



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

SPIRÁLNÍ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

SPIRAL SCREW CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Knotek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadaní bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jan Knotek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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 bakalářské práce:

Spirální šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení spirálního šnekového dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a pro zadaný materiál:

dopravní výkon 15 000 kg.h⁻¹,

dopravní vzdálenost 8,5 m,

sklon dopravníku maximální vhodný,

dopravovaný materiál – skleněná drť zrnitosti 1 až 10 mm, objemové hmotnosti 1154 kg.m⁻³.

Cíle bakalářské práce:

Vytvoření předpokladu funkčnosti spirálního šnekového dopravníku v závislosti na sklonu dopravníku při dopravě směrem vzhůru.

Provedení funkčního výpočtu dopravníku, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu.

Nakreslení sestavného výkresu dopravníku a detailu svarku šneku – spirály.

Porovnání tohoto konstrukčního řešení s klasickým šnekovým dopravníkem.

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: VUTIUM, 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 bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukcí spirálního šnekového dopravníku pro dopravu skleněné drti při maximálním vhodném sklonu. Textová část této práce obsahuje teoretický popis šnekových dopravníků, posouzení funkčnosti při daném sklonu a výpočty. Přílohou této práce je výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

spirální šnekový dopravník, skleněná drť, vhodný sklon, normálové zrychlení, tečné zrychlení

ABSTRACT

These bachelor thesis deals with design and construction of spiral screw conveyor for glass crumb transport with maximum appropriate cant. The text part of the thesis contains theoretical description of screw conveyers, consideration of functionality with given cant and calculations. In the attachment of the thesis is drawing documentation.

KEYWORDS

spiral screw conveyor, glass crumb, appropriate cant, normal acceleration, tangential acceleration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KNOTEK, J. *Spirální šnekový dopravník*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 37 s. Vedoucí diplomové 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 10. května 2021

.....

Jan Knotek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za podmětné rady, metodickou a odbornou pomoc při zpracování mé práce. Také děkuji své rodině za podporu při celém studiu.

1 OBSAH

Úvod.....	10
1 Rozdělení šnekových dopravníků	11
2 Základní části	12
2.1 Žlab	12
2.2 Spirála	13
2.3 Pohon	13
3 Vliv třecích sil na funkčnost dopravníku	14
3.1 Kritické otáčky vertikálního dopravníku	14
3.2 Zajištění funkčnosti strmého dopravníku	15
4 Výpočet základních parametrů dopravníku.....	18
4.1 Objemový dopravní výkon	18
4.2 Návrh sklonu dopravníku.....	19
4.3 Průměr spirály	19
5 Volba pohonné jednotky	21
5.1 PŘÍKON DOPRAVNÍKU	21
5.2 Volba motoru	21
5.3 Volba převodovky.....	21
6 Kontrola skutečného dopravního výkonu	22
8 Volba žlabu	24
9 Hmotnost dopravníku.....	25
9.1 Hmotnost pohonu.....	25
9.2 Hmotnost žlabu	25
9.3 Hmotnost spirály	25
9.4 Hmotnost čepů	25
9.5 Hmotnost přepravovaného materiálu.....	25
9.6 Celková hmotnost	26
10 Uložení spirály	27
10.1 Určení axiální síly	27
10.2 Určení radiální síly.....	28
10.3 Volba ložisek	28
11 Výpočet minimálního průměru čepů.....	30
12 Porovnání s klasickým šnekovým dopravníkem.....	31
Závěr	32
Seznam použitých zkratk a symbolů	35

ÚVOD

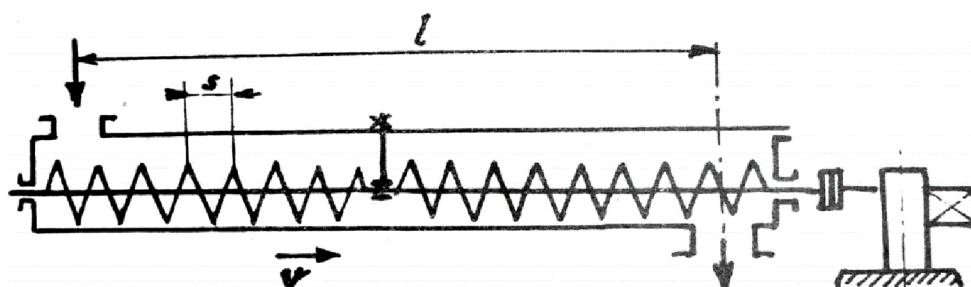
Šnekový dopravník je dopravník, přemísťující materiál pomocí rotujícího šneku. Skládá se ze žlabu jako nosného orgánu, šneku a pohonu. V ose žlabu je uložen šnek, který při rotaci způsobuje posun dopravovaného materiálu ve žlabu. Společnému otáčení materiálu se šnekem brání účinky tíže a tření materiálu. Šnekové dopravníky se dobře začleňují do automatických výrobních linek díky své jednoduché konstrukci, která dává záruku spolehlivé funkce. Tyto dopravníky se používají pro vodorovnou, šikmou a zřídka svislou dopravu. Jsou vhodným řešením pro dopravu prašných, zrnitých, drobně kusovitých, částečně vlhkých, vláknitých materiálů. Mohou zastávat i funkce technologické, jako například míchání, hnětení, chlazení, ohřívání. [1]

1 ROZDĚLENÍ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

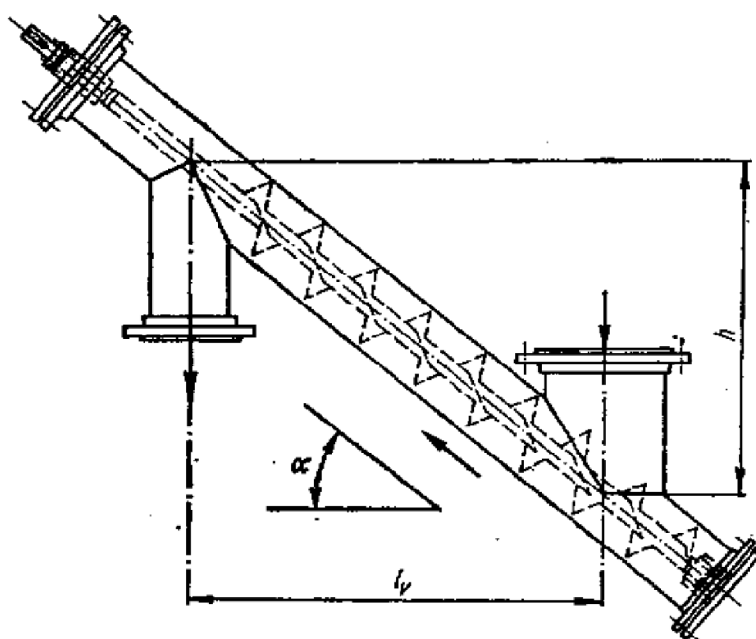
Dělení šnekových dopravníků, dle [2]:

a) podle směru dopravy

- vodorovné
- šikmé
- svislé



Obr. 1 Vodorovný šnekový dopravník [1]



Obr. 2 Šikmý šnekový dopravník [2]

b) podle smyslu stoupání šneku

- pravotočivé
- levotočivé

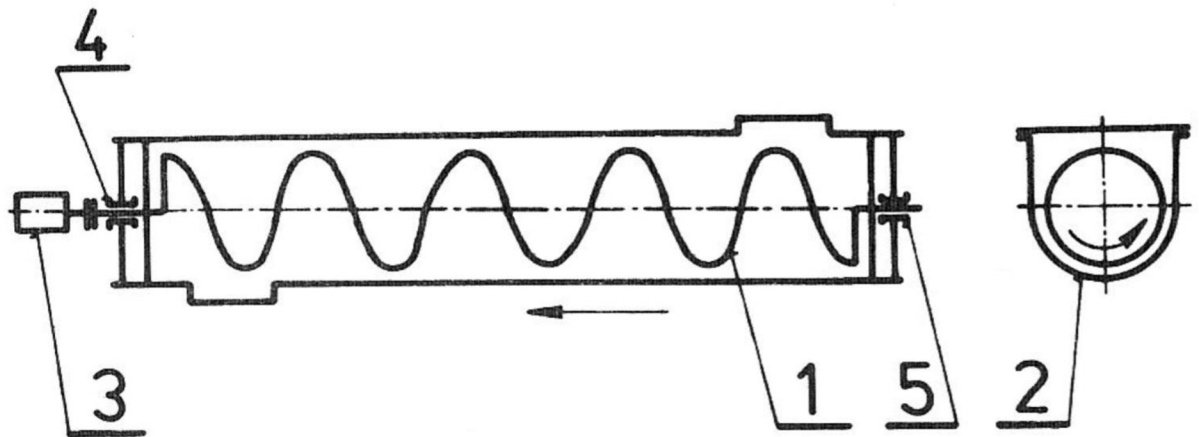
c) podle počtu šneků

- jednošnekové
- dvoušnekové

2 ZÁKLADNÍ ČÁSTI

Dopravník má tři základní části:

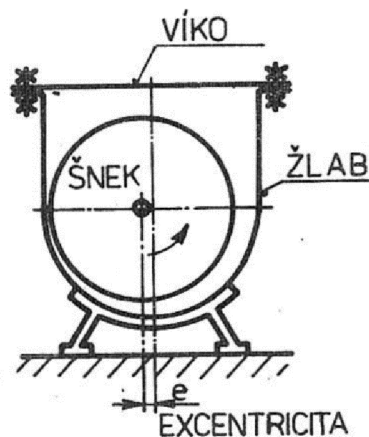
- a) Žlab
- b) Spirála
- c) Pohon



Obr. 3 Části spirálního šnekového dopravníku [3]
1 – Spirála, 2 – Žlab, 3 – Pohon, 4 – Ložisko pohonu, 5 – Koncové ložisko

2.1 ŽLAB

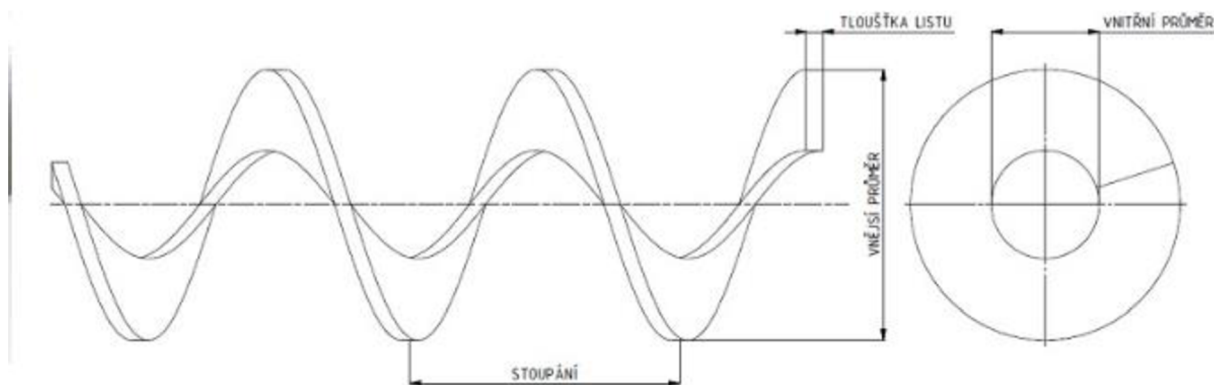
Žlab tvoří nosnou část dopravníku, může mít tvar písmene U nebo kruhový průřez a jeho rozměry vychází z rozměrů spirály. Vyrábí se z 2 až 10 mm tlustého ocelového plechu. V horní části průřezu žlabu je plech ohraněn, čímž vznikne lem zvyšující tuhost žlabu a umožňuje upevnění víka. Spirála se ve žlabu umísťuje excentricky, což zabraňuje přičení materiálu a snižuje otěr materiálu i opotřebení šneku a žlabu. Pro zvýšení otěruvzdornosti žlabu a k zajištění nižší hlučnosti dopravníku se používají výstelky dna žlabů z plastických hmot. [4]



Obr. 4 Uložení šneku ve žlabu [3]

2.2 SPIRÁLA

Spirála je nedílnou součástí dopravníku, značnou mírou zajišťuje jeho vlastnosti. Může mít pravé nebo levé stoupání, což ovlivňuje směr pohybu dopravovaného materiálu. Spirálu tvoří plochý závit, vyrobený buď z uhlíkové oceli, z nerezové oceli, pro použití v potravinářském a chemickém průmyslu anebo z pružinové oceli, díky které může být dopravník navržen jako ohebný. Spirála z ocelového plechu bývá vyrobena buď válcováním z pásu, nebo svařováním mezi-kruhových výstřížků, které jsou v jednom místě radiálně rozstříženy a roztaženy na příslušné stoupání. [1]



Obr. 5 Spirála [5]

2.3 POHON

Pohon tvoří převodovaný elektromotor nebo elektromotor s měničem frekvence. Hnací skupina se ukládá na konzolu spojenou s čelem žlabu nebo přímo na čelo žlabu přírubovým spojem. Dopravník může být tažný nebo tlačný v závislosti na umístění pohonu. Pokud se materiál dopravuje směrem od pohonu je nazýván tlačným a pokud je směr dopravy k pohonu je nazýván tažným. [2]

3 VLIV TŘECÍCH SIL NA FUNKČNOST DOPRAVNÍKU

Pohyb sypkého materiálu ve šneku je závislý na třecích silách, které vznikají mezi dopravovaným materiálem, žlabem a šnekem. Pro správnou představu pohybu dopravovaného materiálu je třeba nejprve uvažovat dva mezní, ve skutečnosti nenastávající, stavy: [6]

- 1) Mezi materiálem a šnekem je nulové tření, třecí síly mezi materiálem a žlabem nejsou dostatečně velké na to, aby se materiál pohyboval přímočaře vzhůru. Dráhy částic materiálu na obvodu šneku jsou svislé přímky.
- 2) Mezi materiálem a žlabem je nulové tření, třecí síly mezi materiálem a šnekem jsou dostačující na to, aby se materiál otáčel společně se šnekem jako jeden kus, což by zapříčinilo přerušování dopravy materiálu. Dráhy částic materiálu na obvodu šneku jsou kružnice.

Skutečný pohyb materiálu ve šnekovém dopravníku je kombinací těchto dvou mezních stavů. Dráhy částic materiálu na obvodě budou, tedy, šroubovice. [6]

3.1 KRITICKÉ OTÁČKY VERTIKÁLNÍHO DOPRAVNÍKU

Kritické otáčky šneku, jsou otáčky, při kterých dojde k zastavení dopravy materiálu směrem vzhůru a nastává skluz materiálu směrem dolů. Otáčky šneku způsobí vznik odstředivé síly, díky které vznikají třecí síly mezi dopravovaným materiálem a žlabem. Pro zajištění funkčnosti dopravníku, je nutné, aby třecí síly mezi žlabem a materiálem byly větší než mezi šnekem a materiálem. Z toho vyplývá, že mezní stav funkčnosti dopravníku nastává při rovnosti těchto dvou třecích sil, na základě které je možné stanovit kritické otáčky. [6]

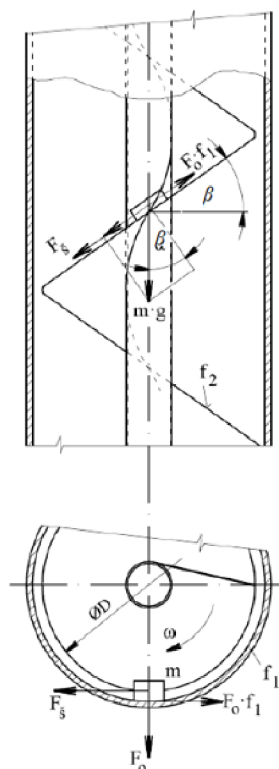
Třecí sílu na šneku F_{ξ} můžeme stanovit z rovnováhy sil působících na element materiálu na nakloněné rovině, dle obrázku číslo 6, kde F_0 je odstředivá síla, f_1 součinitel tření mezi materiálem a žlabem, f_2 součinitel tření mezi materiálem a šnekem a β úhel stoupání šneku. [6]

$$F_{\xi} = m \cdot g \cdot \sin \beta + m \cdot g \cdot f_2 \cdot \cos \beta \quad [N] \quad (1)$$

Rovnost třecí síly na šneku a odstředivé síly působící na plášť, vynásobená součinitelem tření f_1 , vyjadřuje rovnici ustáleného stavu pohybu materiálu na svislém šnekovém dopravníku. [6]

$$F_{\xi} = F_0 \cdot f_1 \quad [N] \quad (2)$$

$$m \cdot g \cdot (\sin \beta + f_2 \cdot \cos \beta) = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot f_1 \quad (3)$$



Obr. 6 Schéma svislého šneku pro odvození rovnic [6]

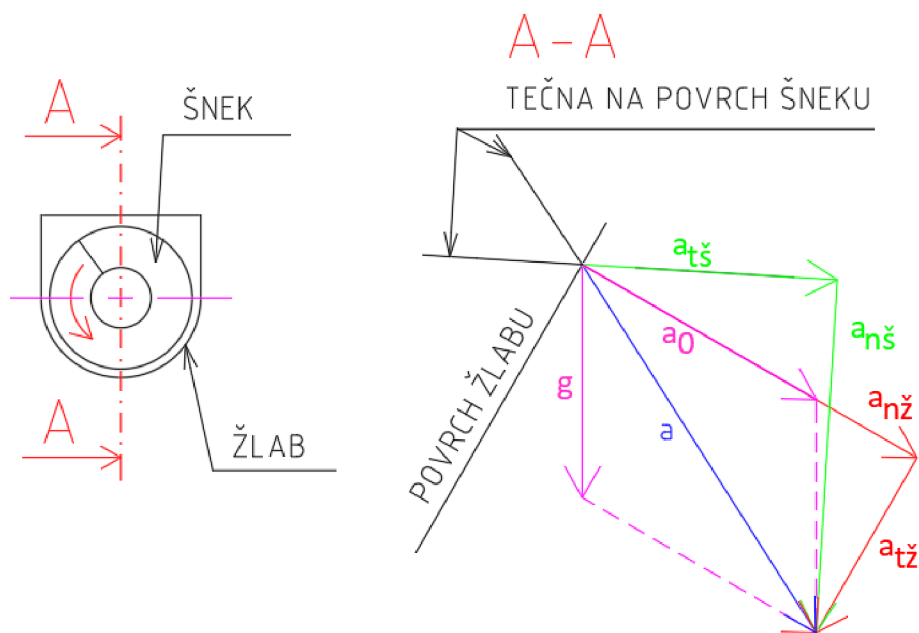
Kritické otáčky n_{krit} [s^{-1}], vyjádřené z úhlové rychlosti ω [rad] a odvozené z rovnice (3):

$$n_{krit} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{r \cdot f_1} \cdot (\sin \beta + f_2 \cos \beta)} \quad [s^{-1}] \quad (4)$$

3.2 ZAJIŠTĚNÍ FUNKČNOSTI STRMÉHO DOPRAVNÍKU

Na funkčnost strmého šnekového dopravníku mají vliv jak normálová, tak tečná zrychlení, působící na danou část dopravníku. Tato zrychlení mohou ovlivnit přilnavost materiálu, buďto působí proti ní, nebo jí naopak napomáhají.

Výsledné normálové zrychlení, působící na element dopravovaného materiálu, je součtem tíhového a záporně vzatého dostředivého zrychlení. Pro posouzení mezního stavu, kdy dojde k zastavení dopravy materiálu, je třeba jej promítnout kolmo do normály povrchu šneku, čímž získáme normálové zrychlení na šneku. Promítneme-li výsledné normálové zrychlení kolmo do normály povrchu žlabu, získáme normálové zrychlení na žlabu, viz Obr 7. Jeden kilogram elementu materiálu vytvoří z normálového, respektive z tečného zrychlení třecí sílu, respektive sílu od tečného zrychlení. Vynásobením síly od normálového zrychlení na danou část dopravníku (šnek nebo žlab) koeficientem tření, získáme třecí sílu na dané části dopravníku. Tuto sílu je nutno porovnat se silou od tečného zrychlení. Tedy třecí sílu na žlabu se silou od tečného zrychlení na žlabu a třecí sílu na šneku se silou od tečného zrychlení na šneku. Materiál se bude držet té části dopravníku, kde třecí síla převyšuje sílu od tečného zrychlení. Funkčnost bude zajištěna za předpokladu, že se materiál více přidržuje žlabu.

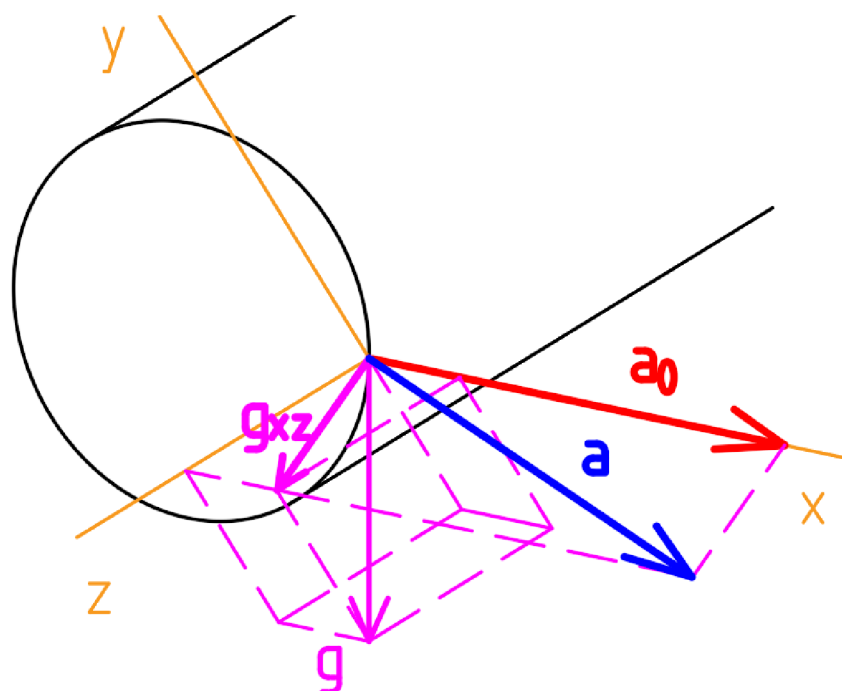


Obr. 7 Schéma zrychlení působící na element materiálu nejnižže ve žlabu

g – Tíhové zrychlení; a_0 – Záporně vzaté dostředivé zrychlení; a – Výsledné zrychlení;
 $a_{nž}$ – Normálové zrychlení na žlabu; $a_{tž}$ – Tečné zrychlení na žlabu; $a_{nš}$ – Normálové zrychlení
na šneku; $a_{tš}$ – Tečné zrychlení na šneku

Funkčnost dopravníku při daném sklonu lze tedy přímo ovlivnit vhodnou volbou materiálu žlabu, potažmo šneku a také volbou otáček šneku. Největšího sklonu dosáhneme, když otáčky budou největší možné a zároveň koeficient tření na šneku bude co nejnižší a na žlabu co nejvyšší.

Při volbě vhodného sklonu na základě normálových a tečných zrychlení je třeba brát zřetel na to, že velikost daných zrychlení se mění v závislosti na tom, v jaké části rádiusu šneku se nachází element materiálu a také, že samotné přerušení funkce dopravníku, a tedy jeho ucpání, nenastane nejnižže ve žlabu, ale výše po oblouku žlabu, kde se mění směr tíhového zrychlení vůči normálám ploch žlabu a šneku, viz Obr. 8, kde je znázorněno záporně vzaté dostředivé zrychlení a zmenšená složka tíhového zrychlení působící na element dopravovaného materiálu výše po oblouku žlabu. Zmenšená složka tíhového zrychlení do normály žlabu (na Obr. 8 rovina xz) nemusí stačit napomáhat záporně vzatému dostředivému zrychlení, jak tomu může být nejnižže ve žlabu. Proto, pokud se vhodný sklon volí na základě tečných a třecích sil nejnižže ve žlabu, je třeba, aby rozdíl velikostí těchto sil byl značný.



Obr. 8 Zrychlení působící na element materiálu výše po oblouku žlabu, rovina xz je normálová rovina povrchu žlabu v místě kde se nachází element materiálu (další konstrukce tečných a normálových zrychlení, v rovině xz , obdobná jako u Obr. 7)

g – Tíhové zrychlení; g_{xz} – složka tíhového zrychlení zobrazená do normály (rovina xz) žlabu; a_0 – Záporně vzaté dostředivé zrychlení; a – Výsledné zrychlení;

4 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ DOPRAVNÍKU

Spirální šnekový dopravník bude navrhován pro dopravu skleněné drti. Jedná se o vysoce abrazivní materiál, proto bude žlab opatřen vložkou z litého čediče, který má vyšší otěruvzdornost než samotná ocel a podobné třecí vlastnosti. Použitím vložky tedy dojde ke zvýšení životnosti dopravníku.

Zadané hodnoty:

Q_m	[kg.h ⁻¹]	Počet hmotnostních jednotek dopravených za hodinu, $Q_m=15000$ kg.h ⁻¹
ρ_v	[kg.m ⁻³]	Objemová hmotnost materiálu respektující mezery mezi zrny, póry a dutiny, $\rho_v=1154$ kg.m ⁻³
l	[m]	Dopravní vzdálenost, $l=8,5$ m

4.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

Dle [3] pro výpočet objemového dopravního výkonu platí vztah (5):

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho_v} [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (5)$$

Kde:

Q_v	[m ³ .h ⁻¹]	Počet objemových jednotek dopravených za hodinu
-------	------------------------------------	---

$$Q_v = \frac{15000}{1154} = 13 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Objemový dopravní výkon lze také spočítat vztahem (6), dle [3] platí:

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad (6)$$

Kde:

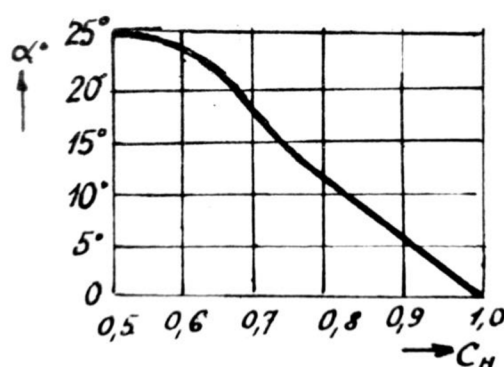
D	[m]	Průměr spirály
s	[m]	Stoupání spirály, voleno $s = D$
n	[s ⁻¹]	Otáčky spirály, voleno $n = 1,5$ s ⁻¹
ψ	[-]	Součinitel plnění, voleno $\psi = 0,30$
c_H	[-]	Součinitel snižující dopravované množství materiálu v závislosti na sklonu dopravníku, dle Obr. 9 voleno $c_H = 0,5$

Parametry, jako otáčky spirály a součinitel plnění se volí, dle [3], na základě vlastností dopravovaného materiálu, viz Tab. 1. Hodnoty parametrů v Tab. 1 vychází z předpokladu, že žlab i spirála jsou vyrobeny z ocele. Za těchto podmínek by byly hodnoty voleny z kategorie vlastností materiálu *velmi abrazivní, hrubě kusovitý, lepkavý*. Vzhledem k tomu, že žlab bude opatřen čedičovou vložkou, která dosahuje vyšší tvrdosti než ocel a méně tedy podléhá

obrušování, jsou parametry voleny z kategorie vlastností materiálu *neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní*.

Tab. 1 Parametry pro výpočet objemového výkonu dle vlastností materiálu [3]

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	Ψ [-]	n [s^{-1}]	v [$m \cdot s^{-1}$]
Neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	Uhelný prach, mouka, zrní, prášk. vápno	0,45	2 až 4	0,5
Neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní	Drobné uhlí, hrubozrnná sůl, cement, písek	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
Velmi abrazivní, hrubě kusovitý, lepivý	Drobný koks, hrubozrnné vápno	0,15	0,2 až 1	0,1



Obr. 9 Diagram pro volbu součinitele c_H [1]

α – Sklon dopravníku, c_H – Součinitel snižující dopravované množství v závislosti na sklonu dopravníku

4.2 NÁVRH SKLONU DOPRAVNÍKU

Dle zadání bakalářské práce, má být sklon dopravníku maximální vhodný. V praxi se doprava skleněné drti spirálním šnekovým dopravníkem řeší ve všech sklonech, tj. 0 až 90°. Je k tomu ale nutná praxe a know-how. Teoretické vzorce, které uvádí literatura, řeší dopravu materiálu pouze do sklonu 25°. Z toho důvodu je jako maximální vhodný sklon dopravníku navržen úhel 25°. V kapitole 5 bude ověřena funkčnost dopravníku při tomto úhlu.

4.3 PRŮMĚR SPIRÁLY

Průměr spirály lze vyjádřit ze vztahu (6):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad (7)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 13}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1,5 \cdot 0,5}} = 0,273 \text{ m}$$

Jako výrobce spirály je zvolena firma RATAJ a. s., která disponuje dlouholetými zkušenostmi jak s návrhem bezosých spirál, tak s kompletní konstrukcí spirálních šnekových dopravníků. Její katalog obsahuje širokou škálu spirál od průměru 25 mm do 800 mm. Z katalogu [5] byla zvolena robustní bezosá spirála RL280 s parametry viz Tab. 2.

Tab. 2 Parametry zvolené spirály

Průměr - vnější D [mm]	Stoupání S [mm]	Průměr - vnitřní d [mm]	Tloušťka spirály t [mm]	Materiál spirály
280	280	89	20	S235

Spirála bude na obou koncích navařena čepy. Čep na konci dopravníku bude uložen v radiálním ložisku. Čep na straně pohonné jednotky bude uložen v radiálně-axiálním ložisku.

5 VOLBA POHONNÉ JEDNOTKY

5.1 PŘÍKON DOPRAVNÍKU

$$P = \frac{Q_v \cdot \rho_v \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w \pm h) \quad [W] \quad (8)$$

Rovnice (8) dle [2], kde:

P	[W]	Příkon dopravníku
l_v	[m]	Vodorovná dopravovaná vzdálenost, $l_v = \cos\alpha \cdot l$
h	[m]	Dopravní výška, pro dopravu vzhůru znaménko plus, pro dopravu dolů znaménko minus, $h = l_v \cdot \tan\alpha$
w	[-]	Globální součinitel odporu, dle [7] voleno $w = 2,15$

$$P = \frac{13 \cdot 1154 \cdot 9,81}{3600} \cdot (\cos(20) \cdot 8,5 \cdot 2,15 + \cos(20) \cdot 8,5 \cdot \tan(20)) = 820,492 \text{ W}$$

5.2 VOLBA MOTORU

Motor bude volen dle vypočítaného příkonu dopravníku. Tato hodnota je ale pouze teoretická a nezohledňuje výkon potřebný na rozběh dopravníku atd.. Vypočítaný příkon dopravníku bude navýšen o zhruba 80 %. Požadovaný výkon motoru bude tedy 1,5 kW.

Jako výrobce elektromotoru je zvolena firma RAVEO s.r.o.. Z jejího katalogu [8] byl zvolen třífázový čtyř-pólový asynchronní motor RMS90L4 s kotvou na krátko v přírubovém provedení B5.

Parametry elektromotoru:

- Výkon: $P_m = 1,5 \text{ kW}$
- Otáčky: $n_e = 1430 \text{ min}^{-1}$
- Hmotnost: $m_m = 13,5 \text{ kg}$

5.3 VOLBA PŘEVODOVKY

Jako výrobce převodovky je zvolena firma Strojírna Kukleny spol. s.r.o, která nabízí planetové převodovky typu EC BOX. Z katalogu firmy [9] byla vybrána převodovka s označením ECM IV / 17, DRÁŽKOVANÝ NÁBOJ, která je kompatibilní se zvoleným elektromotorem.

Parametry převodovky:

- Převodový poměr: $i = 17$
- Otáčky na výstupu: $n_v = 1,402 \text{ s}^{-1}$
- Hmotnost: $m_{př} = 28 \text{ kg}$

Výstup převodovky je řešen nábojem s evolventním drážkováním 40x2,0x8f. Čep na straně pohonné jednotky bude mít totožné drážkování.

6 KONTROLA SKUTEČNÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

Po zvolení pohonné jednotky je třeba zkontrolovat, jakou mírou se změnil skutečný dopravní výkon Q_{vskut} a následně zjistit o kolik procent se liší od zadaného dopravního výkonu Q_v .

$$Q_{vskut} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_v \cdot c_H \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (9)$$

$$Q_{vskut} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,28^2}{4} \cdot 0,28 \cdot 0,3 \cdot 1,402 \cdot 0,5 = 13,053 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\Delta Q_{v(\%)} = \frac{|Q_v - Q_{vskut}|}{Q_v} \cdot 100 \quad [\%] \quad (10)$$

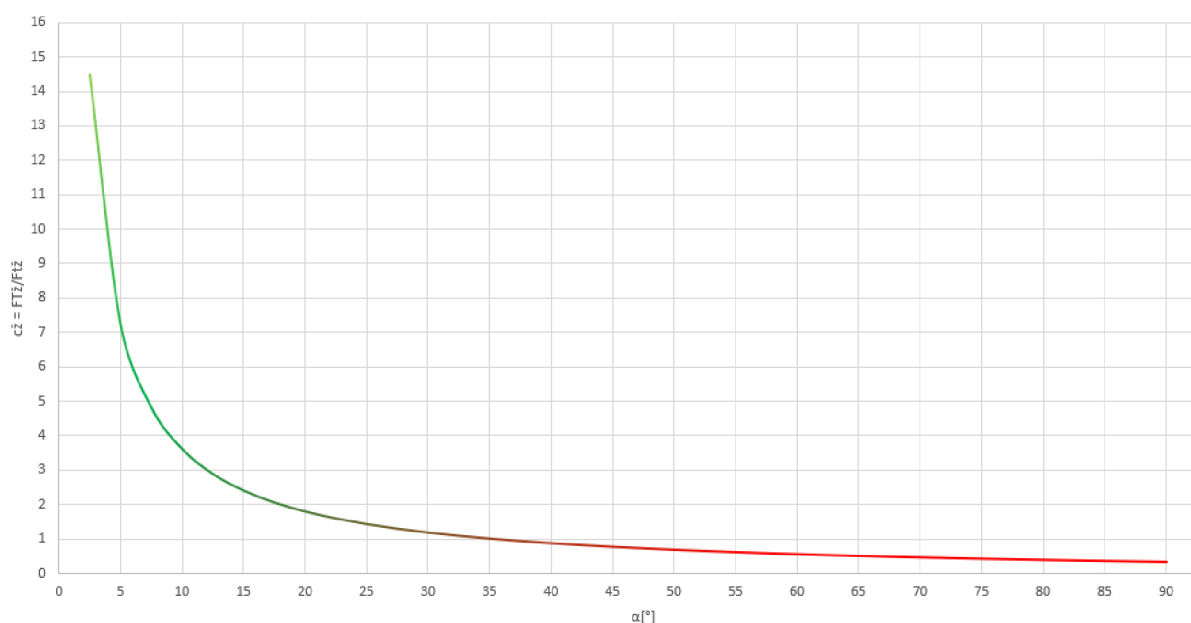
$$\Delta Q_{v(\%)} = \frac{|13 - 13,053|}{13} \cdot 100 = 0,41 \%$$

Skutečný dopravní výkon převyšuje požadovaný dopravní výkon o 0,41 %, což je přijatelná hodnota. Pohonná jednotka je vyhovující.

7 KONTROLA FUNKČNOSTI DOPRAVNÍKU PŘI SKLONU 25°

Funkčnost je kontrolována na základě kapitoly 3.2, musí být tedy splněna podmínka, že třecí síla na žlabu musí být větší než síla od tečného zrychlení na žlabu. K určení těchto sil je třeba znát součinitele tření materiálu spirály a žlabu. Materiál spirály je ocel, součinitel tření na spirále je volen, na základě doporučení vedoucího bakalářské práce, 0,4. Materiál žlabu, který přichází do kontaktu s dopravovaným materiálem, je litý čedič. Dle [10] jsou třecí vlastnosti litého čediče podobné jako ocele, nicméně, na rozdíl od většiny materiálů, se třecí vlastnosti čediče při dlouhodobém kontaktu s dopravovaným materiálem zlepšují. Z těchto důvodů je koeficient tření na žlabu volen menší než na spirále a to 0,3.

Na základě poznatků z kapitoly 3.2 byl v aplikaci Microsoft Excel vytvořen program, který po zadání potřebných parametrů vytvoří graf (viz Obr. 10) závislosti poměru třecí síly na žlabu, ku síle od tečného zrychlení na žlabu a úhlu sklonu dopravníku. Na základě tohoto grafu lze vyhodnotit funkčnost dopravníku.



Obr. 10 Graf závislosti poměru třecí síly na žlabu a síly od tečného zrychlení na žlabu a úhlu sklonu dopravníku

Dle Obr. 10 je poměr c_z , při sklonu 25° zhruba 1,5. Třecí síla na žlabu tedy převyšuje sílu od tečného zrychlení na žlabu o 50 %. Což vzhledem k tomu, že element materiálu, na který působí dané síly, se nachází nejvýše po rádiu žlabu, kde je největší záporné vzaté dostředivé zrychlení a přihlédnutí k faktu, že chování materiálu při dopravě, z kterého výpočty vychází, je značně idealizované není dostačující hodnota. Z toho důvodu je sklon dopravníku snížen z 25° na 20°. Ostatní parametry zůstávají zachovány.

8 VOLBA ŽLABU

Výrobce žlabu byla zvolena firma EUTIT, která má dlouholeté zkušenosti s odléváním čediče a výrobou potrubí s čedičovou vložkou. Žlab bude tvořen dvěma bezešvými trubkami vyloženými čedičem. Trubky budou navzájem spojeny za pomoci příruby. Na obou koncích budou navařeny příruby pro osazení ložiskového domku a pohonné jednotky. Jmenovitá světlost žlabu je volena, s ohledem na dostatečnou mezeru mezi spirálou a žlabem, $J_s = 303 \text{ mm}$.



Obr. 11 Otěruvzdorné potrubí v řezu [11]

9 HMOTNOST DOPRAVNÍKU

Hmotnost celého dopravníku tvoří součet hmotnosti dopravovaného materiálu a jednotlivých částí dopravníku. Výpočtem hmotnosti dopravníku získáme minimální nosnost nosné konstrukce dopravníku.

9.1 HMOTNOST POHONU

Hmotnost pohonu je určena součtem hmotnosti motoru a převodovky.

$$m_p = m_m + m_{př} [kg] \quad (11)$$

$$m_p = 13,5 + 28 = 41,5 \text{ kg}$$

9.2 HMOTNOST ŽLABU

Hmotnost žlabu se skládá z hmotnosti bezešvých trubek s čedičovou vložkou, viz kapitola 8 a hmotnosti násypky a výsypky, které jsou vyrobeny z totožných trubek jako samotný žlab a jsou k němu přivařeny. Celková hmotnost žlabu, včetně výsypky, násypky a přírub m_z , dle [11], je 774 kg.

9.3 HMOTNOST SPIRÁLY

Spirála byla vymodelována, na základě rozměrů dle [5], v softwaru Autodesk Inventor. Následovně jí byl přiřazen materiál S235. Hmotnost spirály m_s je 286 kg.

9.4 HMOTNOST ČEPŮ

Hmotnost čepů byla určena obdobným způsobem jako u spirály, tedy vymodelováním v softwaru Autodesk Inventor a přiřazení materiálu ČSN 11 423. Celková hmotnost obou čepů $m_č$ je 43,7 kg.

9.5 HMOTNOST PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Hmotnost přepravovaného materiálu můžeme vypočítat za pomoci vzorce pro součinitel plnění, pro který, dle [2], platí vztah (12).

$$\psi = \frac{S}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} [-] \quad (12)$$

Kde:

S [m²] Plocha průřezu materiálu ve žlabu

Plocha průřezu materiálu ve žlabu S vyjádřená ze vztahu (12):

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi [m^2] \quad (13)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,28^2}{4} \cdot 0,3 = 18,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Hmotnost materiálu ve žlabu:

$$m_{mat} = \rho_v \cdot S \cdot l_v \text{ [kg]} \quad (14)$$

$$m_{mat} = 1154 \cdot 18,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8,5 = 181,7 \text{ kg}$$

9.6 CELKOVÁ HMOTNOST

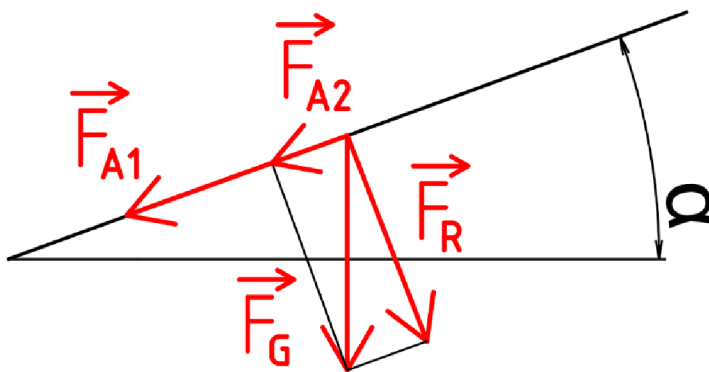
Celková hmotnost by měla zahrnovat také hmotnost spojovacích součástí, ale vzhledem k hmotnostem jednotlivých komponent, můžeme tuto hmotnost zanedbat.

$$m_c = m_p + m_z + m_s + m_\xi + m_{mat} \text{ [kg]} \quad (15)$$

$$m_c = 41,5 + 774 + 286 + 43,7 + 181,7 = 1326,9 \text{ kg}$$

10 ULOŽENÍ SPIRÁLY

Spirála bude na obou stranách navařena na čepy, které budou uloženy ve valivých ložiscích. Ložiska budou navrhována tak, aby zachycovala radiální a axiální sílu. Obě síly je nutno vypočítat. Pro výpočty bude spirála, vzhledem k jejím rozměrům, uvažována jako prut. Výpočty budou provedeny na základě obrázku 11.



Obr. 11 Síly působící v polovině délky spirály

10.1 URČENÍ AXIÁLNÍ SÍLY

Celková axiální síla je součtem axiální síly F_{A1} , která je účinkem pohybujícího se materiálu a axiální síly od tíhy spirály s čepy F_{A2} .

Pro výpočet axiální síly F_{A1} platí, dle [4], vztah (16):

$$F_{A1} = \frac{M_k}{R_s \cdot \tan(\vartheta + \delta)} \quad [N] \quad (16)$$

Kde:

M_k [N.m] Točivý moment na čepu spirály, dle [9] $M_k = 152$ Nm

R_s [m] Účinný poloměr šneku, vztah (17), dle [4]:

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} \quad [m] \quad (17)$$

$$R_s = 0,75 \cdot \frac{0,28}{2} = 0,105 \text{ m}$$

ϑ [°] Úhel stoupání spirály, platí vztah (18):

$$\vartheta = \tan^{-1} \frac{D}{\pi \cdot s} \quad [^\circ] \quad (18)$$

$$\vartheta = \tan^{-1} \frac{0,28}{\pi \cdot 0,28} = 17,7^\circ$$

δ [°] Třecí úhel mezi materiálem a spirálou, platí vztah (19):

$$\delta = \tan^{-1} f_{\xi} \quad [^\circ] \quad (19)$$

$$\delta = \tan^{-1} 0,4 = 21,8^\circ$$

Axiální síla F_{A1} dle vztahu (16):

$$F_{A1} = \frac{152}{0,105 \cdot \tan(17,7 + 21,8)} = 1759 \text{ N}$$

Pro výpočet axiální síly F_{A2} platí vztah (20):

$$F_{A2} = F_G \cdot \cos \alpha \text{ [N]} \quad (20)$$

Kde:

F_G [N] Tíhová síla od hmotnosti spirály s čepy, platí vztah (21):

$$F_G = (m_\xi + m_s) \cdot g \text{ [N]} \quad (21)$$

$$F_G = (286 + 43,7) \cdot g = 3233 \text{ N}$$

Axiální síla F_{A2} dle vztahu (20):

$$F_{A2} = 3233 \cdot \cos 20 = 1319 \text{ N}$$

Celková axiální síla:

$$F_A = F_{A1} + F_{A2} \text{ [N]} \quad (22)$$

$$F_A = 1759 + 1319 = 3078 \text{ N}$$

10.2 URČENÍ RADIÁLNÍ SÍLY

Radiální síla od tíhy spirály a čepů

$$F_R = F_G \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad (23)$$

$$F_R = F_G \cdot \sin 20 = 2952 \text{ N}$$

Vypočítaná radiální síla F_R se rovnoměrně rozloží mezi ložisko na straně pohonu a koncové ložisko.

10.3 VOLBA LOŽISEK

Náboj převodovky je, dle [9], uložen ve dvouřadém kuličkovém ložisku. Dle údajů výrobce, toto ložisko může být zatíženo maximální axiální silou $F_{A\max} = 4200 \text{ N}$. Maximální možné radiální zatížení je $F_{R\max} = 5000 \text{ N}$. Ani jedna z vypočítaných sil maximální hodnoty nepřevyšuje. Ložisko zabudované v převodovce je tedy dostačující pro přenos axiální a radiální síly. Dle výrobce je ložisko navrženo na provozní dobu deset tisíc provozních hodin.

Jako výrobce koncového ložiska byla zvolena firma SKF. Z jejího katalogu [12] bylo zvoleno ložisko s označením 63008-2RS1, jedná se o kuličkové ložisko s oboustranným pryžovým těsněním vyztužené plechem. Ložisko je namazané na celou dobu trvanlivosti, je tedy prakticky bezúdržbové.

Pro výpočet trvanlivosti platí, dle [12], vztah (24):

$$L_{nmh} = a_1 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{c}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_v} \quad [h] \quad (24)$$

Kde:

- a₁ [-] Součinitel spolehlivosti, dle [12], a₁=1
- a_{skf} [-] Součinitel trvanlivosti, dle [12], a_{skf}=0,15
- c [kN] Dynamická únosnost, dle [12], c = 16,8 kN
- P [m] Ekvivalentní zatížení, v našem případě $P = 0,5 \cdot F_R$ [kN]
- a [m] Exponent rovnice trvanlivosti, pro ložiska s bodovým stykem, dle [12], a = 3

Trvanlivost ložiska, platí vztah (24):

$$L_{nmh} = 1 \cdot 0,15 \cdot \left(\frac{16,8}{1,476}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 1,402} = 43823 \text{ h}$$

11 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU ČEPŮ

Pro výpočet minimálního průměru budeme uvažovat, že čep je zatížen pouze kroutícím momentem M_k . Dle [13], platí vztah (25):

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad [m] \quad (25)$$

Kde:

τ_D [MPa] Dovolené napětí v krutu, dle [14], $\tau_D = 35$ MPa

Minimální průměr čepu, platí vztah (25):

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 152}{\pi \cdot 35 \cdot 10^6}} = 0,0281 \text{ m}$$

12 POROVNÁNÍ S KLASICKÝM ŠNEKOVÝM DOPRAVNÍKEM

Spirální šnekové dopravníky a klasické šnekové dopravníky si jsou svou konstrukcí a principem funkce velmi podobné, až na některé výjimky. Spirální šnekový dopravník nedisponuje centrálním hřídelem. Díky tomu není třeba ukládat šnekovnici do podpůrných ložisek a rozdělovat na více částí.

Díky absenci centrálního hřídele a podpůrných ložisek jsou spirální šnekové dopravníky, oproti těm klasickým, ekonomicky výhodnější. Další výhodou tohoto typu šnekového dopravníku je také pohyb materiálu v téměř celém průřezu dopravníku. Je tedy díky své konstrukci schopen dopravovat velké množství materiálu při malých otáčkách a malé spotřebě energie a umožňuje dopravu materiálů, které mají sklon k namotávání.

ZÁVĚR

Mezi cíle této bakalářské práce patřilo vytvoření předpokladu funkce spirálního dopravníku v závislosti na jeho sklonu, provedení funkčních výpočtů, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu dle zadaných parametrů.

Úvodem byl proveden teoretický popis šnekového dopravníku a následně byl vytvořen předpoklad pro funkčnost strmého dopravníku v závislosti na zrychleních působících na element materiálu.

Ve výpočtové části byly provedeny výpočty, na základě kterých, byla zvolena spirála a pohon, který je tvořen třífázovým asynchronním motorem a diferenciální planetovou převodovkou se zabudovaným ložiskem. Následně byl zkontrolován dopravní výkon. Poté byl zvolen žlab s otěruvzdornou výstelkou z taveného čediče. Koncové ložisko je kuličkové, těsněné a zakrytované. Je uloženo v ložiskovém domku.

Závěrem bylo porovnáno konstrukční řešení spirálního šnekového dopravníku s klasickým šnekovým dopravníkem.

Při návrhu celého dopravníku byl kladen důraz na jednoduchost, funkčnost, spolehlivost a cenu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků*. Praha: České vysoké učení technické, 1983.
- [2] DRAŽAN, František a Karel JERÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979. Česká matice technická, č. spisu 351, roč. 84 (1979).
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně).
- [4] POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLISKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [5] Robustní spirály | RATAJ a.s.. *Výrobce bezosých spirálových dopravníků | RATAJ a.s.* [online]. Copyright © 2020 RATAJ a.s. [cit. 13.02.2021]. Dostupné z: <https://www.rataj.cz/vyrobní-program/spiraly-snekovnice/robustní-spiraly>
- [6] ROZBROJ, Jiří. *Simulace (DEM) pohybu partikulární hmoty ve šnekovém dopravníku v aplikaci na konstrukci svislého šneku* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 16.02.2021]. Dostupné z: <https://theses.cz/id/yw0nfx/>. Disertační práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. Vedoucí práce Jiří Zegzulka.
- [7] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [8] RAVEO s.r.o. *Katalog: Asynchronní motory* [online]. [cit. 17.03.2021]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/11/ac-motory-raveo-2016-11_3.pdf
- [9] Strojírna Kukleny spol. s.r.o. - Hradec Králové. *Pomaluběžné excentrické reduktory EC BOX* [online]. [cit. 17.03.2021]. Dostupné z: <https://strojirna.cz/strojirenska-vyroba/pomalubezne-excentricke-reduktory-ec-box/#prettyPhoto>
- [10] Cast Basalt & Alumina Lining Materials – MSS Limited. *MSS Limited – Maintenance Systems and Solutions* [online]. [cit. 12.03.2021]. Dostupné z: <https://www.msslimited.net/cast-basalt-alumina-lining-materials/>
- [11] EUTIT s.r.o. *Potrubi otěruvzdorné z čediče* [online]. [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: <https://www.eutit.cz/potrubi.html>
- [12] SKF. *Katalog: Valivá ložiska* [online]. [cit. 18.03.2021]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [13] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.

[14] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

τ_D	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
a	[m.s ⁻²]	Výsledné zrychlení
a	[m]	Exponent rovnice trvanlivosti
a_0	[m.s ⁻²]	Záporně vzaté dostředivé zrychlení
a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti
$a_{nš}$	[m.s ⁻²]	Normálové zrychlení na šneku
$a_{nž}$	[m.s ⁻²]	Normálové zrychlení na žlabu
a_{skf}	[-]	Součinitel trvanlivosti
$a_{tš}$	[m.s ⁻²]	Tečné zrychlení na šneku
$a_{tž}$	[m.s ⁻²]	Tečné zrychlení na žlabu
c	[kN]	Dynamická únosnost
c_H	[-]	Součinitel snižující dopravované množství materiálu
D	[m]	Průměr spirály
d_{min}	[m]	Minimální průměr čepu
F_0	[N]	Odstředivá síla
f_1	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a žlabem
f_2	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a šnekem
F_A	[N]	Celková axiální síla
F_{A1}	[N]	Axiální síla jedna
F_{A2}	[N]	Axiální síla dva
F_G	[N]	Tíhová síla od hmotnosti spirály s čepu
F_R	[N]	Radiální síla
F_{ξ}	[N]	Třecí síla na šneku
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
g_{xz}	[m.s ⁻²]	složka tíhového zrychlení zobrazená do normály žlabu
h	[m]	Dopravní výška
i	[-]	Převodový poměr
J_s	[mm]	Jmenovitá světlost žlabu
l	[m]	Dopravní vzdálenost
L_{nmh}	[h]	Trvanlivost ložiska
l_v	[m]	Vodorovná dopravovaná vzdálenost
m_c	[kg]	Celková hmotnost
$m_{\check{c}}$	[kg]	Hmotnost čepů
M_k	[N.m]	Točivý moment na čepu spirály
m_m	[kg]	Hmotnost motoru
m_{mat}	[kg]	Hmotnost přepravovaného materiálu
m_p	[kg]	Hmotnost pohonu
$m_{př}$	[kg]	Hmotnost převodovky
m_s	[kg]	Hmotnost spirály
$m_{\check{z}}$	[kg]	Hmotnost žlabu
n	[s ⁻¹]	Otáčky spirály
n_e	[min ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
n_v	[s ⁻¹]	Otáčky na výstupu převodovky
P	[W]	Příkon dopravníku
P	[m]	Ekvivalentní zatížení
P_m	[W]	Výkon elektromotoru
Q_m	[kg.h ⁻¹]	Počet hmotnostních jednotek dopravených za hodinu

Q_v	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	Počet objemových jednotek dopravených za hodinu
$Q_{v\text{skut}}$	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	Skutečný počet objemových jednotek za hodinu
R_s	[m]	Účinný poloměr šneku
s	[m]	Stoupání spirály
w	[-]	Globální součinitel odporu
β	[°]	Úhel stoupání šneku
δ	[°]	Třecí úhel mezi materiálem a spirálou
ϑ	[°]	Úhel stoupání spirály
ρ_v	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Objemová hmotnost materiálu
ψ	[-]	Součinitel plnění



SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy	SPIRÁLNÍ Š. DOPRAVNÍK	BP-SSD-00/01
Seznam položek	SPIRÁLNÍ Š. DOPRAVNÍK	BP-SSD-00/02
Výkres svarku	SPIRÁLA S ČEPY	BP-SSD-01