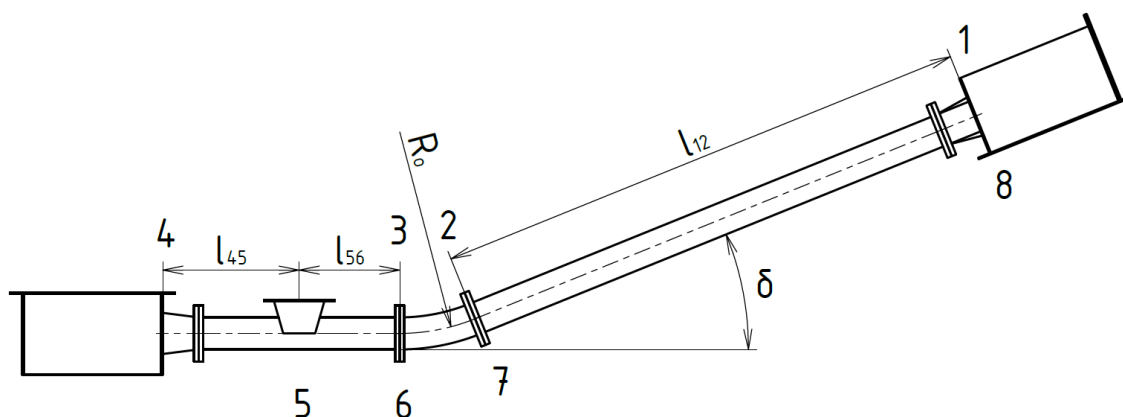
Podmínka minimální dopravní výkonnosti $Q \leq Q_m$ je splněna.

3.2 VÝPOČET ODPORU PROTI POHYBU A OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍ ŘETĚZCE

Cílem výpočtu je stanovení parametrů potřebných k návrhu pohonu a pro pevnostní analýzu.

ROZMĚRY ÚSEKŮ

Na obrázku níže je zobrazeno schéma dopravníku s vyznačenými úseky a rozměry.



Obr. 16 Schéma úseků dopravníku I

$$l_{12} = 33,186 \text{ m}$$

$$l_{34} = 1,186 \text{ m}$$

$$l_{45} = 0,578 \text{ m}$$

$$l_{56} = 0,608 \text{ m}$$

$$l_{78} = l_{12} = 33,186 \text{ m}$$

$$R_o = 1 \text{ m}$$

$$\delta = 22^\circ$$

ÚSEK 1 – 2**Tah v bodě 1**

Minimální obvodovou sílu, pro vymezení vůlí řetězů, v místě sbíhání tažného členu z hnací řetězky volím $T_1 = 1000 \text{ N}$.

Odpor proti pohybu v úseku 1 – 2

$$F_{12} = (l_{12} \cdot \cos \delta \cdot q_t \cdot \mu_u) \cdot \cos \delta + (-l_{12} \cdot \sin \delta \cdot q_t \cdot \mu_u) \cdot \sin \delta \quad (53)$$

$$F_{12} = (33,186 \cdot \cos 22 \cdot 77 \cdot 0,3) \cdot \cos 22 + (33,186 \cdot \sin 22 \cdot 77 \cdot 0,3) \cdot \sin 22$$

$$F_{12} = 301 \text{ N}$$

Tah v bodě 2

$$T_2 = T_1 + F_{12} = 1000 + 301 = 1301 \text{ N} \quad (54)$$

ÚSEK 2 – 3

Dle Obr. 12 volím úhly: $\psi_0 = 338^\circ$, $\psi = 360^\circ$, $\alpha = 0^\circ$

Tah v bodě 3

$$T_3 = e^{\mu_u \cdot (\psi - \psi_0)} \cdot \left[T_2 + \frac{A_1 \cdot (\mu_u \cdot \sin \psi_0 + \cos \psi_0)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{B_1 \cdot (\mu_u \cdot \cos \psi_0 - \sin \psi_0)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{C_1}{\mu_u} \right] - \frac{A_1 \cdot (\mu_u \cdot \sin \psi + \cos \psi)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{B_1 \cdot (\sin \psi - \mu_u \cdot \cos \psi)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{C_1}{\mu_u} \quad (55)$$

$$T_3 = e^{0,3 \cdot (360 - 338)} \cdot \left[1301 + \frac{-77 \cdot (0,3 \cdot \sin 338 + \cos 338)}{0,3^2 + 1} + \frac{-23 \cdot (0,3 \cdot \cos 338 - \sin 338)}{0,3^2 + 1} + \frac{0}{0,3} \right] - \frac{-77 \cdot (0,3 \cdot \sin 360 + \cos 360)}{0,3^2 + 1} + \frac{-23 \cdot (\sin 360 - 0,3 \cdot \cos 360)}{0,3^2 + 1} + \frac{0}{0,3} = 1456 \text{ N}$$

Kde:

$$A_1 = -R_0 \cdot q_t \cdot \cos \alpha = -1 \cdot 77 \cdot \cos 0 = -77 \text{ N} \quad (56)$$

$$B_1 = -R_0 \cdot q_t \cdot \mu_u \cdot \cos \alpha = -1 \cdot 77 \cdot 0,3 \cdot \cos 0 = -23 \text{ N} \quad (57)$$

$$C_1 = R_0 \cdot q_t \cdot \mu_u \cdot \sin \alpha = 1 \cdot 77 \cdot 0,3 \cdot \sin 0 = 0 \text{ N} \quad (58)$$

Odpor proti pohybu v úseku 2 – 3

$$F_{23} = T_3 - T_2 = 156 \text{ N} \quad (59)$$

ÚSEK 3 – 4**Odpor proti pohybu v úseku 3 – 4**

$$F_{34} = l_{34} \cdot q_t \cdot \mu_u = 1,186 \cdot 77 \cdot 0,3 = 27 \text{ N} \quad (60)$$

Tah v bodě 4

$$T_4 = T_1 + F_{12} + F_{23} + F_{34} = 1000 + 301 + 156 + 27 = 1484 \text{ N} \quad (61)$$

ÚSEK 4 – 5**Odpor proti pohybu v úseku 4 – 5**

$$F_{45} = l_{45} \cdot q_t \cdot \mu_u = 0,578 \cdot 77 \cdot 0,3 = 13 \text{ N} \quad (62)$$

Tah v bodě 5

$$T_5 = T_1 + F_{12} + F_{23} + F_{34} + F_{45} = 1000 + 301 + 156 + 27 + 13 = 1497 \text{ N} \quad (63)$$

ÚSEK 5 – 6**Odpor proti pohybu v úseku 5 – 6**

$$F_{56} = l_{56} \cdot q_t \cdot \mu_u + l_{56} \cdot q_p \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a\right) \cdot \mu_p \quad (64)$$

$$F_{56} = 0,608 \cdot 77 \cdot 0,3 + 0,608 \cdot 99 \cdot \left(1 + \frac{0,8}{0,85} \cdot 0,41\right) \cdot 0,33 = 42 \text{ N}$$

Tah v bodě 6

$$T_6 = T_1 + F_{12} + F_{23} + F_{34} + F_{45} + F_{56} \quad (65)$$

$$T_6 = 1000 + 301 + 156 + 27 + 13 + 42 = 1539 \text{ N}$$

ÚSEK 6 – 7

Dle Obr. 12 volím úhly: $\psi_0 = 0^\circ$, $\psi = 22^\circ$, $\alpha = 0^\circ$

Tah v bodě 7

$$T_7 = e^{\mu_u \cdot (\psi - \psi_0)} \cdot \left[T_6 + \frac{A_2 \cdot (\mu_u \cdot \sin \psi_0 + \cos \psi_0)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{B_2 \cdot (\mu_u \cdot \cos \psi_0 - \sin \psi_0)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{C_2}{\mu_u} \right] - \frac{A_2 \cdot (\mu_u \cdot \sin \psi + \cos \psi)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{B_2 \cdot (\sin \psi - \mu_u \cdot \cos \psi)}{\mu_u^2 + 1} + \frac{C_2}{\mu_u} \quad (66)$$

$$T_7 = e^{0,3 \cdot (22 - 0)} \cdot \left[1539 + \frac{206 \cdot (0,3 \cdot \sin 0 + \cos 0)}{0,3^2 + 1} + \frac{68 \cdot (0,3 \cdot \cos 0 - \sin 0)}{0,3^2 + 1} + \frac{0}{0,3} \right] - \frac{206 \cdot (0,3 \cdot \sin 22 + \cos 22)}{0,3^2 + 1} + \frac{68 \cdot (\sin 22 - 0,3 \cdot \cos 22)}{0,3^2 + 1} + \frac{0}{0,3} = 1456 \text{ N}$$

Kde:

$$A_2 = \frac{R_0 \cdot \cos \alpha \cdot q_p \cdot d_{tr}}{t_u \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot \lambda_a} \cdot \left(e^{\frac{4 \cdot \mu_p \cdot \lambda_a}{d_{tr}} \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot t_u} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{4 \cdot \mu_p} + \frac{s_u \cdot \lambda_a}{d_{tr}} \right) +$$
(67)

$$R_0 \cdot \sin 0 \cdot q_p \cdot \mu_p \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a \right) + R \cdot q_t \cdot \cos \alpha$$

$$A_2 = \frac{1 \cdot \cos 0 \cdot 99 \cdot 0,154}{0,16 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,41} \cdot \left(e^{\frac{4 \cdot 0,33 \cdot 0,41}{0,154} \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,16} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{4 \cdot 0,33} + \frac{0,02 \cdot 0,41}{0,154} \right) +$$

$$1 \cdot \sin 0 \cdot 99 \cdot 0,33 \cdot \left(1 + \frac{0,8}{0,85} \cdot 0,41 \right) + 1 \cdot 77 \cdot \cos 0 = 206 \text{ N}$$

$$B_2 = R_0 \cdot q_p \cdot \mu_p \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a \right) + R \cdot q_t \cdot \mu_u \cdot \cos \alpha$$
(68)

$$B_2 = 1 \cdot 99 \cdot 0,33 \cdot \left(1 + \frac{0,8}{0,85} \cdot 0,41 \right) + 1 \cdot 77 \cdot 0,3 \cdot \cos 0 = 68 \text{ N}$$

$$C_2 = R_0 \cdot q_t \cdot \mu_u \cdot \sin \alpha = 1 \cdot 77 \cdot 0,3 \cdot \sin 0 = 0 \text{ N}$$
(69)

Odpor proti pohybu v úseku 6 – 7

$$F_{67} = T_7 - T_6 = 231 \text{ N}$$
(70)

ÚSEK 7 – 8

Odpor proti pohybu v úseku 7 – 8

$$F_{78} = \left(l_{78} \cdot \cos \delta \cdot q_t \cdot \mu_u + l_{78} \cdot \cos \delta \cdot q_p \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a \right) \cdot \mu_p \right) \cdot \cos \delta +$$
(71)

$$\left[l_{78} \cdot \sin \delta \cdot q_t + l_{78} \cdot \sin \delta \cdot q_p \cdot \frac{d}{4 \cdot t_u \cdot \mu_p \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot \lambda_a} \cdot \right.$$

$$\left. \left(e^{\frac{4 \cdot \mu_p \cdot \lambda_a}{d} \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot t_u} - 1 \right) \right] \cdot \sin \delta$$

$$F_{78} = \left(33,186 \cdot \cos 22 \cdot 77 \cdot 0,3 + 33,186 \cdot \cos 22 \cdot 99 \cdot \left(1 + \frac{0,8}{0,85} \cdot 0,41 \right) \cdot 0,33 \right) \cdot$$

$$\cos 22 + [33,186 \cdot \sin 22 \cdot 77 + 33,186 \cdot \sin 22 \cdot 99 \cdot$$

$$\frac{0,154}{4 \cdot 0,16 \cdot 0,33 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,41} \cdot \left(e^{\frac{4 \cdot 0,33 \cdot 0,41}{0,154} \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,16} - 1 \right) \cdot \sin 22$$

$$F_{78} = 2875 \text{ N}$$

Tah v bodě 8

$$T_8 = T_1 + F_{12} + F_{23} + F_{34} + F_{45} + F_{56} + F_{67} + F_{78} \quad (72)$$

$$T_8 = 1000 + 301 + 156 + 27 + 13 + 42 + 231 + 2875 = 4644 \text{ N}$$

OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM ŘETĚZOVÉM KOLE

$$F_1 = T_8 - T_1 = 4644 - 1000 = 3644 \text{ N} \quad (73)$$

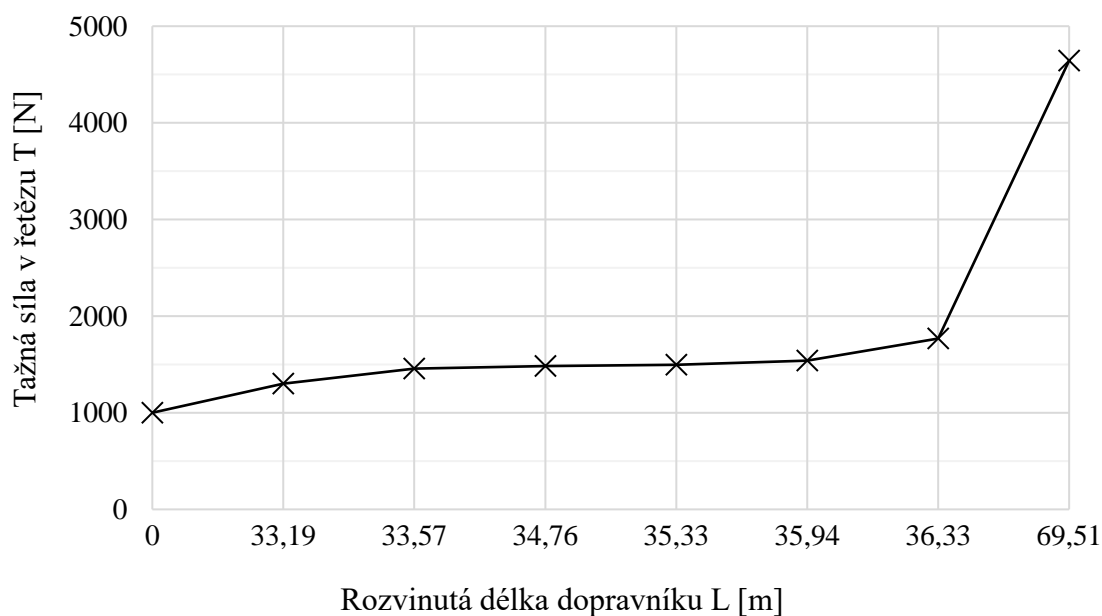
VÝSLEDNICE TAHŮ V ŘETĚZU NA HNACÍM ŘETĚZOVÉM KOLE

$$F_2 = F_1 + T_1 = 3644 + 1000 = 4644 \text{ N} \quad (74)$$

NAPÍNAČÍ SÍLA

Síla, kterou musí vyvinout napínací pružina pro dosažení minimální obvodové síly v místě sbíhání tažného členu z hnací řetězky.

$$F_{nap} = 2 \cdot T_4 = 2 \cdot 1484 = 2968 \text{ N} \quad (75)$$



Obr. 17 Závislost tažných sil na délce dopravníku I

3.3 NÁVRH POHONU

POTŘEBNÝ VÝKON POHONU

$$P = k \cdot \frac{F_1 \cdot v}{\eta_{poh}} = 1,5 \cdot \frac{3644 \cdot 0,3}{0,8} = 2050 \text{ W} \quad (76)$$

Kde:

$$k = 1,5 [-] \quad \text{koeficient bezpečnosti volím}$$

$$\eta_{poh} = 0,8 [-] \quad \text{účinnost pohonu dle výrobce [14]}$$

VÝPOČET POHÁNĚCÍHO OZUBENÉHO KOLA

Výpočet poháněcího ozubeného kola je proveden dle normy ČSN 01 4805 [6].

Průměr roztečné kružnice řetězového kola

$$D_k = \sqrt{\left(\frac{t_{\ddot{r}}}{\sin \frac{90}{z_k}}\right)^2 + \left(\frac{d_{\ddot{r}}}{\cos \frac{90}{z_k}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,080}{\sin \frac{90}{8}}\right)^2 + \left(\frac{0,016}{\cos \frac{90}{8}}\right)^2} = 0,41039 \text{ m} \quad (77)$$

Kde:

$$z_k = 8 [-] \quad \text{Počet zubů řetězového kola volím}$$

POTŘEBNÉ OTÁČKY POHÁNĚCÍHO KOLA

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_k} = \frac{0,3}{\pi \cdot 0,41039} = 0,23 \text{ s}^{-1} = 13,96 \text{ min}^{-1} \quad (78)$$

POTŘEBNÝ KROUTÍCÍ MOMENT POHONU

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{2050}{2 \cdot \pi \cdot 0,23} = 1419 \text{ Nm} \quad (79)$$

VOLBA POHONU DOPRAVNÍKU

Dle předchozích výpočtů je pro pohon dopravníku zvolen třífázový převodový elektromotor s označením FA97/GDRN100L4BE5 dodávaný firmou SEW-EURODRIVE jako kompaktní jednotka. Tento pohon se skládá z třífázového elektromotoru osazený brzdou a ovládaný měničem frekvence pro plynulý rozjezd. Elektromotor pohání plochou čelní převodovku s dutou výstupní hřídelí pro nasazení na hřídel hnacího řetězového kola a zajištění momentovou vzpěrou. Parametry převodového elektromotoru udávající katalog výrobce SEW-EURODRIVE [14] jsou vypsány níže.

Parametry pohonné jednotky dle katalogu výrobce [14]:

| | |
|-------------------------------|-------------------------------|
| Výkon motoru: | $P_n = 3000 \text{ W}$ |
| Výstupní kroutící moment: | $M_{kv} = 2010 \text{ Nm}$ |
| Jmenovité otáčky motoru: | $n_m = 1456 \text{ min}^{-1}$ |
| Výstupní otáčky: | $n_v = 14 \text{ min}^{-1}$ |
| Celkový převodový poměr: | $i = 102,16 [-]$ |
| Účinnost pohonu: | $\eta_{poh} = 0,8 [-]$ |
| Průměr výstupní duté hřídele: | $d_v = 0,07 \text{ m}$ |
| Brzdný moment: | $M_b = 55 \text{ Nm}$ |
| Hmotnost pohonné jednotky: | $m_m = 221 \text{ kg}$ |

Výpočet skutečné dopravní rychlosti

$$v_s = \pi \cdot D_k \cdot n_v = \pi \cdot 0,41039 \cdot \frac{14}{60} = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (80)$$

3.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V této kapitole jsou uvedeny pevnostní výpočty zvolených částí dopravníku.

3.4.1 KONTROLA TAŽNÉHO ŘETĚZU

Maximální tahová síla se nachází v místě nabíhání řetězu na hnací řetězové kolo. Tato hodnota musí splňovat následující podmínku bezpečnosti stanovenou výrobcem řetězu.

$$F_{rmax} = T_8 \cdot k_b = 4644 \cdot 4 = 18\,576 \text{ N} \quad (81)$$

$$F_{rmax} \leq F_{rdov}$$

$$18\,576 \text{ N} < 25\,000 \text{ N}$$

Podmínka splněna

Kde:

$$k_b = 4 [-] \quad \text{koeficient bezpečnosti}$$

V případě zaseknutí řetězu s unašeči je na řetěz vyvinuta síla maximálním kroutícím momentem motoru.

$$F_{\dot{r}max1} = \frac{M_{kv}}{D_k} \cdot k_b = \frac{2010}{0,41039} \cdot 4 = 19\,591\,N \quad (82)$$

$$F_{\dot{r}max1} \leq F_{\dot{r}dov}$$

$$19\,591\,N < 25\,000\,N$$

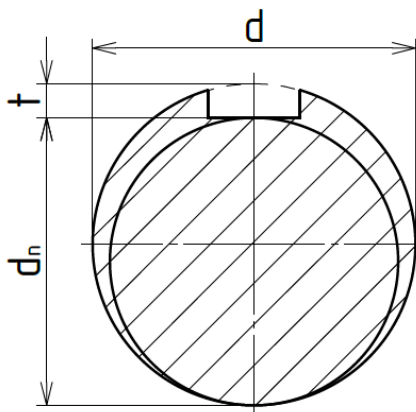
Podmínka splněna

3.4.2 KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE

Průměr hnací hřídele je navržen s ohledem na průměr výstupní duté hřídele převodovky. Pro hřídel je zvolen materiál 12 060. Hodnoty dovoleného namáhání jsou voleny dle [2] str. 54.

| | |
|--|--------------------------|
| Dovolené namáhání v krutu pro míjivé napětí: | $\tau_{kD} = 70\,MPa$ |
| Dovolené namáhání v ohybu pro míjivé napětí: | $\sigma_{oD} = 120\,MPa$ |
| Dovolené namáhání v tlaku pro míjivé napětí: | $p_D = 150\,MPa$ |
| Mez únavy v ohybu: | $\sigma_{oC} = 215\,MPa$ |
| Mez únavy v krutu: | $\tau_{kC} = 150\,MPa$ |

Průměr kruhového průřezu hřídele je ovlivněn hloubkou drážky pro pero viz obrázek níže, proto je nutné nosný průměr přepočítat.



Obr. 18 Průměr ovlivněn perem

$$d_n = d_{h0} - t = 70 - 7,4 = 62,6\,mm \quad (83)$$

Kde:

| | |
|-----------------|---|
| $d_n = [mm]$ | průměr ovlivněn perem |
| $d_{h0} = [mm]$ | průměr hřídele v převodovce |
| $t = [mm]$ | hloubka drážky v hřídeli dle [2] str. 467 |

KONTROLA NA KRUT V NEJMENŠÍM PRŮŘEZU PRO MAXIMÁLNÍ VÝSTUPNÍ MOMENT POHONU

$$\tau_k = \frac{M_{kv}}{W_k} = \frac{M_{kv}}{\frac{\pi \cdot d_n^3}{16}} = \frac{2010}{\frac{\pi \cdot 0,0626^3}{16}} = 41\,729\,499 \text{ Pa} \cong 41,73 \text{ MPa} \quad (84)$$

$$\tau_k \leq \tau_{kD}$$

$$41,73 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa}$$

Podmínka splněna

KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Výpočty provedeny dle literatury [5] str. 1080.

Výpočet maximální síly působící na pero

$$F_p = \frac{M_{kv}}{\frac{d_{h0}}{2}} = \frac{2010}{\frac{0,07}{2}} = 57\,429 \text{ N} \quad (85)$$

Minimální délka pera z kontroly na otláčení

$$l' = \frac{F_p}{p_D \cdot t_1} = \frac{57\,429}{150 \cdot 4,6} = 83,2 \text{ mm} \quad (86)$$

Kde:

$t_1 = [\text{mm}]$ hloubka drážky v náboji dle [2] str. 467

$l' = [\text{mm}]$ minimální délka boku pera

Jelikož zaoblené konce pera nejsou schopny přenášet plné zatížení, minimální délka pera je stanovena následujícím vztahem.

$$l_{pmin} = l' + b_p = 83,2 + 20 = 103,2 \text{ mm} \quad (87)$$

Kde:

$l_{pmin} = [\text{mm}]$ minimální délka pera

$b_p = [\text{mm}]$ šířka pera dle literatury [2] str. 467

Volím normalizovanou délku pera $l_p = 110 \text{ mm}$ dle literatury [2] str. 467.

Tlak na bok pera

$$p_p = \frac{F_p}{t_1 \cdot (l_p - b)} = \frac{57\,429}{4,6 \cdot (110 - 20)} = 138,71 \text{ MPa} \quad (88)$$

$$p_p \leq p_D$$

$$138,71 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

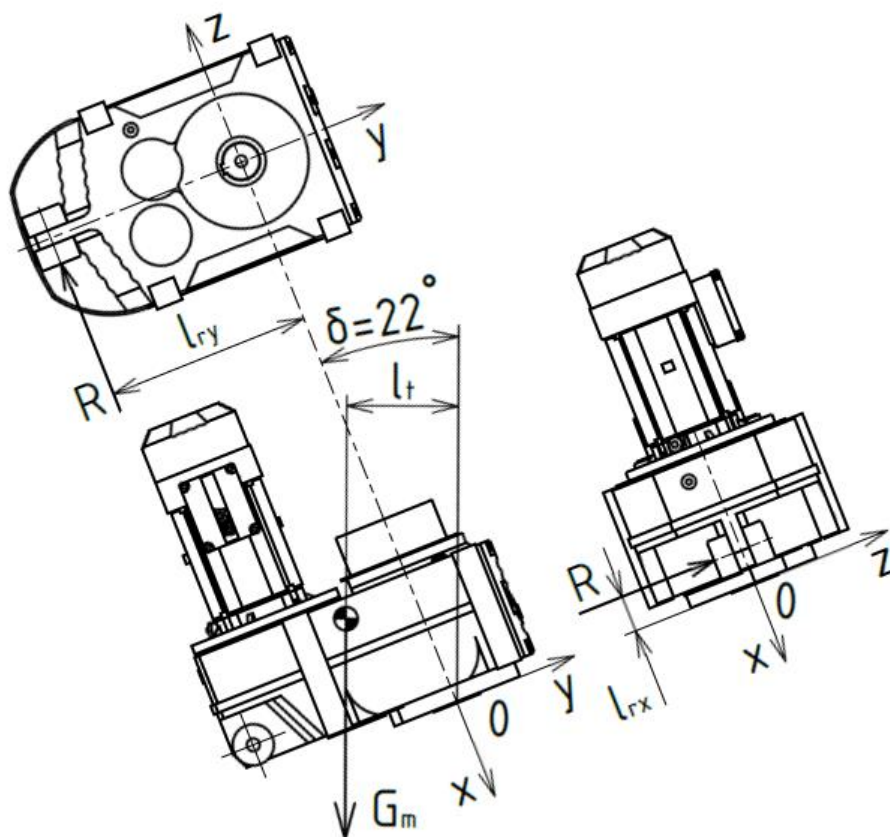
Podmínka splněna

Kromě tahů v řetězu a točivého momentu je hnací hřídel zatížen také tíhou motoru s převodovkou.

TÍHA MOTORU S PŘEVODOVKOU

$$G_m = m_m \cdot g = 221 \cdot 9,81 = 2168 \text{ N} \quad (89)$$

Protože nasazením duté hřídele převodovky je konec hřídele silně vyztužen, počítám s ohybem od bodu 0 viz obrázky níže. Rameno tíhy pohonné jednotky k tomuto bodu je odhadnuto dle katalogu výrobce [14].



Obr. 19 Zatížení od motoru I

MOMENT TÍHY POHONNÉ JEDNOTKY K BODU 0

$$M_m = G_m \cdot l_t = 2168 \cdot 0,21 = 455 \text{ Nm} \quad (90)$$

Kde:

$$l_t = 0,21 \text{ m} \quad \text{rameno tíhy pohonné jednotky}$$

SLOŽKA TÍHY POHONNÉ JEDNOTKY KOLMÁ NA OSU HŘÍDELE

$$F_{my} = G_m \cdot \sin \delta = 2168 \cdot \sin 22 = 812 \text{ N} \quad (91)$$

SLOŽKA TÍHY POHONNÉ JEDNOTKY ROVNOBĚŽNÁ S OSOU HŘÍDELE

$$F_{mx} = G_m \cdot \cos \delta = 2168 \cdot \cos 22 = 2010 \text{ N} \quad (92)$$

Za provozu je hřídel zatížena kroutícím momentem M_k , silou od tahu v řetězu F_2 , zatížením od tíhy motoru a převodovky G_m a od reakce momentové vzpěry R zachycující kroutící moment pohonné jednotky viz Obr. 19.

VELIKOST REAKCE

$$R = \frac{M_k}{l_{ry}} = \frac{1419}{0,395} = 3592 \text{ N} \quad (93)$$

Kde:

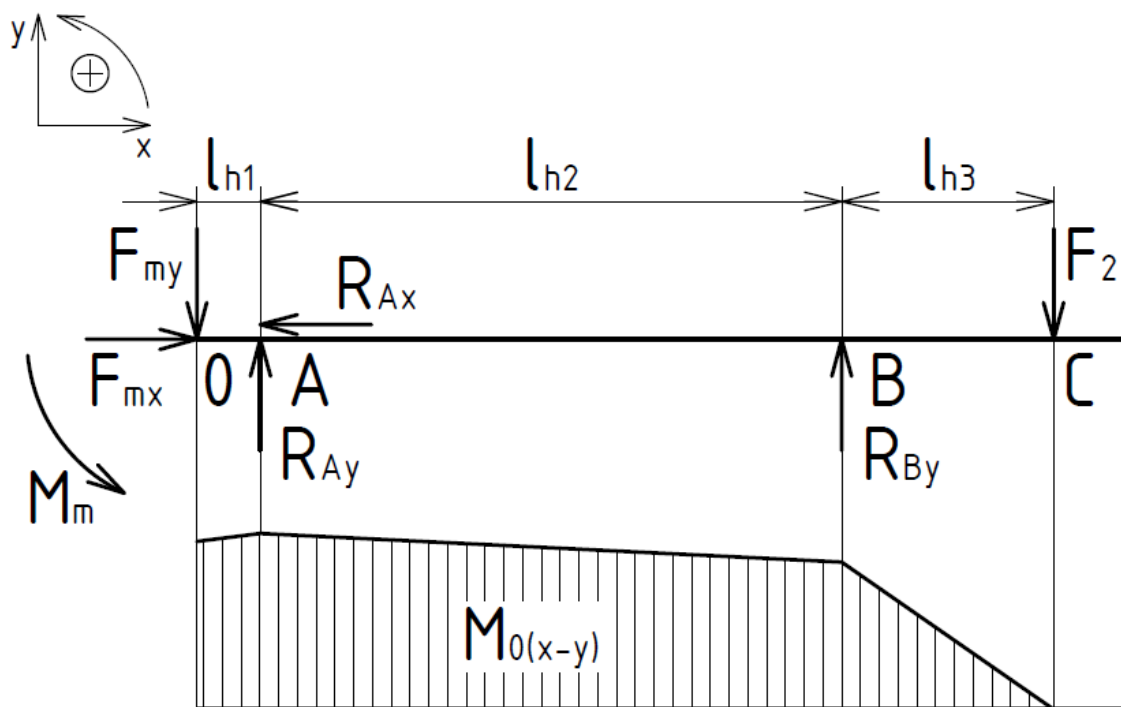
$$l_{ry} = 0,395 \text{ m} \quad \text{rameno reakce dle katalogu výrobce [14]}$$

MOMENT REAKCE K BODU 0

$$M_R = R \cdot l_{rx} = 3592 \cdot 0,07 = 251 \text{ Nm} \quad (94)$$

Kde:

$$l_{rx} = 0,07 \text{ m} \quad \text{rameno reakce dle katalogu výrobce [14]}$$

ŘEŠENÍ REAKCÍ A OHYBOVÝCH MOMENTŮ V ROVINĚ X-Y


Obr. 20 Úplné uvolnění hřídele I v rovině x-y

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 \qquad F_{mx} - R_{Ax} = 0 \qquad (95)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{my} + R_{Ay} + R_{By} - F_2 = 0 \qquad (96)$$

$$\sum M_{oA} = 0 \quad M_m + F_{my} \cdot l_{h1} + R_{By} \cdot l_{h2} - F_2 \cdot (l_{h2} + l_{h3}) = 0 \qquad (97)$$

Řešení

$$R_{Ax} = F_{mx} = 2010 \text{ N} \qquad (98)$$

$$R_{By} = \frac{F_2 \cdot (l_{h2} + l_{h3}) - M_m - F_{my} \cdot l_{h1}}{l_{h2}} \qquad (99)$$

$$R_{By} = \frac{4644 \cdot (0,236 + 0,086) - 455 - 812 \cdot 0,026}{0,236} = 4319 \text{ N}$$

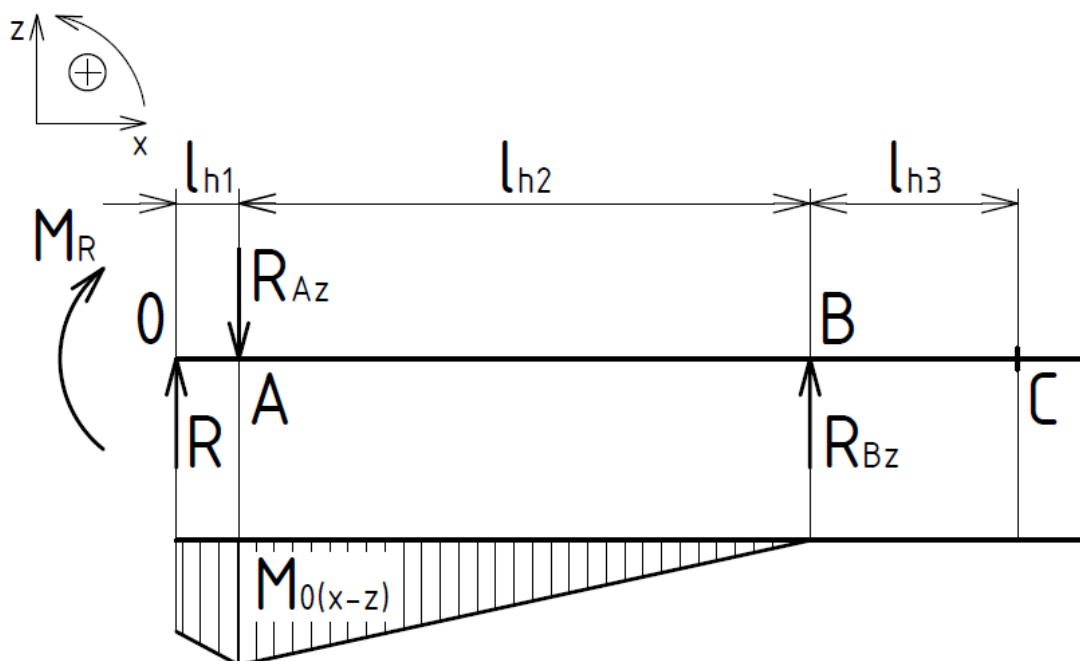
$$R_{Ay} = F_2 - R_{By} + F_{my} = 4644 - 4319 + 812 = 1137 \text{ N} \qquad (100)$$

Stanovení ohybových momentů

$$M_{o0(x-y)} = -M_m = -455 \text{ Nm} \qquad (101)$$

$$M_{oA(x-y)} = -M_m - F_{my} \cdot l_{h1} = -455 - 812 \cdot 0,026 = -476 \text{ Nm} \qquad (102)$$

$$M_{oB(x-y)} = -F_2 \cdot l_{h3} = -4644 \cdot 0,086 = -399 \text{ Nm} \quad (103)$$

ŘEŠENÍ REAKCÍ A OHYBOVÝCH MOMENTŮ V ROVINĚ X-Z


Obr. 21 Úplné uvolnění hřídele I v rovině x-z

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum M_{oA} = 0 \quad -M_R - R \cdot l_{h1} + R_{Bz} \cdot l_{h2} = 0 \quad (104)$$

$$\sum M_{oB} = 0 \quad -M_R - R \cdot (l_{h1} + l_{h2}) + R_{Az} \cdot l_{h2} = 0 \quad (105)$$

Řešení

$$R_{Bz} = \frac{M_R + R \cdot l_{h1}}{l_{h2}} = \frac{251 + 3592 \cdot 0,026}{0,236} = 1459 \text{ N} \quad (106)$$

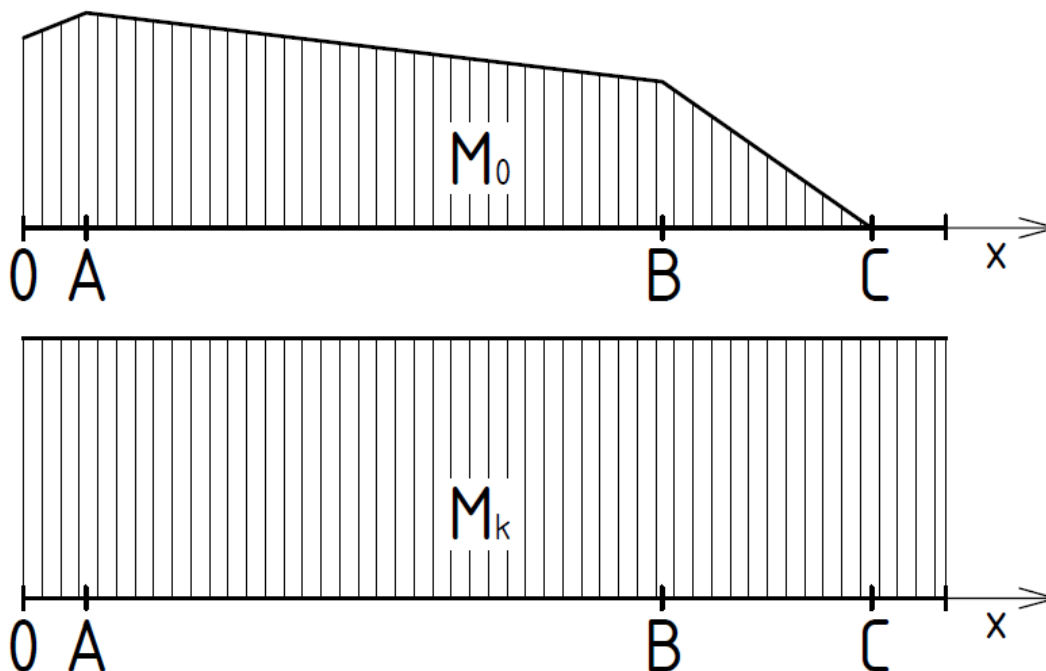
$$R_{Az} = \frac{M_R + R \cdot (l_{h1} + l_{h2})}{l_{h2}} = \frac{251 + 3592 \cdot (0,026 + 0,236)}{0,236} = 5051 \text{ N} \quad (107)$$

Stanovení ohybových momentů

$$M_{o0(x-z)} = M_R = 251 \text{ Nm} \quad (108)$$

$$M_{oA(x-z)} = M_R + R \cdot l_{h1} = 251 + 3592 \cdot 0,026 = 344 \text{ Nm} \quad (109)$$

VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY



Obr. 22 Výsledné vnitřní silové účinky

VÝSLEDNÉ VELIKOSTI OHYBOVÝCH MOMENTŮ

$$M_{00} = \sqrt{M_{00(x-y)}^2 + M_{00(x-z)}^2} = \sqrt{-455^2 + 251^2} = 519 \text{ Nm} \quad (110)$$

$$M_{0A} = \sqrt{M_{0A(x-y)}^2 + M_{0A(x-z)}^2} = \sqrt{-476^2 + 344^2} = 587 \text{ Nm} \quad (111)$$

$$M_{0B} = 399 \text{ Nm} \quad (112)$$

Kroutící moment je po délce hřídele konstantní $M_k = 1419 \text{ Nm}$

Zatížení osovými silami je při řešení napjatosti zanedbáno.

VÝSLEDNÉ REAKCE V ROVINĚ ROVNOBĚŽNÉ S ROVINOU Y-Z

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{1137^2 + 5051^2} = 5177 \text{ N} \quad (113)$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{4319^2 + 1459^2} = 4559 \text{ N} \quad (114)$$

Početně budou kontrolovány průřezy v místech bodů 0 a A. Na základě tvaru hřídele a průběhu zatěžovacích sil jsou určeny hodnoty napětí v jednotlivých průřezích hřídele.

Vzorce použity pro kontrolní výpočet statického namáhání hřídele

Ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [MPa] \quad (115)$$

Krut

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} [MPa] \quad (116)$$

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32} [mm^3] \quad (117)$$

Průřezový modul v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_i^3}{16} [mm^3] \quad (118)$$

Kde:

$$d_i = [mm] - \text{průměr hřídele v jednotlivých průřezech}$$

V místech namáhaných ohybem i krutem, je nutné přepočítat hodnoty na redukované napětí σ_{red} dle pevnostní teorie HMH.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (119)$$

Vypočtené hodnoty namáhání jsou uspořádány do tabulky níže.

Tab. 2 Hodnoty namáhání hřídele I

| Průřez | V místě bodu 0 | V místě bodu A |
|-------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Ohyb | $M_{o0} = 519 \text{ Nm}$ | $M_{oA} = 587 \text{ Nm}$ |
| | $W_{o0} = 33\,674 \text{ mm}^3$ | $W_{oA} = 50\,265 \text{ mm}^3$ |
| | $\sigma_{o0} = 15,41 \text{ MPa}$ | $\sigma_{oA} = 11,68 \text{ MPa}$ |
| Krut | $M_{k0} = 1419 \text{ Nm}$ | $M_{kA} = 1419 \text{ Nm}$ |
| | $W_{k0} = 67\,348 \text{ mm}^3$ | $W_{kA} = 100\,531 \text{ mm}^3$ |
| | $\tau_{k0} = 21,07 \text{ MPa}$ | $\tau_{kA} = 14,12 \text{ MPa}$ |
| Redukované napětí | $\sigma_{red0} = 39,61 \text{ MPa}$ | $\sigma_{redA} = 27,09 \text{ MPa}$ |

KONTROLNÍ VÝPOČET STATICKÉHO NAMÁHÁNÍ HŘÍDELE**Statická bezpečnost průřezu v místě bodu 0**

$$k_{s0} = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_{red0}} = \frac{120}{39,61} = 3,03 [-] \quad (120)$$

Statická bezpečnost průřezu v místě bodu A

$$k_{sA} = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_{redA}} = \frac{120}{27,09} = 4,43 [-] \quad (121)$$

Statické bezpečnosti v kontrolovaných průřezích vyhovují.

KONTROLNÍ VÝPOČET ÚNAVOVÉHO NAMÁHÁNÍ HŘÍDELE

Únavová bezpečnost je určena pouze pro průřez s menší statickou bezpečností, tedy průřez v místě bodu 0, pomocí korigované meze únavy vypočtenou Marinovou rovnicí dle literatury [5] str. 345.

Součinitel jakosti povrchu

$$k_a = a_m \cdot R_m^{b_m} = 4,51 \cdot 600^{-0,265} = 0,877 [-] \quad (122)$$

Kde:

| | |
|-------------------------|--|
| $a_m = 4,51 [-]$ | součinitel pro úpravu obráběním dle [5] Tab. 7-4 |
| $b_m = -0,265 [-]$ | exponent pro úpravu obráběním dle [5] Tab. 7-4 |
| $R_m = 600 \text{ MPa}$ | mez pevnosti v tahu oceli 12060 dle [2] |

Součinitel velikosti tělesa

$$k_b = 1,51 \cdot d_{h0}^{-0,157} = 1,51 \cdot 70^{-0,157} = 0,775 [-] \quad (123)$$

Kde:

| | |
|--------------------------|-------------------------------|
| $d_{h0} = 70 \text{ mm}$ | průměr hřídele v místě bodu 0 |
|--------------------------|-------------------------------|

Součinitel vlivu způsobu zatěžování

$$k_c = 0,59 [-] \quad \text{pro kombinaci ohyb + krut dle [5] str. 348}$$

Ostatní součinitele v Marinově rovnici jsou rovny 1.

Korigovaná mez únavy v ohybu dle Marinovi rovnice

$$\sigma'_{oC0} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot \sigma_{oC} = 0,877 \cdot 0,775 \cdot 0,59 \cdot 215 = 86,21 \text{ MPa} \quad (124)$$

Únavová bezpečnost pro namáhání v ohybu

$$k_{oC0} = \frac{\sigma'_{oC0}}{\sigma_{o0}} = \frac{86,21}{15,41} = 5,59 [-] \quad (125)$$

Korigovaná mez únavy v krutu dle Marinovi rovnice

$$\tau'_{kC0} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot \tau_{kC} = 0,877 \cdot 0,775 \cdot 0,59 \cdot 150 = 60,15 \text{ MPa} \quad (126)$$

Únavová bezpečnost pro namáhání v krutu

$$k_{kC0} = \frac{\tau'_{kC0}}{\tau_{k0}} = \frac{60,15}{21,07} = 2,85 [-] \quad (127)$$

Výsledná bezpečnost pro únavový lom

$$k_{C0} = \frac{k_{oC0} \cdot k_{kC0}}{\sqrt{k_{oC0}^2 + k_{kC0}^2}} = \frac{5,59 \cdot 2,85}{\sqrt{5,59^2 + 2,85^2}} = 2,54 [-] \quad (128)$$

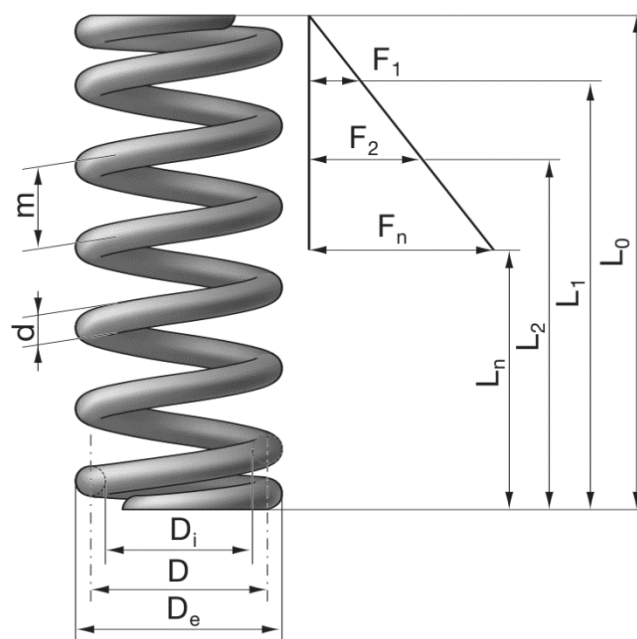
Bezpečnost pro únavový lom vyhovuje.

3.4.3 VÝPOČET TLAČNÉ NAPÍNACÍ PRUŽINY

Pro napínání je zvolena tlačná pružina od firmy Hennlich [11]. Výpočet proveden dle literatury [2] str. 613.

Parametry tlačné pružiny dle katalogu výrobce [11]:

| | |
|--|---|
| Průměr drátu: | $d_p = 10 \text{ mm}$ |
| Střední průměr pružiny: | $D_p = 50 \text{ mm}$ |
| Délka pružiny ve volném stavu: | $L_{p0} = 165 \text{ mm}$ |
| Délka pružiny v plně zatíženém stavu: | $L_{pn} = 115 \text{ mm}$ |
| Počet činných závitů: | $n_p = 8,5 [-]$ |
| Tuhost pružiny: | $k_p = 96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ |
| Síla vyvinutá pružinou v plně zatíženém stavu: | $F_{pn} = 4797 \text{ N}$ |



Obr. 23 Tlačná pružina Hennlich [11]

Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly

$$y_p = \frac{F_{nap}}{k_p} = \frac{2968}{96} = 31 \text{ mm} \quad (129)$$

Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu

$$y_n = \frac{F_{pn}}{k_p} = \frac{4797}{96} = 50 \text{ mm} \quad (130)$$

Mezní délka při dosednutí závitů

$$L_{pm} = d_p \cdot n_p = 10 \cdot 8,5 = 85 \text{ mm} \quad (131)$$

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VARIANTY II

Druhá varianta dopravníku je určena pro dopravu odpadního kalu z místa násypky, přímou dopravní tratí do výsypky, která je součástí poháněcí stanice.

4.1 KAPACITNÍ VÝPOČET

Pro kapacitní výpočet volím tyto hodnoty:

| | |
|---|--|
| Dopravní rychlost: | $v = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| Objemová hmotnost odpadního kalu dle [19]: | $\rho_k = 1050 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| Úhel vnitřního tření odpadního kalu dle [19]: | $\varphi_{ek} = 36^\circ$ |
| Součinitel tření odpadní kal – ocel dle [19]: | $\mu_p = 0,47 [-]$ |
| Součinitel nedostatečného plnění: | $\eta_F = 0,8 [-]$ |

Součinitel sypanosti

$$\lambda_a = \tan^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_{ek}}{2} \right) = \tan^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{36}{2} \right) = 0,26 [-] \quad (132)$$

NÁVRH DOPRAVNÍHO POTRUBÍ A TAŽNÉHO ČLENU

Dopravní trať tvoří bezešvé trubky z nerezové oceli dle normy DIN 2462/1,4301. Nerezová ocel je zvolena z hlediska dopravy korozivního materiálu. Rozměry potrubí dle katalogu výrobce ARMAT, spol. [7] jsou vypsány níže.

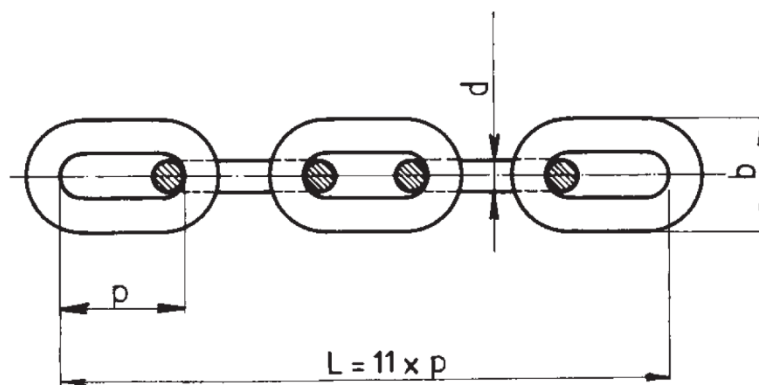
Rozměry dopravního potrubí dle výrobce [7]:

| | |
|-----------------|-----------------------------|
| Vnější průměr: | $D_{tr} = 159 \text{ mm}$ |
| Síla stěny: | $s_{tr} = 6,3 \text{ mm}$ |
| Vnitřní průměr: | $d_{tr} = 146,4 \text{ mm}$ |

Objem jednoho metru dutiny dopravního potrubí

$$V_{tr} = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot 1 = \frac{\pi \cdot 0,1464^2}{4} \cdot 1 = 0,0168 \text{ m}^3 \quad (133)$$

Tažným členem je nekonečný kalibrovaný článkový řetěz 16x80 dle DIN 762 T3 s plastovými unašeči viz níže. Pro stanovení objemu jednoho metru řetězu byl použit program Inventor 2017.



Obr. 24 Schéma článkového řetězu [13]

Parametry článkového řetězu dle katalogu výrobce [13]:

| | |
|--------------------------------|--|
| Tloušťka drátu: | $d_{\dot{r}} = 16 \text{ mm}$ |
| Rozteč článku: | $p_{\dot{r}} = 80 \text{ mm}$ |
| Vnější šířka článku: | $b_{\dot{r}} = 57,6 \text{ mm}$ |
| Objem jednoho metru řetězu: | $V_{\dot{r}} = 0,0006 \text{ m}^3$ |
| Hmotnost jednoho metru řetězu: | $m_{\dot{r}} = 4,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ |
| Dovolené zatížení: | $F_{\dot{r}dov} = 25 \text{ kN}$ |

Tíha jednoho metru řetězu

$$q_{\dot{r}} = m_{\dot{r}} \cdot g = 4,7 \cdot 9,81 = 46 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (134)$$

Kruhové unašeče tažného členu jsou vyrobeny z plastu TECHTRON HPV PPS odolného proti opotřebení a nízkým koeficientem tření. Materiálové vlastnosti viz katalogové listy [17], [18].

Parametry unašečů tažného členu:

| | |
|---------------------------------|--|
| Objemová hmotnost: | $\rho_u = 1430 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| Součinitel tření unašeč – ocel: | $\mu_u = 0,3 [-]$ |
| Průměr unašeče: | $d_u = 140 \text{ mm}$ |
| Šířka unašeče: | $s_u = 20 \text{ mm}$ |
| Rozteč unašečů: | $t_u = 160 \text{ mm}$ |

Objem unašečů na jednom metru

$$V_u = \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \cdot s_u \cdot \frac{1}{t_u} = \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \cdot 0,02 \cdot \frac{1}{0,16} = 0,00192 \text{ m}^3 \quad (135)$$

Hmotnost jednoho unašeče

$$m_u = \rho_u \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \cdot s_u = \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \cdot 0,02 = 0,44 \text{ kg} \quad (136)$$

Tíha jednoho metru řetězu s unašeči

$$q_t = q_f + m_u \cdot \frac{1}{t_u} \cdot g = 46 + 0,44 \cdot \frac{1}{0,16} \cdot 9,81 = 73 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (137)$$

Objemová účinnost dopravního potrubí s tažným členem

$$\eta_V = \frac{V_{tr} - (V_f + V_u)}{V_{tr}} = \frac{0,0168 - (0,0006 + 0,00192)}{0,0168} = 0,85 \text{ [-]} \quad (138)$$

Tíha materiálu v jednom metru dopravního potrubí

$$q_k = \eta_F \cdot \eta_V \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot \rho_p \cdot g = 0,8 \cdot 0,85 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1464^2}{4} \cdot 1050 \cdot 9,81 = 118 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (139)$$

Dopravní výkonnost

$$Q_m = \eta_F \cdot \eta_V \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot v \cdot \rho_p = 0,8 \cdot 0,85 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1464^2}{4} \cdot 0,25 \cdot 1050 \quad (140)$$

$$Q_m = 10\,823 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

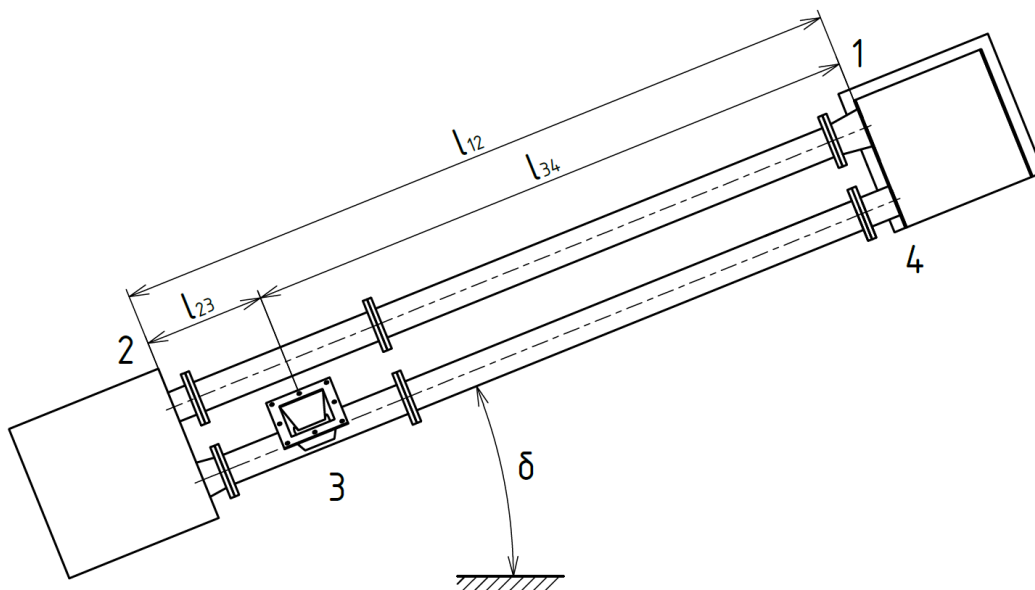
Podmínka minimální dopravní výkonnosti $Q \leq Q_m$ je splněna.

4.2 VÝPOČET ODPORU PROTI POHYBU A OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍ ŘETĚZCE

Cílem výpočtu je stanovení parametrů potřebných k návrhu pohonu a pro pevnostní analýzu.

ROZMĚRY ÚSEKŮ

Na obrázku níže je zobrazeno schéma dopravníku s vyznačenými úseky a rozměry.



Obr. 25 Schéma úseků dopravníku II

$$l_{12} = 34,356 \text{ m}$$

$$\delta = 22^\circ$$

$$l_{23} = 0,678 \text{ m}$$

$$l_{34} = 33,678 \text{ m}$$

ÚSEK 1 – 2**Tah v bodě 1**

Minimální obvodovou sílu, pro vymezení vůlí řetězu, v místě sbíhání tažného členu z hnací řetězky volím $T_1 = 1000 \text{ N}$.

Odpor proti pohybu v úseku 1 – 2

$$F_{12} = (l_{12} \cdot \cos \delta \cdot q_t \cdot \mu_u) \cdot \cos \delta + (-l_{12} \cdot \sin \delta \cdot q_t \cdot \mu_u) \cdot \sin \delta \quad (141)$$

$$F_{12} = (34,356 \cdot \cos 22 \cdot 73 \cdot 0,3) \cdot \cos 22 + (-34,356 \cdot \sin 22 \cdot 73 \cdot 0,3) \cdot \sin 22$$

$$F_{12} = 295 \text{ N}$$

Tah v bodě 2

$$T_2 = T_1 + F_{12} = 1000 + 295 = 1295 \text{ N} \quad (142)$$

ÚSEK 2 – 3**Odpor proti pohybu v úseku 2 – 3**

$$F_{23} = (l_{23} \cdot \cos \delta \cdot q_t \cdot \mu_u) \cdot \cos \delta + (l_{23} \cdot \sin \delta \cdot q_t \cdot \mu_u) \cdot \sin \delta \quad (143)$$

$$F_{12} = (0,678 \cdot \cos 22 \cdot 73 \cdot 0,3) \cdot \cos 22 + (0,678 \cdot \sin 22 \cdot 73 \cdot 0,3) \cdot \sin 22$$

$$F_{12} = 32 \text{ N}$$

Tah v bodě 3

$$T_3 = T_1 + F_{12} + F_{23} = 1000 + 295 + 32 = 1328 \text{ N} \quad (144)$$

ÚSEK 3 – 4**Odpor proti pohybu v úseku 3 – 4**

$$F_{34} = \left(l_{34} \cdot \cos \delta \cdot q_t \cdot \mu_u + l_{34} \cdot \cos \delta \cdot q_k \cdot \left(1 + \frac{\eta_F}{\eta_V} \cdot \lambda_a \right) \cdot \mu_k \right) \cdot \cos \delta + \quad (145)$$

$$\left[l_{34} \cdot \sin \delta \cdot q_t + l_{34} \cdot \sin \delta \cdot q_k \cdot \frac{d_{tr}}{4 \cdot t_u \cdot \mu_k \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot \lambda_a} \cdot \right.$$

$$\left. \left(e^{\frac{4 \cdot \mu_k \cdot \lambda_a \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot t_u}{d_{tr}}} - 1 \right) \right] \cdot \sin \delta$$

$$F_{34} = \left(33,678 \cdot \cos 22 \cdot 73 \cdot 0,3 + 33,678 \cdot \cos 22 \cdot 118 \cdot \left(1 + \frac{0,8}{0,85} \cdot 0,26 \right) \cdot 0,47 \right) \cdot$$

$$\cos 22 + [33,678 \cdot \sin 22 \cdot 73 + 33,678 \cdot \sin 22 \cdot 118 \cdot$$

$$\frac{0,1464}{4 \cdot 0,16 \cdot 0,47 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,26} \cdot \left(e^{\frac{4 \cdot 0,47 \cdot 0,26}{0,1464} \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,16} - 1 \right) \cdot \sin 22$$

$$F_{34} = 3649 \text{ N}$$

Tah v bodě 4

$$T_4 = T_1 + F_{12} + F_{23} + F_{34} = 1000 + 295 + 32 + 3649 = 4976 \text{ N} \quad (146)$$

OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM ŘETĚZOVÉM KOLE

$$F_1 = T_4 - T_1 = 4976 - 1000 = 3976 \text{ N} \quad (147)$$

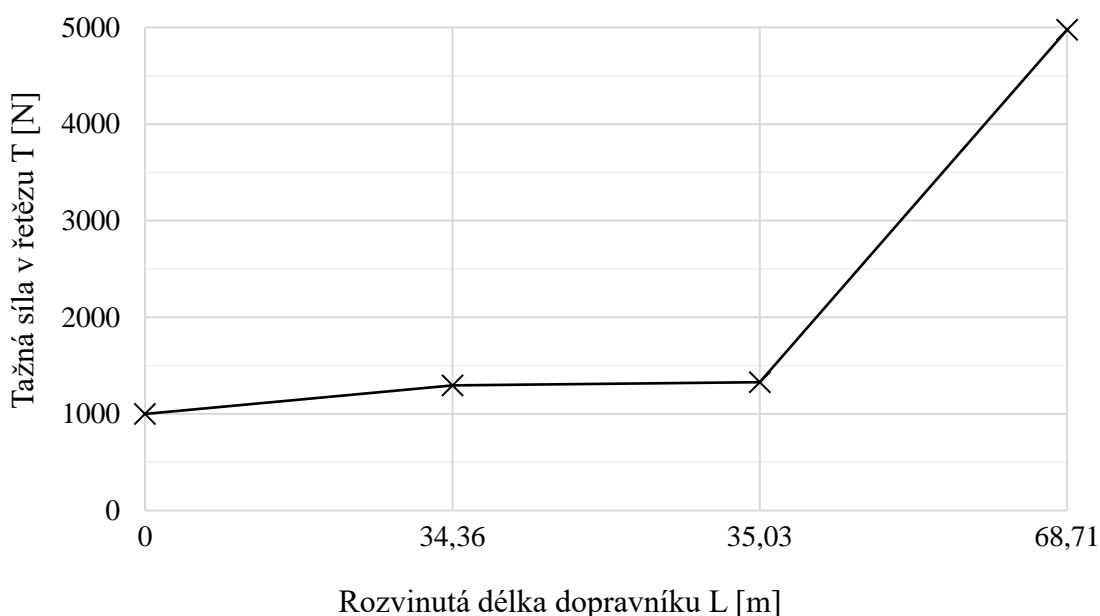
VÝSLEDNICE TAHŮ V ŘETĚZU NA HNACÍM ŘETĚZOVÉM KOLE

$$F_2 = F_1 + T_1 = 3976 + 1000 = 4976 \text{ N} \quad (148)$$

NAPÍNACÍ SÍLA

Síla, kterou musí vyvinout napínací pružina pro dosažení minimální obvodové síly v místě sbíhání tažného členu z hnací řetězky.

$$F_{nap} = 2 \cdot T_2 = 2 \cdot 1295 = 2590 \text{ N} \quad (149)$$



Obr. 26 Závislost tažných sil na délce dopravníku II

4.3 NÁVRH POHONU**POTŘEBNÝ VÝKON POHONU**

$$P = k \cdot \frac{F_1 \cdot v}{\eta_{poh}} = 1,5 \cdot \frac{3976 \cdot 0,25}{0,8} = 1864 \text{ W} \quad (150)$$

Kde:

$$k = 1,5 [-]$$

koeficient bezpečnosti volím

$$\eta_{poh} = 0,8 [-]$$

účinnost pohonu dle výrobce [14]

VÝPOČET POHÁNĚCÍHO OZUBENÉHO KOLA

Výpočet poháněcího ozubeného kola je proveden dle normy ČSN 01 4805 [6].

Průměr roztečné kružnice řetězového kola

$$D_k = \sqrt{\left(\frac{t_{\ddot{r}}}{\sin \frac{90}{z_k}}\right)^2 + \left(\frac{d_{\ddot{r}}}{\cos \frac{90}{z_k}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,080}{\sin \frac{90}{8}}\right)^2 + \left(\frac{0,016}{\cos \frac{90}{8}}\right)^2} = 0,41039 \text{ m} \quad (151)$$

Kde:

$$z_k = 8 [-]$$

Počet zubů řetězového kola volím

POTŘEBNÉ OTÁČKY POHÁNĚCÍHO KOLA

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_k} = \frac{0,25}{\pi \cdot 0,41039} = 0,19 \text{ s}^{-1} = 11,63 \text{ min}^{-1} \quad (152)$$

POTŘEBNÝ KROUTÍCÍ MOMENT POHONU

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{1864}{2 \cdot \pi \cdot 0,19} = 1561 \text{ Nm} \quad (153)$$

VOLBA POHONU DOPRAVNÍKU

Dle předchozích výpočtů je pro pohon dopravníku zvolen třífázový převodový elektromotor s označením FA97/GDRN112M6BE5 dodávaný firmou SEW-EURODRIVE jako kompaktní jednotka. Tento pohon se skládá z třífázového elektromotoru osazený brzdou a ovládaný měničem frekvence pro plynulý rozjezd. Elektromotor pohání plochou čelní převodovku s dutou výstupní hřídelí pro nasazení na hřídel hnacího řetězového kola a zajištění momentovou vzpěrou. Parametry pohonné jednotky udávající katalog výrobce SEW-EURODRIVE [14] jsou vypsány níže.

Parametry pohonné jednotky dle katalogu výrobce [14]:

| | |
|-------------------------------|------------------------------|
| Výkon motoru: | $P_n = 2200 \text{ W}$ |
| Výstupní krouticí moment: | $M_{kv} = 1730 \text{ Nm}$ |
| Jmenovité otáčky motoru: | $n_m = 973 \text{ min}^{-1}$ |
| Výstupní otáčky: | $n_v = 12 \text{ min}^{-1}$ |
| Celkový převodový poměr: | $i = 80,31 [-]$ |
| Účinnost pohonu: | $\eta_{poh} = 0,8 [-]$ |
| Průměr výstupní duté hřídele: | $d_v = 0,07 \text{ m}$ |
| Brzdný moment: | $M_b = 55 \text{ Nm}$ |
| Hmotnost pohonné jednotky: | $m_m = 221 \text{ kg}$ |

Výpočet skutečné dopravní rychlosti

$$v_s = \pi \cdot D_k \cdot n_v = \pi \cdot 0,41039 \cdot \frac{12}{60} = 0,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (154)$$

4.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V této kapitole jsou uvedeny pevnostní výpočty zvolených částí dopravníku.

4.4.1 KONTROLA TAŽNÉHO ŘETĚZU

Maximální tahová síla se nachází v místě nabíhání řetězu na hnací řetězové kolo. Tato hodnota musí splňovat následující podmínku bezpečnosti stanovenou výrobcem řetězu.

$$F_{rmax} = T_4 \cdot k_b = 4976 \cdot 4 = 19\,904 \text{ N} \quad (155)$$

$$F_{rmax} \leq F_{rdov}$$

$$19\,904 \text{ N} < 25\,000 \text{ N}$$

Podmínka splněna

Kde:

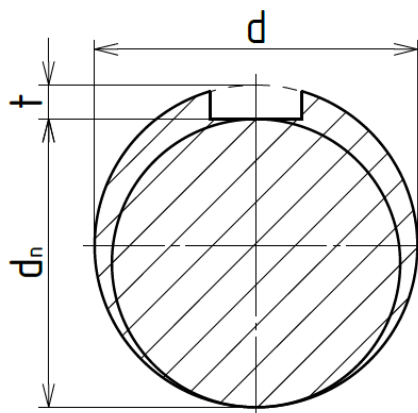
$$k_b = 4 [-] \quad \text{koeficient bezpečnosti}$$

4.4.2 KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE

Průměr hnací hřídele je navržen s ohledem na průměr výstupní duté hřídele převodovky. Pro hřídel je zvolen materiál 12 060. Hodnoty dovoleného namáhání jsou voleny dle [2] str. 54.

| | |
|--|---------------------------------|
| Dovolené namáhání v krutu pro míjivé napětí: | $\tau_{kD} = 70 \text{ MPa}$ |
| Dovolené namáhání v ohybu pro míjivé napětí: | $\sigma_{oD} = 120 \text{ MPa}$ |
| Dovolené namáhání v tlaku pro míjivé napětí: | $p_D = 150 \text{ MPa}$ |
| Mez únavy v ohybu: | $\sigma_{oC} = 215 \text{ MPa}$ |
| Mez únavy v krutu: | $\tau_{kC} = 150 \text{ MPa}$ |

Průměr kruhového průřezu hřídele je ovlivněn hloubkou drážky pro pero viz obrázek níže, proto je nutné nosný průměr přepočítat.



Obr. 27 Průměr ovlivněn perem

$$d_n = d_{h0} - t = 70 - 7,4 = 62,6 \text{ mm} \quad (156)$$

Kde:

$$\begin{aligned} d_n &= [\text{mm}] && \text{průměr ovlivněn perem} \\ d_{h0} &= [\text{mm}] && \text{průměr hřídele v převodovce} \\ t &= [\text{mm}] && \text{hloubka drážky v hřídeli dle [2] str. 467} \end{aligned}$$

KONTROLA NA KRUT V NEJMENŠÍM PRŮŘEZU PRO MAXIMÁLNÍ VÝSTUPNÍ MOMENT POHONU

$$\tau_k = \frac{M_{kv}}{W_k} = \frac{M_{kv}}{\frac{\pi \cdot d_n^3}{16}} = \frac{1730}{\frac{\pi \cdot 0,0626^3}{16}} = 35\,916\,434 \text{ Pa} \approx 35,92 \text{ MPa} \quad (157)$$

$$\tau_k \leq \tau_{kD}$$

$$35,92 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa}$$

Podmínka splněna

KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Výpočty provedeny dle literatury [5] str. 1080.

Výpočet maximální síly působící na pero

$$F_p = \frac{M_{kv}}{\frac{d_{h0}}{2}} = \frac{1730}{\frac{0,07}{2}} = 49\,429 \text{ N} \quad (158)$$

Minimální délka pera z kontroly na otláčení

$$l' = \frac{F_p}{p_D \cdot t_1} = \frac{49\,429}{150 \cdot 4,6} = 71,6 \text{ mm} \quad (159)$$

Kde:

$t_1 = [\text{mm}]$ hloubka drážky v náboji dle [2] str. 467

$l' = [\text{mm}]$ minimální délka boku pera

Jelikož zaoblené konce pera nejsou schopny přenášet plné zatížení, minimální délka pera je stanovena následujícím vztahem.

$$l_{pmin} = l' + b_p = 71,6 + 20 = 91,6 \text{ mm} \quad (160)$$

Kde:

$l_{pmin} = [\text{mm}]$ minimální délka pera

$b_p = [\text{mm}]$ šířka pera dle literatury [2] str. 467

Volím normalizovanou délku pera $l_p = 110 \text{ mm}$ dle literatury [2] str. 467.

Tlak na bok pera

$$p_p = \frac{F_p}{t_1 \cdot (l_p - b)} = \frac{49\,429}{4,6 \cdot (110 - 20)} = 119,39 \text{ MPa} \quad (161)$$

$$p_p \leq p_D$$

$$119,39 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

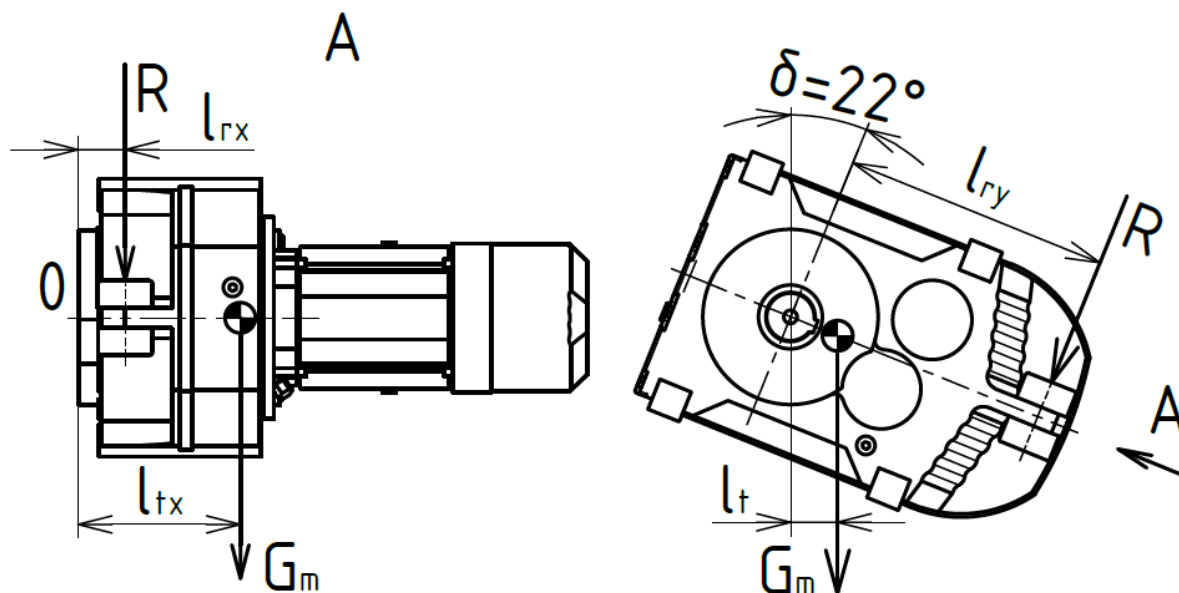
Podmínka splněna

Kromě tahů v řetězu a točivého momentu je hnací hřídel zatížen také tíhou motoru s převodovkou.

TÍHA MOTORU S PŘEVODOVKOU

$$G_m = m_m \cdot g = 221 \cdot 9,81 = 2168 \text{ N} \quad (162)$$

Protože nasazením duté hřídele převodovky je konec hřídele silně vyztužen, počítám s ohybem od bodu 0 viz obrázky níže. Rameno tíhy pohonné jednotky k tomuto bodu je odhadnuto dle katalogu výrobce [14].



Obr. 28 Zatížení od motoru II

SLOŽKA TÍHY POHONNÉ JEDNOTKY ROVNOBĚŽNÁ S OSOU Y

$$F_{my} = G_m \cdot \sin \delta = 2168 \cdot \sin 22 = 812 \text{ N} \quad (163)$$

SLOŽKA TÍHY POHONNÉ JEDNOTKY ROVNOBĚŽNÁ S OSOU Z

$$F_{mz} = G_m \cdot \cos \delta = 2168 \cdot \cos 22 = 2010 \text{ N} \quad (164)$$

MOMENT TÍHY POHONNÉ JEDNOTKY K BODU 0 V ROVINĚ X-Y

$$M_{my} = F_{my} \cdot l_{tx} = 812 \cdot 0,22 = 179 \text{ Nm} \quad (165)$$

Kde:

$$l_{tx} = 0,22 \text{ m} \quad \text{rameno tíhy pohonné jednotky v ose x}$$

MOMENT TÍHY POHONNÉ JEDNOTKY K BODU 0 V ROVINĚ X-Z

$$M_{mz} = F_{mz} \cdot l_{tx} = 2010 \cdot 0,22 = 442 \text{ Nm} \quad (166)$$

Za provozu je hřídel zatížena kroutícím momentem M_k , silou od tahu v řetězu F_2 , zatížením od tíhy motoru a převodovky G_m a od reakce momentové vzpěry R zachycující kroutící moment pohonné jednotky viz obrázek výše.

VELIKOST REAKCE

$$R = \frac{M_k}{l_{ry}} = \frac{1561}{0,395} = 3952 \text{ N} \quad (167)$$

Kde:

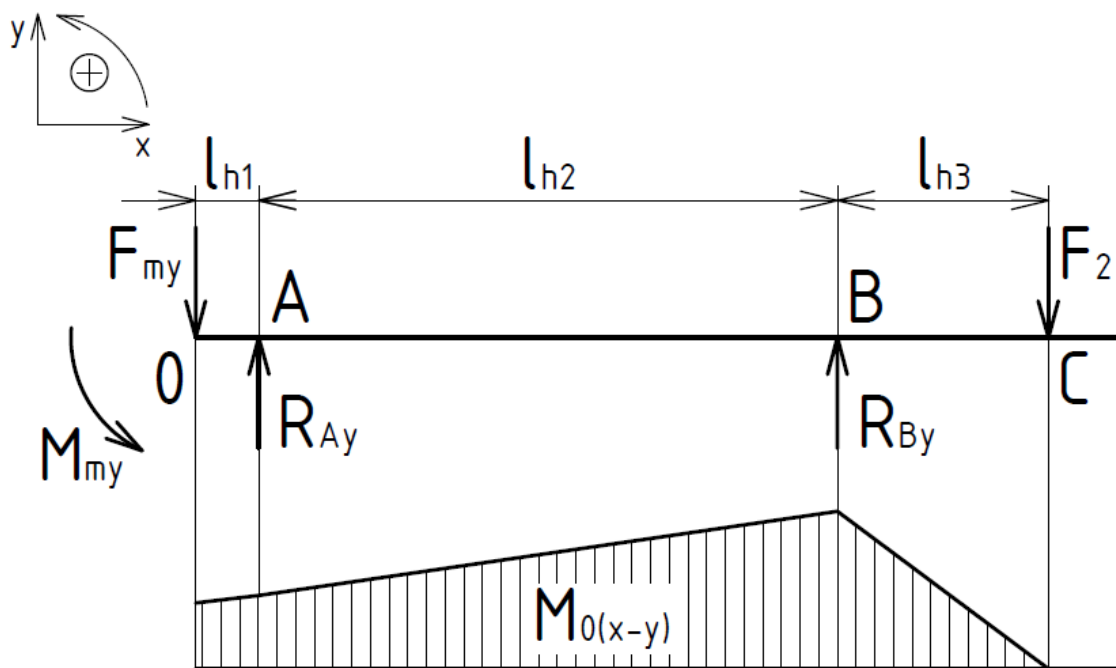
$$l_{ry} = 0,395 \text{ m} \quad \text{rameno reakce v ose y dle katalogu výrobce [14]}$$

MOMENT REAKCE K BODU O

$$M_R = R \cdot l_{rx} = 3952 \cdot 0,07 = 277 \text{ Nm} \quad (168)$$

Kde:

$$l_{rx} = 0,07 \text{ m} \quad \text{rameno reakce v ose x dle katalogu výrobce [14]}$$

ŘEŠENÍ REAKCÍ A OHYBOVÝCH MOMENTŮ V ROVINĚ X-Y

Obr. 29 Úplné uvolnění hřídele II v rovině x-y

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum M_{OA} = 0 \quad M_{my} + F_{my} \cdot l_{h1} + R_{By} \cdot l_{h2} - F_2 \cdot (l_{h2} + l_{h3}) = 0 \quad (169)$$

$$\sum M_{OB} = 0 \quad M_{my} + F_{my} \cdot (l_{h1} + l_{h2}) - R_{Ay} \cdot l_{h2} - F_2 \cdot l_{h3} = 0 \quad (170)$$

Řešení

$$R_{By} = \frac{F_2 \cdot (l_{h2} + l_{h3}) - M_{my} - F_{my} \cdot l_{h1}}{l_{h2}} \quad (171)$$

$$R_{By} = \frac{4976 \cdot (0,236 + 0,086) - 179 - 812 \cdot 0,026}{0,236} = 5941 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = \frac{M_{my} + F_{my} \cdot (l_{h1} + l_{h2}) - F_2 \cdot l_{h3}}{l_{h2}} \quad (172)$$

$$R_{Ay} = \frac{179 + 812 \cdot (0,026 + 0,236) - 4976 \cdot 0,086}{0,236} = -153 \text{ N}$$

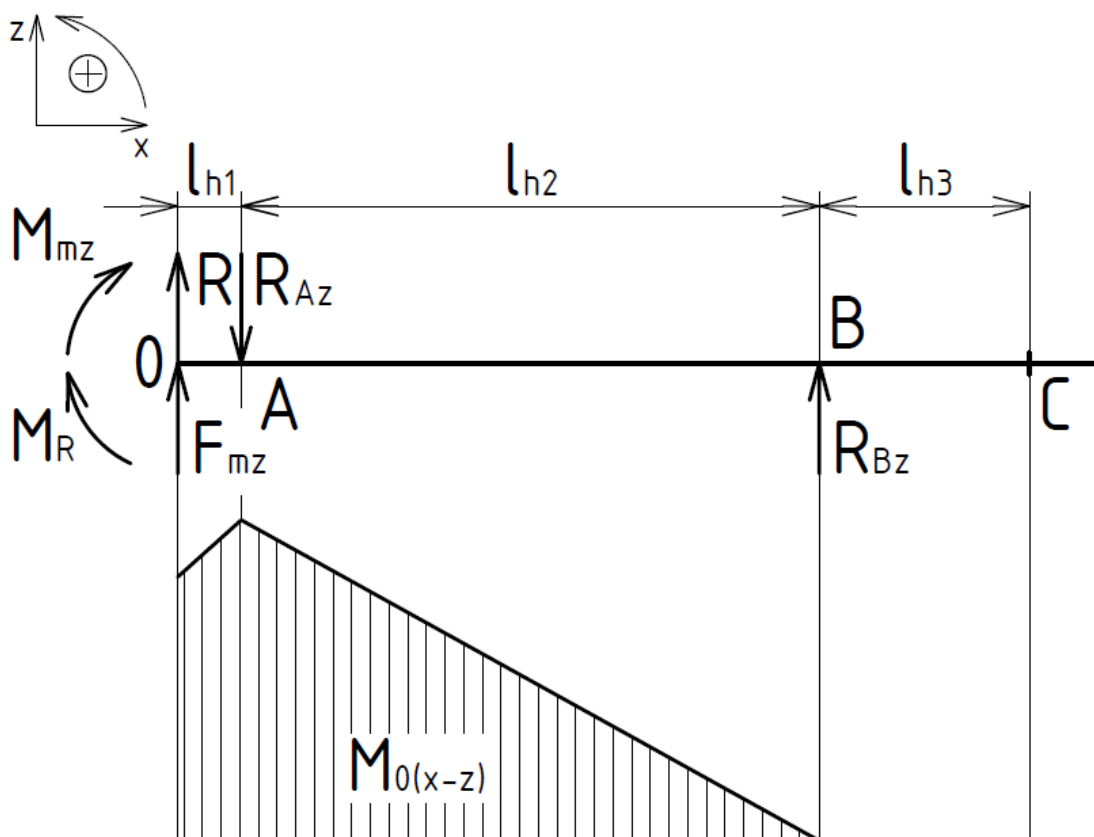
Stanovení ohybových momentů

$$M_{o0(x-y)} = -M_{my} = -179 \text{ Nm} \quad (173)$$

$$M_{oA(x-y)} = -M_{my} - F_{my} \cdot l_{h1} = -179 - 812 \cdot 0,026 = -200 \text{ Nm} \quad (174)$$

$$M_{oB(x-y)} = -F_2 \cdot l_{h3} = -4976 \cdot 0,086 = -428 \text{ Nm} \quad (175)$$

ŘEŠENÍ REAKCÍ A OHYBOVÝCH MOMENTŮ V ROVINĚ X-Z



Obr. 30 Úplné uvolnění hřídele II v rovině x-z

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum M_{oA} = 0 \quad M_R - R \cdot l_{h1} - R_{Bz} \cdot l_{h2} = 0 \quad (176)$$

$$\sum M_{oB} = 0 \quad M_R - R \cdot (l_{h1} + l_{h2}) + R_{Az} \cdot l_{h2} = 0 \quad (177)$$

Řešení

$$R_{Bz} = \frac{M_{mz} + M_R + F_{mz} \cdot l_{h1} + R \cdot l_{h1}}{l_{h2}} \quad (178)$$

$$R_{Bz} = \frac{442 + 277 + 2010 \cdot 0,026 + 3952 \cdot 0,026}{0,236} = 3703 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = \frac{M_{mz} + M_R + F_{mz} \cdot (l_{h1} + l_{h2}) + R \cdot (l_{h1} + l_{h2})}{l_{h2}} \quad (179)$$

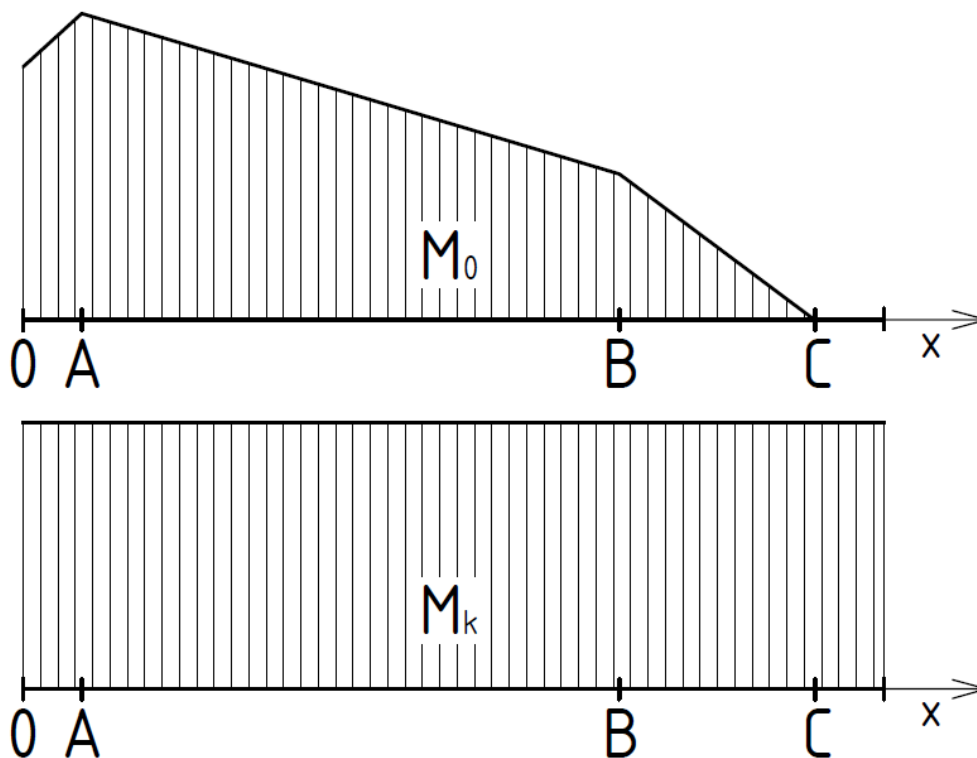
$$R_{Bz} = \frac{442 + 277 + 2010 \cdot (0,026 + 0,236) + 3952 \cdot (0,026 + 0,236)}{0,236} = 9665 \text{ N}$$

Stanovení ohybových momentů

$$M_{o0(x-z)} = M_R + M_{mz} = 277 + 442 = 719 \text{ Nm} \quad (180)$$

$$M_{oA(x-z)} = M_R + M_{mz} + R \cdot l_{h1} + F_{mz} \cdot l_{h1} \quad (181)$$

$$M_{oA(x-z)} = 277 + 442 + 3952 \cdot 0,026 + 2010 \cdot 0,026 = 874 \text{ Nm}$$

VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY


Obr. 31 Výsledné vnitřní silové účinky

VÝSLEDNÉ VELIKOSTI OHYBOVÝCH MOMENTŮ

$$M_{o0} = \sqrt{M_{o0(x-y)}^2 + M_{o0(x-z)}^2} = \sqrt{-179^2 + 719^2} = 741 \text{ Nm} \quad (182)$$

$$M_{oA} = \sqrt{M_{oA(x-y)}^2 + M_{oA(x-z)}^2} = \sqrt{-200^2 + 874^2} = 897 \text{ Nm} \quad (183)$$

$$M_{oB} = 428 \text{ Nm} \quad (184)$$

Kroutící moment je po délce hřídele konstantní $M_k = 1561 \text{ Nm}$

Zatížení osovými silami je při řešení napjatosti zanedbáno.

VÝSLEDNÉ REAKCE V ROVINĚ ROVNOBĚŽNÉ S ROVINOU Y-Z

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{-153^2 + 9665^2} = 9666 \text{ N} \quad (185)$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{5941^2 + 3703^2} = 7001 \text{ N} \quad (186)$$

Početně budou kontrolovány průřezy v místech bodů 0 a A. Na základě tvaru hřídele a průběhu zatěžovacích sil jsou určeny hodnoty napětí v jednotlivých průřezích hřídele.

Vzorce použity pro kontrolní výpočet statického namáhání hřídele

Ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [\text{MPa}] \quad (187)$$

Krut

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} [\text{MPa}] \quad (188)$$

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32} [\text{mm}^3] \quad (189)$$

Průřezový modul v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_i^3}{16} [\text{mm}^3] \quad (190)$$

Kde:

$d_i = [\text{mm}]$ – průměr hřídele v jednotlivých průřezích

V místech namáhaných ohybem i krutem, je nutné přepočítat hodnoty na redukované napětí σ_{red} dle pevnostní teorie HMM.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (191)$$

Vypočtené hodnoty namáhání jsou uspořádány do tabulky níže.

Tab. 3 Hodnoty namáhání hřídele II

| Průřez | V bodě 0 | V bodě A |
|-------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Ohyb | $M_{o0} = 741 \text{ Nm}$ | $M_{oA} = 897 \text{ Nm}$ |
| | $W_{o0} = 33\,674 \text{ mm}^3$ | $W_{oA} = 50\,265 \text{ mm}^3$ |
| | $\sigma_{o0} = 22,01 \text{ MPa}$ | $\sigma_{oA} = 17,85 \text{ MPa}$ |
| Krut | $M_{k0} = 1561 \text{ Nm}$ | $M_{kA} = 1561 \text{ Nm}$ |
| | $W_{k0} = 67\,348 \text{ mm}^3$ | $W_{kA} = 100\,531 \text{ mm}^3$ |
| | $\tau_{k0} = 23,18 \text{ MPa}$ | $\tau_{kA} = 15,53 \text{ MPa}$ |
| Redukované napětí | $\sigma_{red0} = 45,78 \text{ MPa}$ | $\sigma_{redA} = 32,28 \text{ MPa}$ |

KONTROLNÍ VÝPOČET STATICKÉHO NAMÁHÁNÍ HŘÍDELE

Statická bezpečnost průřezu v místě bodu 0

$$k_{s0} = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_{red0}} = \frac{120}{45,78} = 2,62 [-] \quad (192)$$

Statická bezpečnost průřezu v místě bodu A

$$k_{sA} = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_{redA}} = \frac{120}{32,28} = 3,72 [-] \quad (193)$$

Statické bezpečnosti v kontrolovaných průřezích vyhovují.

KONTROLNÍ VÝPOČET ÚNAVOVÉHO NAMÁHÁNÍ HŘÍDELE

Únavová bezpečnost je určena pouze pro průřez s menší statickou bezpečností, tedy průřez v místě bodu 0, pomocí korigované meze únavy vypočtenou Marinovou rovnicí dle [5] str. 345.

Součinitel jakosti povrchu

$$k_a = a_m \cdot R_m^{b_m} = 4,51 \cdot 600^{-0,265} = 0,877 [-] \quad (194)$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} a_m = 4,51 [-] & \text{součinitel pro úpravu obráběním dle [5] Tab. 7-4} \\ b_m = -0,265 [-] & \text{exponent pro úpravu obráběním dle [5] Tab. 7-4} \\ R_m = 600 \text{ MPa} & \text{mez pevnosti v tahu oceli 12060 dle [2]} \end{array}$$

Součinitel velikosti tělesa

$$k_b = 1,51 \cdot d_{h0}^{-0,157} = 1,51 \cdot 70^{-0,157} = 0,775 [-] \quad (195)$$

Kde:

$$d_{h0} = 70 \text{ mm} \quad \text{průměr hřídele v místě bodu 0}$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování

$$k_c = 0,59 [-] \quad \text{pro kombinaci ohyb + krut dle [5] str. 348}$$

Ostatní součinitele v Marinově rovnici jsou rovny 1.

Korigovaná mez únavy v ohybu dle Marinovi rovnice

$$\sigma'_{oC0} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot \sigma_{oC} = 0,877 \cdot 0,775 \cdot 0,59 \cdot 215 = 86,21 \text{ MPa} \quad (196)$$

Únavová bezpečnost pro namáhání v ohybu

$$k_{oC0} = \frac{\sigma'_{oC0}}{\sigma_{o0}} = \frac{86,21}{22,01} = 3,92 [-] \quad (197)$$

Korigovaná mez únavy v krutu dle Marinovi rovnice

$$\tau'_{kC0} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot \tau_{kC} = 0,877 \cdot 0,775 \cdot 0,59 \cdot 150 = 60,15 \text{ MPa} \quad (198)$$

Únavová bezpečnost pro namáhání v krutu

$$k_{kC0} = \frac{\tau'_{kC0}}{\tau_{k0}} = \frac{60,15}{23,18} = 2,59 [-] \quad (199)$$

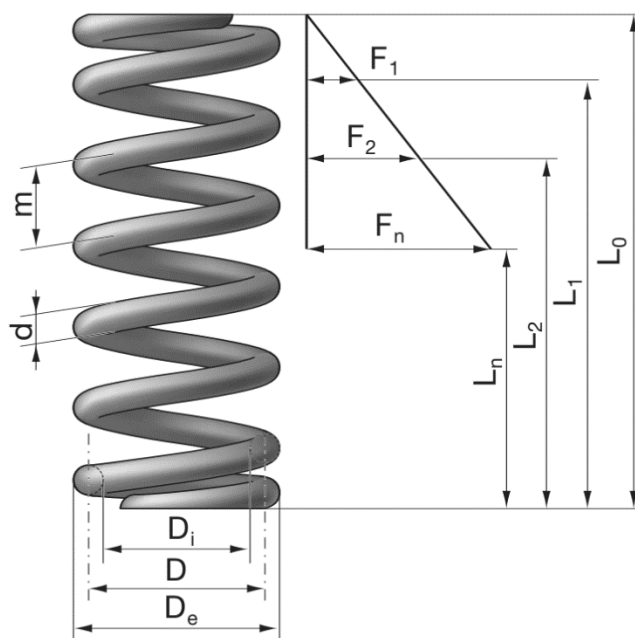
Výsledná bezpečnost pro únavový lom

$$k_{c0} = \frac{k_{oc0} \cdot k_{kc0}}{\sqrt{k_{oc0}^2 + k_{kc0}^2}} = \frac{3,92 \cdot 2,59}{\sqrt{3,92^2 + 2,59^2}} = 2,16 [-] \quad (200)$$

Bezpečnost pro únavový lom vyhovuje.

4.4.3 VÝPOČET TLAČNÉ NAPÍNACÍ PRUŽINY

Pro napínání je zvolena tlačná pružina od firmy Hennlich [11]. Výpočet proveden dle literatury [2] str. 613.



Obr. 32 Tlačná pružina Hennlich [11]

Parametry tlačné pružiny dle katalogu výrobce [11]:

| | |
|--|---|
| Průměr drátu: | $d_p = 10 \text{ mm}$ |
| Střední průměr pružiny: | $D_p = 50 \text{ mm}$ |
| Délka pružiny ve volném stavu: | $L_{p0} = 165 \text{ mm}$ |
| Délka pružiny v plně zatíženém stavu: | $L_{pn} = 115 \text{ mm}$ |
| Počet činných závitů: | $n_p = 8,5 [-]$ |
| Tuhost pružiny: | $k_p = 96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ |
| Síla vyvinutá pružinou v plně zatíženém stavu: | $F_{pn} = 4797 \text{ N}$ |

Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly

$$y_p = \frac{F_{nap}}{k_p} = \frac{2590}{96} = 27 \text{ mm} \quad (201)$$

Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu

$$y_n = \frac{F_{pn}}{k_p} = \frac{4797}{96} = 50 \text{ mm} \quad (202)$$

Mezní délka při dosednutí závitů

$$L_{pm} = d_p \cdot n_p = 10 \cdot 8,5 = 58 \text{ mm} \quad (203)$$

ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem dvou odlišných potrubních řetězových dopravníků pro přepravu pšenice a odpadního kalu.

Úvodu práce je představen princip funkce a popis hlavních částí tohoto dopravníku. Dále je uvedeno několik výrobců s příklady jejich konstrukčních řešení základní nabízené řady s výkonnostmi a speciální varianty potrubních řetězových dopravníků.

Další část práce je věnována stanovení odporů proti pohybu v jednotlivých sekcích dopravní trasy tohoto druhu dopravníku pomocí příslušných zdrojů. Odpor je způsoben především třecí silou mezi dopravovaným materiálem a stěnou potrubí, dále také třecí silou mezi unašeči a stěnou potrubí. Odpor proti pohybu vznikající v ohybech potrubí rychle roste se zmenšujícím se poloměrem ohybu potrubí. Na celkový odpor proti pohybu, a tedy i tažnou sílu v místě nabíhání na hnací řetězové kolo má vliv především napnutí tažného členu, vlastnosti dopravovaného materiálu, unašečů, potrubí a v neposlední řadě také tvar dopravní trasy a její zaplnění. Metoda pro stanovení odporů proti pohybu představena v druhé kapitole je podpořena experimentálními testy technické univerzity v Magdeburgu v uvedeném zdroji.

Dle zadaných parametrů jsou v dalších kapitolách představeny návrhy konstrukčních řešení dopravníků pro dopravu pšenice a odpadního kalu. Nejprve je proveden kapacitní výpočet pro ověření dodržení výkonnosti. Dále je dle předchozí kapitoly proveden výpočet odporu proti pohybu v jednotlivých sekcích pro stanovení tažných sil v řetězu, včetně jejich grafického znázornění. Další část kapitoly se věnuje návrhu pohonu ze zjištěné tažné síly v místě nabíhání řetězu na hnací ozubené kolo. Následně jsou vybrané prvky navržených variant ověřeny pevnostními výpočty.

První varianta je určena pro dopravu pšenice horizontálně-konkávní tratí. Tato varianta je při 80 % zaplnění dopravní tratě schopna přepravit 10 948 kg/h pšenice do vzdálenosti 31,950 m a výšky 12,270 m při rychlosti tažného členu 0,3 m/s. A je poháněna kompaktní pohonnou jednotkou dodávanou firmou SEW-EURODRIVE složenou z třífázového elektromotoru o výkonu 3 kW a ploché převodovky s výstupním kroutícím momentem 2010 Nm. Druhá z variant je při stejném zaplnění dopravní tratě schopna přepravit 10 823 kg/h odpadního kalu do vzdálenosti 31,691 m a výšky 12,298 m při rychlosti tažného členu 0,25 m/s. Tato varianta je taktéž poháněna kompaktní pohonnou jednotkou firmy SEW-EURODRIVE složenou z třífázového elektromotoru o výkonu 2,2 kW a ploché převodovky s výstupním kroutícím momentem 1730 Nm. Nižší energetické náročnosti u varianty pro přepravu odpadního kalu bylo dosaženo především díky nižší dopravní rychlosti a přímé dopravní trati.

Výstupem diplomové práce je také výkresová dokumentace, kterou tvoří sestavné výkresy obou zmíněných konstrukčních návrhů potrubních řetězových dopravníků.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988, 227 s. Učební texty vysokých škol.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 9788073610517.
- [3] MEDEK, Jaroslav. *Mechanické pochody*. Vyd. 3. přeprac. Brno: PC-DIR, 1998. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1264-X.
- [4] MOSS, Dennis. *Procedure 6-6: Design of Bins and Elevated Tanks: Design of Bins and Elevated Tanks*. Elsevier, s. 326. ISBN 978-0-7506-7740-0. Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt004BZOYB/pressure-vessel-design/procedure-6-6-design>
- [5] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [6] ČSN 01 4805. *Řetězová kola pro svařované řetězy kalibrované krátkočlankové a dlouhočlankové. Výpočet a konstrukce profilu zubů*. [1. vyd.]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1969.
- [7] *ARMAT, spol. s r.o.* [online katalogový list]. Řetová: ARMAT, spol., 2019 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://armat.cz/pdf/nerezove-trubky-bezesve.pdf>
- [8] SCHMOLKE, S, André KATTERFELD a F KRAUSE. *EXPERIMENTAL TESTS AND DESIGN OF TUBE CHAIN CONVEYORS* [online]. , 1-10 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/265492794_EXPERIMENTAL_TESTS_AND_DESIGN_OF_TUBE_CHAIN_CONVEYORS
- [9] KATTERFELD, André a Kenneth WILLIAMS. Functional Analysis of Tube Chain Conveyors. Part 1: General Design and Calculation Principles: General Design and Calculation Principles. *Bulk Solids & Powder – Science & Technology* [online]. 2008, 5(1), 23-32 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z:

https://www.researchgate.net/publication/321081987_Functional_Analysis_of_Tube_Chain_Conveyors_Part_1_General_Design_and_Calculation_Principles

- [10] KATTERFELD, André a Kenneth WILLIAMS. Functional Analysis of Tube Chain Conveyors. Part 2: Experimental Research and Final Recommendation for the Calculation: Experimental Research and Final Recommendation for the Calculation. *Bulk Solids & Powder – Science & Technology* [online]. 2008, 3(2), 74-82 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/321082095_Functional_Analysis_of_Tube_Chain_ConveyorsPart_2_Experimental_Research_and_Final_Recommendation_for_the_Calculation
- [11] HENNLICH s.r.o. [online katalogový list]. Litoměřice: HENNLICH, 2020 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_patent_5_6-10.pdf
- [12] Luxme International, Ltd. [online]. Brossard: Luxme International, 2020 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://luxme.com/>
- [13] Řetězárna a.s. [online katalogový list]. Česká Ves: Řetězárna, 2012 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <http://www.retezarna.cz/book/?f=retezy#page/19>
- [14] SEW-EURODRIVE CZ s.r.o. [online katalogový list]. Praha: SEW-EURODRIVE CZ, 2020 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/dud/?tab=productdata&country=CZ&language=cs_cz
- [15] Schrage Rohrkettensystem GmbH Conveying Systems [online]. Friedeburg: Schrage Rohrkettensystem, 2018 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.schrage.de/>
- [16] Spiroflow Limited [online]. Clitheroe, Velká Británie: Spiroflow Limited, 2020 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.spiroflow.com/>
- [17] TRIBON s.r.o. [online katalogový list]. Brno: TRIBON, [] [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.technicke-plasty-tribon.cz/prodej-plastu/prospekty>
- [18] TRIBON s.r.o.: fyzikální vlastnosti [online katalogový list]. Brno: TRIBON, [] [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.technicke-plasty-tribon.cz/data/documents/spickove-plasty-tabulky.pdf>

- [19] HOFÍREK, Přemysl. *Trubkový řetězový dopravník v aplikaci na dopravu biohmoty* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/99642>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|---------------------|------|--|
| a | [m] | Délka hrany čtvercového průřezu |
| a_m | [–] | Součinitel pro úpravu obráběním |
| b_m | [–] | Exponent pro úpravu obráběním |
| b_p | [mm] | Šířka pera |
| $b_{\dot{r}}$ | [mm] | Vnější šířka článku řetězu |
| d_{h0} | [mm] | Průměr hřídele v převodovce |
| d_i | [mm] | Průměr hřídele v jednotlivých průřezech |
| D_k | [m] | Průměr roztečné kružnice řetězového kola |
| d_n | [mm] | Průměr ovlivněn perem |
| D_p | [mm] | Střední průměr pružiny |
| d_p | [mm] | Průměr drátu pružiny |
| $d_{\dot{r}}$ | [mm] | Tloušťka drátu řetězu |
| D_{tr} | [mm] | Vnější průměr dopravního potrubí |
| d_{tr} | [mm] | Vnitřní průměr dopravního potrubí |
| d_u | [mm] | Průměr unašeče |
| d_v | [m] | Průměr výstupní duté hřídele pohonu |
| d_z | [m] | Výška elementární vrstvy materiálu |
| e | [–] | Eulerovo číslo |
| F_1 | [N] | Obvodová síla na hnacím řetězovém kole |
| $F_{12, 23, \dots}$ | [N] | Odpory proti pohybu jednotlivých úseků |
| F_2 | [N] | Výslednice tahů v řetězu na hnacím řetězovém kole |
| F_g | [N] | Gravitační síla řetězu s unašeči |
| F_h | [N] | Celkový odpor proti pohybu v horizontální části |
| F_{hm} | [N] | Třecí síla mezi materiálem a potrubím |
| F_{hu} | [N] | Třecí síla mezi unašeči a potrubím |
| F_{mx} | [N] | Složka tíhy pohonné jednotky rovnoběžná s osou hřídele |
| F_{my} | [N] | Složka tíhy pohonné jednotky kolmá na osu hřídele |
| F_{nap} | [N] | Napínací síla |
| F_p | [N] | Síla působící na pero |
| F_{pn} | [N] | Síla vyvinutá pružinou v plně zatíženém stavu |
| $F_{R_m}^{xyz}$ | [N] | Třecí síla způsobená partikulárním materiálem |

| | | |
|---------------------|---------------------|--|
| $F_{\dot{r}dov}$ | [kN] | Dovolené zatížení řetězu |
| $F_{\dot{r}max}$ | [N] | Maximální tahová síla v řetězu |
| $F_{\dot{r}max1}$ | [N] | Maximální tahová síla v řetězu při zaseknutí tažného členu |
| F_T | [N] | Tažná síla řetězu |
| $F_{T(\psi_0)}$ | [N] | Tažná síla v řetězu na začátku ohybu |
| $F_{T(\psi)}$ | [N] | Tažná síla v řetězu na konci ohybu |
| F_v | [N] | Odpor proti pohybu ve vertikální části |
| F_{v1} | [N] | Odpor proti pohybu materiálu v jednom úseku mezi unašeči |
| F_{vm} | [N] | Síla potřebná ke zdvihání mat. včetně jeho tření o stěny potrubí |
| F_{vt} | [N] | Síla potřebná ke zdvihání řetězu s unašeči |
| g | $[m \cdot s^{-2}]$ | Tíhové zrychlení |
| G_m | [N] | Tíha pohonné jednotky |
| H | [m] | Dopravní výška |
| h | [m] | Výška hladiny materiálu ovlivněna součinitelem plnění |
| i | [-] | Celkový převodový poměr převodovky |
| k | [-] | Koeficient bezpečnosti |
| k_a | [-] | Součinitel jakosti povrchu |
| k_b | [-] | Součinitel velikosti tělesa |
| k_b | [-] | Koeficient bezpečnosti řetězu |
| k_c | [-] | Součinitel vlivu způsobu zatěžování |
| k_{c0} | [-] | Výsledná bezpečnost pro únavový lom |
| k_{kc0} | [-] | Únavová bezpečnost pro namáhání v krutu |
| k_{oc0} | [-] | Únavová bezpečnost pro namáhání v ohybu |
| k_p | $[N \cdot mm^{-1}]$ | Tuhost pružiny |
| k_{s0} | [-] | Statická bezpečnost průřezu v místě bodu 0 |
| k_{sA} | [-] | Statická bezpečnost průřezu v místě bodu A |
| L | [m] | Dopravní vzdálenost |
| l' | [mm] | Minimální délka boku pera |
| $l_{12, 23, \dots}$ | [m] | Délky jednotlivých úseků dopravníku |
| l_{h1} | [m] | Vzdálenost hrany duté hřídele od osy ložiska |
| l_{h2} | [m] | Vzdálenost mezi osami ložisek |
| l_{h3} | [m] | Vzdálenost působíště síly F_2 od ložiska |
| l_p | [mm] | Délka pera |

| | | |
|----------------|---------------------------|---|
| L_{p0} | [mm] | Délka pružiny ve volném stavu |
| L_{pm} | [mm] | Mezní délka při dosednutí závitů |
| l_{pmin} | [mm] | Minimální délka pera |
| L_{pn} | [mm] | Délka pružiny v plně zatíženém stavu |
| l_{rx} | [m] | Rameno reakce R v ose x |
| l_{ry} | [m] | Rameno reakce R v ose y |
| l_t | [m] | Rameno tíhy pohonné jednotky |
| l_y | [m] | Délka horizontální části |
| l_z | [m] | Délka vertikální části |
| M_b | [Nm] | Brzdný moment motoru |
| M_k | [Nm] | Potřebný kroutící moment pohonu |
| M_{kv} | [Nm] | Výstupní kroutící moment pohonu |
| M_m | [Nm] | Moment tíhy pohonné jednotky k bodu 0 |
| m_m | [kg] | Hmotnost pohonu |
| M_{o0} | [Nm] | Ohybový moment v bodě 0 |
| M_{oA} | [Nm] | Ohybový moment v bodě A |
| M_{oB} | [Nm] | Ohybový moment v bodě B |
| M_R | [Nm] | Moment reakce R k bodu 0 |
| $m_{\ddot{r}}$ | [kg · m ⁻¹] | Hmotnost jednoho metru řetězu |
| m_u | [kg] | Hmotnost jednoho unašeče |
| n | [min ⁻¹] | Potřebné otáčky poháněcího kola |
| n_m | [min ⁻¹] | Jmenovité otáčky motoru |
| n_p | [–] | Počet činných závitů |
| n_v | [min ⁻¹] | Výstupní otáčky pohonu |
| O | [m] | obvod potrubí |
| P | [W] | Potřebný výkon pohonu |
| p_D | [MPa] | Dovolené namáhání v tlaku pro míjivé napětí |
| P_n | [W] | Výkon motoru |
| p_p | [MPa] | Tlak na bok pera |
| $p_{\ddot{r}}$ | [mm] | Rozteč článku řetězu |
| p_x | [MPa] | Interaktivní napětí ve směru x |
| p_z | [MPa] | Interaktivní napětí ve směru z |
| Q | [kg · hod ⁻¹] | Požadovaná výkonnost |

| | | |
|-------------------|---------------------------|---|
| Q_m | [kg · hod ⁻¹] | Dopravní výkonnost |
| q_m | [N · m ⁻¹] | Tíha jednoho metru partikulárního materiálu v potrubí |
| q_p | [N · m ⁻¹] | Tíha pšenice v jednom metru dopravního potrubí |
| $q_{\check{r}}$ | [N · m ⁻¹] | Tíha jednoho metru řetězu |
| q_t | [N · m ⁻¹] | Tíha jednoho metru řetězu s unašeči |
| R | [N] | Reakce od momentové vzpěry pohonné jednotky |
| R_o | [m] | Poloměr ohybu oblouku potrubí |
| R_A | [N] | Výsledná reakce v podpoře A |
| R_{Ax} | [N] | Reakce v podpoře A ve směru osy x |
| R_{Ay} | [N] | Reakce v podpoře A ve směru osy y |
| R_{Az} | [N] | Reakce v podpoře A ve směru osy z |
| R_B | [N] | Výsledná reakce v podpoře B |
| R_{By} | [N] | Reakce v podpoře B ve směru osy y |
| R_{Bz} | [N] | Reakce v podpoře B ve směru osy z |
| R_m | [MPa] | Mez pevnosti |
| R_o | [m] | Poloměr ohybu oblouku potrubí |
| S_{tr} | [m ²] | Plocha dutiny kruhového potrubí |
| s_{tr} | [mm] | Síla stěny dopravního potrubí |
| s_u | [mm] | Šířka unašeče |
| $T_{1, 2, \dots}$ | [N] | Tahy v jednotlivých bodech |
| t | [mm] | Hloubka drážky v hřídeli |
| t_1 | [mm] | Hloubka drážky v náboji |
| t_u | [mm] | Rozteč unašečů |
| v | [m · s ⁻¹] | Dopravní rychlost |
| $V_{\check{r}}$ | [m ³] | Objem jednoho metru řetězu |
| v_s | [m · s ⁻¹] | Skutečná dopravní rychlost |
| V_t | [m ³] | Objem jednoho metru řetězu s unašeči |
| V_{tr} | [m ³] | Objem jednoho metru dutiny dopravního potrubí |
| V_u | [m ³] | Objem unašečů na jednom metru |
| W_k | [mm ³] | Průřezový modul v krutu |
| W_o | [mm ³] | Průřezový modul v ohybu |
| γ_n | [mm] | Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu |
| γ_p | [mm] | Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly |

| | | |
|-----------------|-------------------------|---|
| z | [m] | Hloubka elementární vrstvy materiálu |
| z_k | [–] | Počet zubů řetězového kola |
| α | [°] | Úhel sklonu oblouku |
| β | [°] | Doplňkový úhel sklonu oblouku |
| δ | [°] | Úhel sklonu dopravníku |
| η_F | [–] | Součinitel nedostatečného plnění |
| η_m | [–] | Účinnost pohonu |
| η_{poh} | [–] | Účinnost pohonu |
| η_V | [–] | Objemová účinnost dopravního potrubí s tažným členem |
| λ_a | [–] | Součinitel sypnosti |
| μ | [–] | Součinitel tření mezi partikulárním materiálem a potrubím |
| μ_p | [–] | Součinitel tření pšenice – ocel |
| μ_u | [–] | Součinitel tření unašeč – ocel |
| ρ | [kg · m ⁻³] | Objemová hmotnost partikulárního materiálu |
| ρ_k | [kg · m ⁻³] | Objemová hmotnost odpadního kalu |
| ρ_p | [kg · m ⁻³] | Objemová hmotnost pšenice |
| ρ_u | [kg · m ⁻³] | Objemová hmotnost unašeče |
| σ_o | [MPa] | Napětí v ohybu |
| σ_{oC} | [MPa] | Mez únavy v ohybu |
| σ'_{oC0} | [MPa] | Korigovaná mez únavy v ohybu dle Marinovi rovnice |
| σ_{oD} | [MPa] | Dovolené namáhání v ohybu pro míjivé napětí |
| σ_{red} | [MPa] | Redukované napětí |
| τ_k | [MPa] | Napětí v krutu |
| τ_{kC} | [MPa] | Mez únavy v krutu |
| τ'_{kC0} | [MPa] | Korigovaná mez únavy v krutu dle Marinovi rovnice |
| τ_{kD} | [MPa] | Dovolené namáhání v krutu pro míjivé napětí |
| φ_e | [°] | Úhel vnitřního tření partikulárního materiálu |
| φ_{ek} | [°] | Úhel vnitřního tření odpadního kalu |
| φ_{ep} | [°] | Úhel vnitřního tření pšenice |
| ψ | [°] | Koncový úhel oblouku |
| ψ_0 | [°] | Počáteční úhel oblouku |
| USA | | Spojené státy americké |
| UK | | Velká Británie |

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

| | | | |
|--------------------|------------------|----------------|-----|
| 0-SSZ-01/00 | DOPRAVNÍK DN 150 | výkres sestavy | 1/3 |
| 4-SSZ-01/00-SP-1/2 | DOPRAVNÍK DN 150 | seznam položek | 2/3 |
| 4-SSZ-01/00-SP-2/2 | DOPRAVNÍK DN 150 | seznam položek | 3/3 |
| 0-SSZ-02/00 | DOPRAVNÍK DN 125 | výkres sestavy | 1/2 |
| 4-SSZ-02/00-SP-1/1 | DOPRAVNÍK DN 125 | seznam položek | 2/2 |