



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 CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Matoušek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Martin Matoušek
Studijní program:	Základy strojního inženýrství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Provedení výpočtu a konstrukčního řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry. Provedení výběru dopravovaných materiálů vhodných pro tento typ dopravníku.

Dopravní výkon 850 kg.h⁻¹.

Dopravní vzdálenost 9,5 m.

Dopravní převýšení 2 m.

Dpravovaný materiál max. objemové hmotnosti 2200 kg.m⁻³.

Cíle bakalářské práce:

Provedení funkčního výpočtu, určení hlavních rozměrů

a návrh pohonu. Uvedení vhodných parametrů dopravovaných materiálů.

Nakreslení sestavného výkresu dopravníku,

nakreslení detailu spirály.

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: VUTIUUM, 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 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem spirálního šnekového dopravníku. V úvodu je provedena rešerše, která je zaměřena na popis dosavadních konstrukčních řešení dopravníků. Zároveň jsou popsány hlavní části spirálního šnekového dopravníku. S ohledem na základní vlastnosti dopravovaných materiálů je proveden rozbor použitelnosti dopravníku. Následně je vybrán dopravovaný materiál. Dále je realizován funkční výpočet, který koreponduje s informacemi uvedenými v literatuře. Na základě výsledků z výpočtu jsou vybrány jednotlivé součásti. Pro silově namáhané součásti je proveden kontrolní pevnostní výpočet. Na závěr je provedeno zhotovení detailního návrhu konstrukce dopravníku, jež je nastíněn ve výkresu sestavení a svařence spirály.

KLÍČOVÁ SLOVA

spirální šnekový dopravník, spirála, konstrukce dopravníku, cement, žlab

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the structural design of a spiral screw conveyor. In the introduction, a research is carried out, which is focused on the description of existing design solutions of conveyors. At the same time the main parts of the spiral screw conveyor are described. With regard to the basic characteristics of the conveyed materials, the applicability of the conveyor is analysed. Subsequently, the material to be conveyed is selected. Furthermore, a functional calculation is carried out, which corresponds to the information given in the literature. Based on the results of the calculation, the individual components are selected. A control strength calculation is carried out for the force-stressed components. Finally, a detailed design of the conveyor structure is made, which is outlined in a drawing of the spiral assembly and weldment.

KEYWORDS

spiral screw conveyor, spiral, conveyor construction, cement, trough

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MATOUŠEK, Martin. *Spirální šnekový dopravník*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Jiří Malášek. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149298>

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 2023

.....

Martin Matoušek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D., za jeho odborné rady při vypracování této práce. Poděkování také patří mé rodině a blízkým za podporu po celou dobu vysokolešského studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Rozdělení šnekových dopravníků.....	11
2 Hlavní části šnekového dopravníku:.....	13
2.1 Hnací ústrojí.....	13
2.2 Spojení pohonu se spirálou	13
2.3 Spirála	14
2.4 Žlab	14
3 Výběr dopravovaného materiálu:	15
4 Vlastní konstrukční návrh	16
4.1 Alternativní konstrukční řešení.....	17
5 Funkční výpočet základních veličin	18
5.1 Výpočet objemového dopravního výkonu	18
5.2 Výpočet průměru spirály	18
5.3 Volba spirály.....	20
5.4 Příkon dopravníku.....	21
5.5 Výběr pohonného ústrojí	21
5.6 Volba žlabu	23
5.7 Kontrola skutečného dopravního výkonu	24
6 Hmotnost dopravníku	25
6.1 Hmotnost spirály.....	25
6.2 Hmotnost žlabu	26
6.3 Hmotnost přepravovaného materiálu.....	27
6.4 Celková hmotnost	27
7 Určení sil působící na převodový motor	28
7.1 Určení axiální složky tíhové síly od spirály.....	29
7.2 Určení radiální složky tíhové síly od spirály	29
7.3 Určení axiální síly vlivem posuvu materiálu	29
7.4 Výpočet statické rovnováhy.....	30
8 Pevnostní výpočty	31
8.1 Kontrola na otláčení náboje	31
8.2 Pevnostní kontrola lícovaných šroubů.....	32
Závěr	35
Použité informační zdroje.....	36
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	37
Seznam příloh	40

ÚVOD

Spirální šnekový dopravník je zařízení, které slouží pro dopravu nejrůznějších materiálů. Lze jej použít pro dopravu sypkých materiálů, například písek, cement, piliny. Dále pro přepravu kusových materiálů, například uhlí, sklo a různé druhy rud. Oblast jeho použití je také velice široká. Najdeme ho v chemickém průmyslu a v potravinářství. Je možné jej nalézt jako část jiného strojního celku. Spirální dopravník se používá v obráběcích centrech pro odvod třísek vzniklých při obrábění. Setkat se s ním můžeme také v dalších průmyslových zařízeních, například v betonárnách.

Hlavním principem fungování těchto strojů je přeměna otáčivého pohybu na posuvný. To je uskutečněno pomocí spirály, která se neustále otáčí. Díky svému šroubovitému tvaru posouvá materiál ve směru osy své rotace. Tento princip je velice výhodný z hlediska realizace pohonu dopravy. Stačí pouze přenést otáčivý pohyb na spirálu. Je možné použít nejrůznější druhy rotačních motorů, ať už elektrických, nebo spalovacích. Nenajdeme zde žádný tažný element. Při použití žlabu ve tvaru U je dokonce možné materiál naložit v jakémkoli místě.

V porovnání s klasickým šnekovým dopravníkem je zde hlavní rozdíl v absenci středového hřídele. To umožňuje vyšší zaplnění žlabu a zároveň použití ohebné spirály. Další odlišností je absence ložisek ve vnitřním prostoru žlabu. Spirála je zde pouze vložena do žlabu. Veškerá axiální síla je zachycena pomocí motoru, který se nachází mimo přepravní prostor. Díky absenci ložisek je možné použít širší okruh dopravovaných materiálů. Není potřeba se obávat o selhání těsnění ložisek.

Mezi hlavní výhody spirálního šnekového dopravníku patří jeho jednoduchá konstrukce a malé zástavbové nároky. Díky absenci ložisek je konstrukce značně jednodušší, a proto méně náchylná na poruchy. Vyskytuje se zde minimální počet poruchových součástí. Naopak jeho hlavní nevýhodou je vysoké opotřebení jak spirály, tak žlabu. Tato nevýhoda se dá značně kompenzovat použitím vhodné výstelky, která vykazuje abrazivní i kluzné vlastnosti, nebo navařením vysoce odolné slitiny kovu na spirálu.

Na začátku práce bude rozebrána konstrukce klasických šnekových dopravníků společně se spirálními. Dále bude proveden popis jednotlivých součástí, ze kterých je složen šnekový dopravník. Poté bude provedena volba dopravovaného materiálu a návrh konstrukčního řešení, které bude dále upřesněno po provedení funkčního výpočtu.

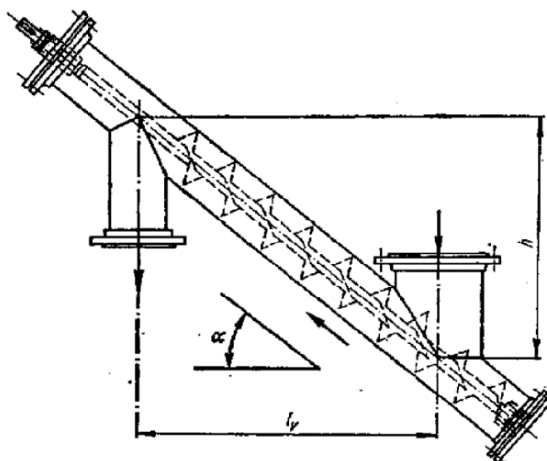
Cílem této práce je návrh dopravníku, jenž bude možné použít pro dopravu vybraného materiálu v průmyslovém odvětví. Také bude vybrán vhodný materiál, který bude efektivně dopravován vybraným dopravníkem. Bude vypracován detailní konstrukční návrh. Ten bude korespondovat s informacemi z odborných zdrojů. Dalším vytyčeným požadavkem je dospět k řešení, které svými vlastnostmi překoná klasické šnekové dopravníky.

1 ROZDĚLENÍ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Obecné rozdělení šnekových dopravníků [1].

Podle směru toku přepravovaného materiálu:

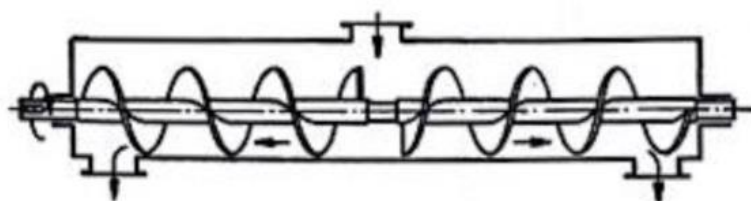
- Vodorovné
- Šikmé (obr.1)
- Svislé



obr. 1 Šikmý šnekový dopravník [1]

Podle smyslu stoupání šnekovnice (obr. 2):

- Pravotočivé
- Levotočivé

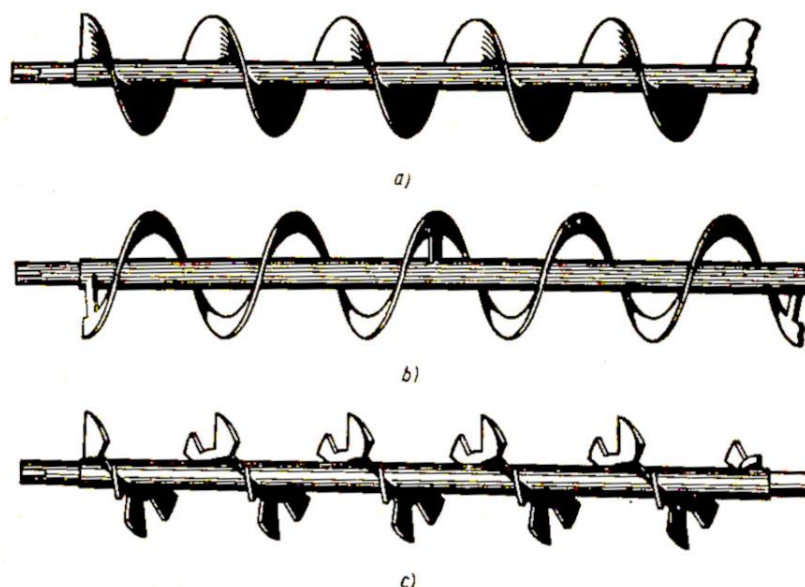


obr. 2 Vliv stoupání spirály na směru přepravy [1]

Podle počtu závitů šneku

- Jednochodé (obr.2)
- Vícechodé

Další možnost rozdělení šnekových dopravníků je podle toho, jaké mají provedení šneku. První druh je možné nazvat klasickým šnekovým dopravníkem. Při tomto provedení je použito klasického šneku. Je zde nutné použít podpůrných ložisek. Šnek u klasického šnekového dopravníku může být dále zhotoven jako plný, obvodový a lopatkový (obr.3) [2]. Obvodový šnek se používá pro dopravu tuhého a lepkavého materiálu. Lopatkový je vhodný tam, kde je třeba promíchat dopravovaný materiál.



obr. 3 Druhy šneku u klasického šnekového dopravníku [1]

a) plný, b) obvodový c) lopatkový

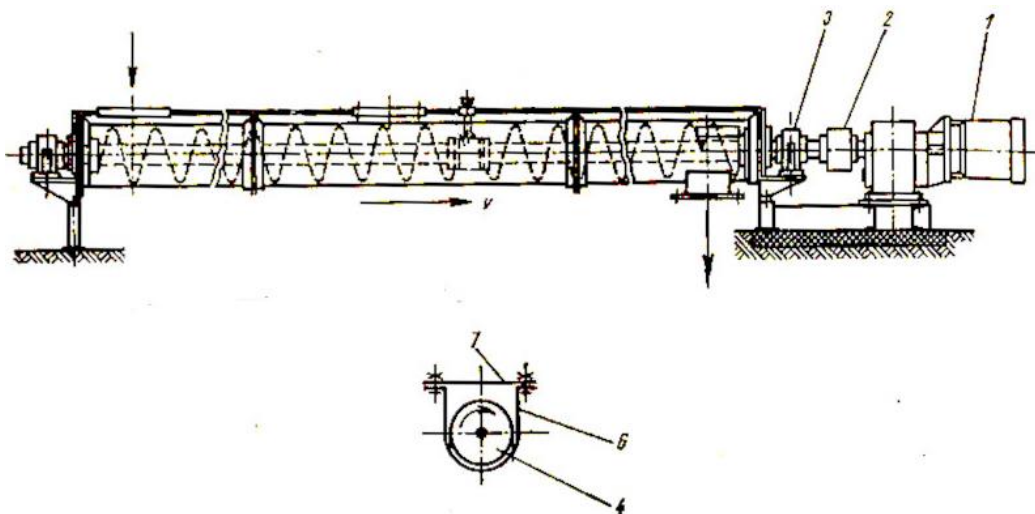
Další druh dopravníků se nazývá spirální šnekový dopravník. Zde je šnek zhotoven ve formě spirály, která postrádá středovou hřídel (obr. 4). Tento druh je dále možné rozdělit na robustní a lehké [2].

Výhodou lehkých spirálových dopravníků je možnost použití ohebného žlabu a ohebné spirály. Toto provedení umožní dopravovat materiál v obloucích a na vzdálenost až 120 m. Jsou vhodné pro přepravu jemnozrnných materiálů. Naproti tomu robustní spirálové dopravníky jsou vhodné pro dopravu hrubozrnného a abrazivního materiálu. Tloušťka spirály může být až 60 mm a průměr 800 mm. [2].



obr. 4 Robustní spirála [2]

2 HLAVNÍ ČÁSTI ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU:



obr. 5 Hlavní části šnekového dopravníku ([3], upraveno)

1) Hnací ústrojí, 2) Spojení, 3) Ložisko na straně výstupu. 4) Šnek, 5) Žlab, 6) Víko žlabu

2.1 HNACÍ ÚSTROJÍ

Pohon dopravníku je nejčastěji realizován pomocí elektromotoru, ke kterému bývá přiřazena vhodná převodovka [3]. Požadované otáčky spirály jsou ve většině případech znatelně nižší než otáčky motoru, a proto se pohon bez vhodného převodového ústrojí neobejde. Vhodným řešením pro dopravníky menších rozměrů je použití převodového motoru, který má v sobě zabudované převodové ústrojí. Další možnost redukce otáček je použití frekvenčního měniče. Motor i s převodovkou se obvykle namontuje na čelo žlabu pomocí přírubového spoje, případně je umístěn mimo konstrukci dopravníku [3].

Dopravníky je možné rozdělit podle toho, zdali se hnací ústrojí nachází na straně vstupu dopravovaného materiálu, nebo na straně výstupu. Pokud se bude pohonná jednotka nacházet na výstupu, je dopravník označen jako tažný. Materiál se zde pohybuje směrem k motoru. Při umístění motoru na vstup se jedná o tlačný způsob uspořádání. Pohyb materiálu je zde realizován směrem pryč od motoru. [4]

2.2 SPOJENÍ POHONU SE SPIRÁLOU

Nejjednodušší způsob spojení je pomocí hřídele, která je na jedné straně přivařena ke spirále a na druhé spojena s motorem. Další možnost je použití unašeče, který je nasunut na výstupní hřídel převodovky [2]. Zde je na čele spirály přivařena deska s otvory pro šrouby. Deska je poté spojena s unašečem pomocí šroubového spoje.

Dalšími způsoby spojení je spoj řemenový, případně řetězový [5]. Tyto způsoby jsou vhodné pro použití v omezeném prostoru. Při použití řemenového převodu je docíleno nepřesného převodu. Jednou z hlavních vlastností řemenového převodu je výskyt skluzu, díky němuž nemusí dojít ke konstantnímu přenosu otáček. Dokáže velice efektivně tlumit rázy. Naproti tomu

řetězový převod je přesný. Otáčky se budou stále přenášet konstantně. Nezvládá ovšem výrazně tlumit rázy a je dražší.

2.3 SPIRÁLA

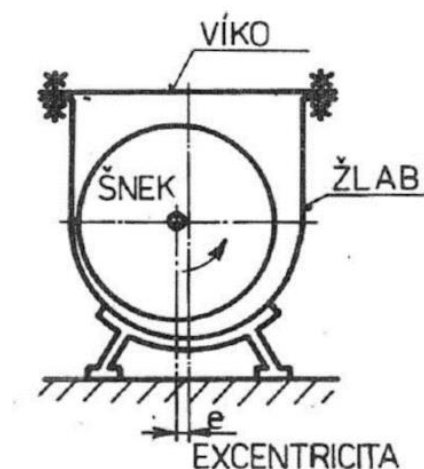
Jedná se o zásadní součást, díky které je realizován posuv materiálu. Při chodu dopravníku se rovnoměrně otáčí a díky svému šroubovému tvaru zajišťuje pohyb materiálu. Smysl jejího stoupání a směr otáček udává to, jakým směrem se bude materiál posouvat. Průřez spirály bývá nejčastěji lichoběžníkový, případně obdélníkový [6].

Pro běžné používání je použita spirála z uhlíkové oceli, ale může být použita i pružinová ocel pro ohebné dopravníky [2]. V potravinářském průmyslu se užívá nerezová ocel. Spirála se vyrábí postupným svařováním půlkruhů prohnutých v axiálním směru, nebo válcováním z pásu [3]. Spirály jsou normalizované podle svých vnějších průměrů.

2.4 ŽLAB

Jedná se o nosnou část dopravníku, ve které dochází k pohybu přepravovaného materiálu [3]. Jeho rozměry jsou dány průměrem spirály a požadovanou dopravní vzdáleností. Šnek bývá ve žlabu umístěn excentricky (obr. 6). Díky tomuto uložení nedochází k přičení materiálu [1]. Dále je vhodné docílit mezi žlabem a spirálou minimálně 5 mm vůle, která je určena výrobními tolerancemi šneku a druhem dopravovaného materiálu [3]. Materiálem žlabu bývá nejčastěji ocel o tloušťce 5 až 10 mm. Mnohdy bývá umístěna do žlabu výstelka z abrazivně odolného materiálu. Přepravovaný materiál je přiváděn shora skrz násypku. Výstup materiálu je realizován zespoda. Pro větší dopravníky bývá žlab zhotoven z více segmentů.

Žlab je možné rozdělit podle toho, jaký je jeho průřez [1]. Pokud se jedná o kruhový průřez, je žlab označen jako trubkový. Tento průřez je vhodný pro spirální šnekový dopravník. Díky kruhovému průřezu nedojde ke zborcení spirály. Druhý způsob provedení žlabu je žlab s U profilem. Tímto provedením je docíleno vyšší tuhosti žlabu a při údržbě je zde díky použití víka snazší přístup ke šneku. Výroba U profilu je náročnější než trubky.



obr. 6 Uložení šneku ve žlabu s U profilem [6]

3 VÝBĚR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU:

Spirální šnekový dopravník je schopen dopravovat téměř jakékoli druhy sypkých materiálů (tab.1). Díky tomu je použitelný v nejrůznějších průmyslových odvětvích. V potravinářském průmyslu může sloužit například pro přepravu zrnitých směsí, jako jsou čočka, cukr, rýže apod. Vhodný je také pro stavební a chemický průmysl. Dopravované materiály mohou být vysoce abrazivní, například štěrk, písek, korundová a žulová drť. Na druhou stranu je možné přepravovat také jemné a lehké materiály, například pšenice, kukuřice. Vhodné je dopravovat materiály větších zrnitostí, například PET lahve, drcené pneumatiky, kůra, pelety, směsný odpad apod. Dokonce je možné přepravovat lepidlo a mokré materiály. [2]

Dle [7] se přepravované materiály dělí podle své objemové hmotnosti, klasifikačního znaku a globálního součinitele tření. Klasifikační znak popisuje konkrétnější vlastnosti materiálu, jako je například velikost zrn, chemické a fyzikální vlastnosti, rizikové vlivy při dopravě.

Navrhovaný dopravník bude sloužit pro přepravu cementu v betonárce. Jedná se o přepravu ze sila do místa míchání betonu. Dle klasifikačního stupně má cement vlastnosti jako středně zrnitý a abrazivní materiál [7]. Navrhovaný dopravník je možné použít i pro přepravu jiných obdobných materiálů. Je ovšem nutné ověřit výpočtem, zdali nedojde ke změně dopravního výkonu. Zároveň je nutné posoudit vliv dopravovaného materiálu na konstrukční materiál dopravníku. Například při použití klasické konstrukční oceli není vhodné dopravník použít na přepravu chemicky agresivního materiál.

Tab. 1 Vlastnosti vybraných materiálů, hodnoty převzaty z [3], [7]

Název sypké hmoty	Objemová hmotnost materiálu ρ_v [kg/m ³]	Součinitel odporu w [-]
Brambory	750	2,5
Cement	1200	3,0
Cukr	670 až 860	3,5
Chmel	560	2,3
Kukuřice	400	2,0
Sádra mletá	900	2,8
Štěrk suchý	1500	5,0
Štěrk mokrý	2000	5,0
Uhlí hnědé	700	3,0
Měď ruda	1920 až 2400	3,0
Struska vysokopecní	2080 až 2880	3,0
Živec, prášek	1600	2,2
Rašelina	300 až 400	3,2
Piliny dřevěné jemné	250 až 600	1,8
Soda	750	2,3

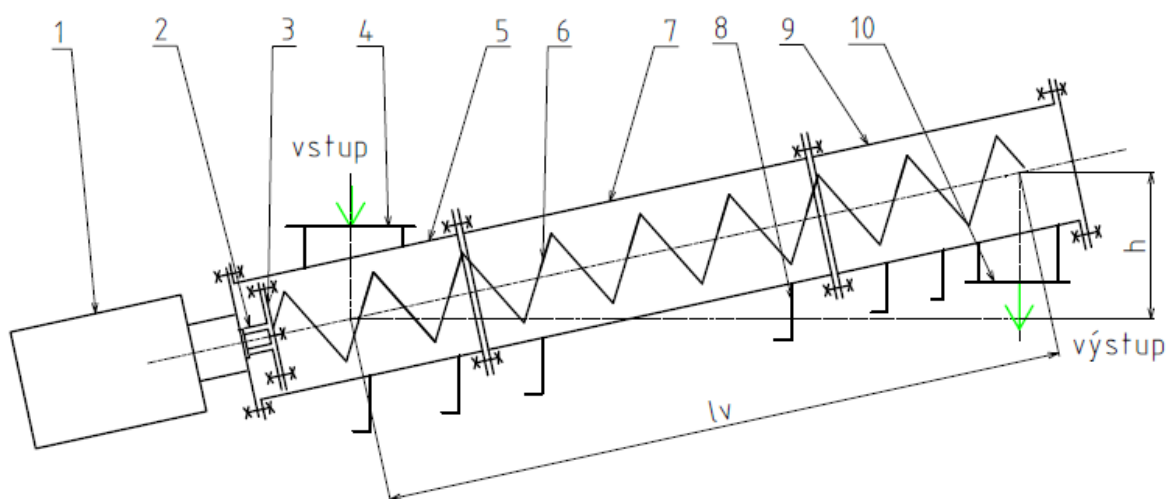
4 VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVHR

Dle požadavků, které jsou uvedeny v zadání, je nutné zvolit konstrukci pro šikmý spirální dopravník. Pohonná jednotka je umístěna na straně vstupu materiálu. Jedná se tedy o pohon tlačný. Za pohonnou jednotku je zvolen převodový motor, který je namontován na čelo žlabu. Provedení motoru musí být patkové. Průřez žlabu je kruhový.

Krouticí moment je na spirálu přenesen pomocí unašeče (obr.7). Na čelo spirály je přivařena kruhová deska, do které jsou vyvrtány otvory pro šrouby. Deska je spojena s unašečem pomocí lícovaných šroubů. Unašeč je možné přirovnat k náboji, který je nasunut na hřídel převodového motoru. Spojení unašeče a výstupní hřídele převodového motoru je uskutečněno pomocí těsného pera. Pojištění proti axiálnímu pohybu unašeče je realizováno pomocí pojistného šroubu. Výstupní hřídel elektromotoru má na čele vytvořenou díru se závitem. Pojistný šroub je přes díru v desce zašroubován do díry na čele hřídele.

Uložení spirály ve žlabu je provedeno pouhým vložením spirály do žlabu. Spirála není usazena v ložiskách. Veškerou axiální sílu působící na spirálu zachytává motor, který je usazen mimo prostor určený pro dopravu. Jedná se o tlačný dopravník. Axiální zatížení vzniklé od posouvajícího se materiálu působí ve směru k motoru a zároveň působí tlačně na osazení hřídele.

Žlab je tvořen bezešvými trubkami, které jsou opatřeny abrazivně odolnou výstelkou. Kvůli smontovatelnosti žlabu je na každý konec jednotlivých trubek přivařena příruba. Na vstupní straně dopravníku je ke žlabu přimontována násypka, která je vyhotovena jako svařenec z plechu. Výsypka je umístěna na konci a je zhotovena obdobným způsobem jako násypka. Usazení dopravníku zajišťují stojiny, jež jsou natočeny o požadovaný úhel stoupání dopravníku. Ve stojinách jsou vytvořeny díry pro kotevní šrouby. Na každou trubku je přivařeno oko, které slouží pro přesun jednotlivých segmentů žlabu.



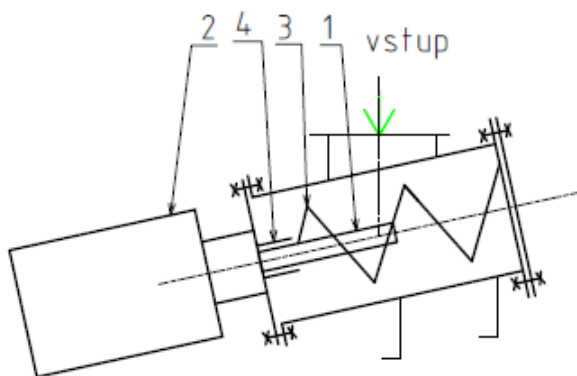
obr. 7 Schéma navrhovaného dopravníku

- 1) Převodový motor, 2) Unašeč, 3) Deska, 4) Násypka, 5) Potrubí 1, 6) Spirála, 7) Potrubí 2, 8) Stojina, 9) Potrubí 3, 10) Výsypka

4.1 ALTERNATIVNÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

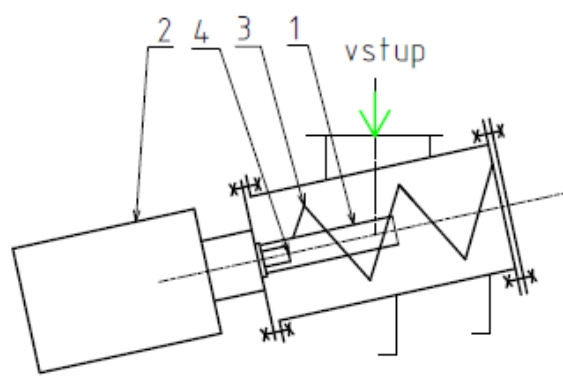
Vhodnou alternativou konstrukčního provedení dopravníku je použití odlišného spoje spirály s pohonem. Zde je na čelo spirály přivařen čep, který je nasunut do výstupního hřídele převodovky (obr.8). Přivařený čep má plný profil (obr.8), nebo dutý (obr.9). Podle toho je nutné zvolit provedení výstupního hřídele motoru. Spojení čepu s motorem je zajištěno pomocí těsného pera. V obou případech je nutné vyřešit pojištění proti axiálnímu pohybu. Jelikož je čep značně delší než unášec, není možné použít stejné axiální zajištění jako u výše zmíněného řešení. Realizace tohoto spojení je konstrukčně jednodušší než zvolené spojení.

Dále je možné použít žlab s U profilem. U tohoto žlabu je zajištěn snazší přístup ke spirále a možnosti nakládky na více místech najednou. Nicméně při použití tohoto žlabu hrozí nebezpečí vyosení spirály vlivem posouvajícího se materiálu. Tento problém by mohl být vyřešen volbou značně robustnější spirály.



obr. 8 Spoj pomocí plného čepu

1) Čep, 2) motor, 3) spirála, 4) hřídel převodovky



obr. 9 Spoj pomocí dutého čepu

1) Čep, 2) motor, 3) spirála, 4) hřídel převodovky

Další alternativa je konstrukce s umístěním pohonu k výstupu materiálu. Spoj spirály s unáščem je stejný jako u zvolené konstrukce, ale nachází se u výstupu materiálu. U této verze je výhoda v tom, že nehrozí vznik dodatečného namáhání ložisek motoru z důvodu nahromadění materiálu ve spodní části dopravníku. Opět zde není vyřešena otázka axiálního zajištění hřídele. Díky tahovému namáhání spirály se axiální síla nepřenesou do osazení na hřídeli. Veškeré axiální zatížení musí zachytit 1 šroub, který je zašroubovaný do čela výstupního hřídele. Tento šroub je nepřiměřeně namáhán. U zvoleného konstrukčního řešení je tento šroubový spoj použit pouze pro axiální zajištění spirály, nikoli pro zachycení veškeré axiální síly.

Výše zmíněné alternativy mají své výhody i nevýhody oproti finální zvolené konstrukci. Nicméně ani u jednoho z popsaných řešení není vyřešena otázka axiálního zajištění spirály. Žlab s profilem U je sice tužší a všestrannější, nicméně otázka přičení spirály také není dostatečně přesně vyřešena. Použití masivnější spirály je založeno na domněnce, a ne na praktických znalostech. Z těchto důvodů je zvoleno prvotní řešení.

5 FUNKČNÍ VÝPOČET ZÁKLADNÍCH VELIČIN

Tato kapitola se zabývá realizací funkčního výpočtu, podle kterého jsou určeny rozměry spirály a žlabu. Na základě dostupných spirál na trhu jsou zvoleny rozměry, které korespondují s hodnotami z výpočtů. Dále je provedena volba pohonného ústrojí dopravníku a volba žlabu.

5.1 VÝPOČET OBJEMOVÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

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

$$Q_v = \frac{850}{1200} \quad [m^3 \cdot h^{-1}]$$

$$Q_v = 0,708 \quad [m^3 \cdot h^{-1}]$$

Vztah (1), dle [6], str. 208:

Q_v $[m^3 \cdot h^{-1}]$ počet objemových jednotek ($1 m^3$) dopravených za čas (1 h)

Q_m $[kg \cdot h^{-1}]$ hmotnostních jednotek dopravených za čas, $Q_m = 850 [kg \cdot h^{-1}]$

ρ_v $[kg \cdot m^{-3}]$ objemová hmotnost sypkého materiálu, $\rho_v = 1200 [kg \cdot m^{-3}]$

5.2 VÝPOČET PRŮMĚRU SPIRÁLY

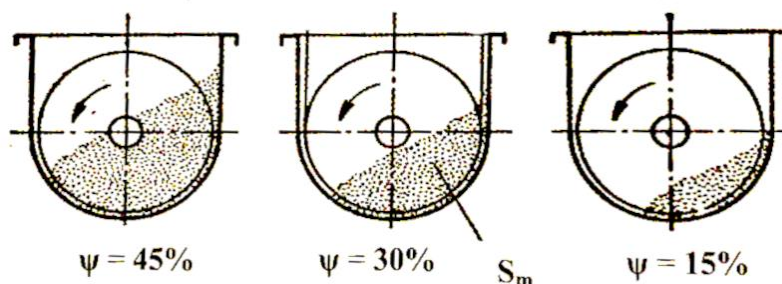
$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot s_i \cdot \psi \cdot n_t \cdot C_H \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (2)$$

Vztah (2), dle [3], str. 92:

D_i $[mm]$ teoretický průměr spirály

ψ $[-]$ součinitel plnění, dle tab.2 $\psi = 0,3$

Pro dobře fungující přepravu materiálu není vhodné, aby byl zaplněn celý průřez žlabu (obr.10). Z tohoto důvodu se ve výpočtu nachází tento součinitel. Hodnota je závislá na druhu dopravaného materiálu.



obr. 10 Součinitel plnění [1]

tab. 2 Parametry vybraných materiálů pro výpočet [6]

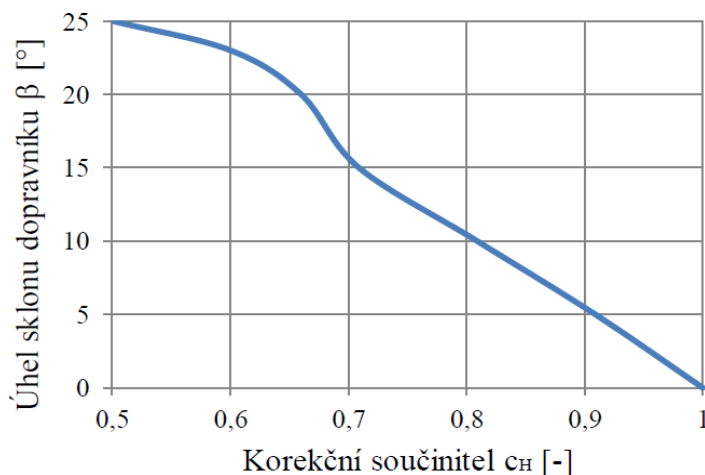
Základní vlastnosti materiálu	Příklad	Ψ [-]	n [s^{-1}]	v [$m \cdot s^{-1}$]
Neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	Uhelný prach, mouka, zrní, prášk. vápno	0,45	2 až 4	0,5
Neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní	Drobné uhlí, hrubozrná sůl, cement, písek	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
Velmi abrazivní, hrubě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

n_t [s^{-1}] otáčky šneku, dle tab.2 $n_t = 1$ [s^{-1}]

C_H [-] součinitel snižující dopravované množství materiálu, dle obr.11 $C_H = 0,8$

Tento součinitel je zvolen pouze v případě šikmé dopravy. Zohledňuje sesouvání materiálu. Je závislý na úhlu stoupání dopravy β [°].

s_i [mm] stoupání šneku, dle [3] $s_i = 1 \cdot D$ [mm]



obr. 11 Hodnoty korekčního součinitele v závislosti na sklonu [6]

$$\beta = \arcsin\left(\frac{h}{l_v}\right) [^\circ] \quad (3)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{2}{9,5}\right) [^\circ]$$

$$\beta = 12,15 [^\circ]$$

h	[m]	převýšení dopravy
l_v	[m]	dopravní vzdálenost

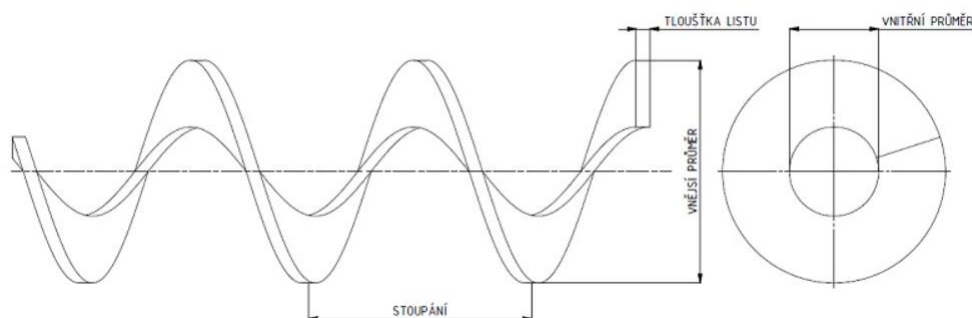
Z rovnice (2) je odvozením vyjádřen vztah pro výpočet teoretického průměru spirálu.

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n_t \cdot C_H}} \cdot 1000 \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,708}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 0,8}} \cdot 1000 \quad [\text{mm}]$$

$$D_i = 101,42 \quad [\text{mm}]$$

5.3 VOLBA SPIRÁLY



obr. 12 Vybraná spirála od výrobce [2]

Výrobcem spirály byla vybrána firma RATAJ a. s, která se dlouhodobě zabývá prodejem a výrobou bezosých spirál. Jejich sortiment je velice rozsáhlý, a proto nebyl problém najít spirálu, která vyhovuje požadovaným vlastnostem. V jejich nabídce se nachází spirály o průměru v rozmezí 25 mm až 800 mm. Byla zvolena robustní bezosá spirála RL 100 (obr.12, tab.3).

tab. 3 Rozměry a materiál spirály [2]

Typ	Vnější průměr spirály	Stoupání závitu	Vnitřní průměr spirály	Tloušťka spirály	Materiál spirály
RL 100	D [mm]	s [mm]	d [mm]	t [mm]	EN S355
	100	100	34	6	

5.4 PŘÍKON DOPRAVNÍKU

$$P_k = \frac{Q_v \cdot \rho_v \cdot g}{3600} \cdot (L \cdot w \pm h) \quad [\text{W}] \quad (5)$$

$$P_k = \frac{0,708 \cdot 1200 \cdot 9,81}{3600} \cdot (9,29 \cdot 3 + 2) \quad [\text{W}]$$

$$P_k = 69,15 \quad [\text{W}]$$

Výpočet vodorovné dopravní vzdálenosti

$$L = l_v \cdot \cos(\beta) \quad [\text{m}] \quad (6)$$

$$L = 9,5 \cdot \cos(12,15) \quad [\text{m}]$$

$$L = 9,29 \quad [\text{m}]$$

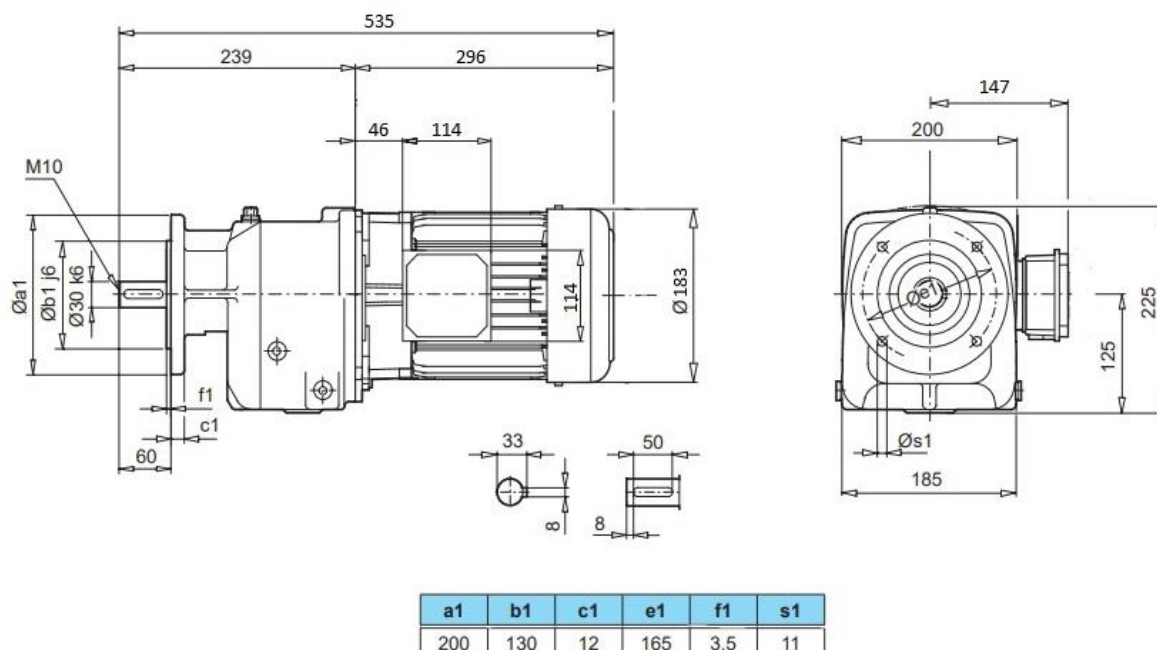
Vztah (5), dle [3], str (93):

w [-] globální součinitel tření zohledňující odpor vyvolaný třením materiálu, dle tab.3 w = 5

5.5 VÝBĚR POHONNÉHO ÚSTROJÍ

Pro správný chod dopravníku je nutné zvolit vyšší výkon, než je hodnota vypočteného příkonu dopravníku. Ve výpočtu není zohledněn rozběh soustavy, který má vyšší nárok na výkon než konstantní chod soustavy. Dále je nutné počítat se ztrátami výkonu vlivem tření spirály o stěnu dopravníku. Pohybující se materiál může svým přesypáním a třením o spirály a žlab také spotřebovávat určitou část výkonu. Z tohoto důvodu byl zvolen motor o výkonu 1,1 kW (tab.4).

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4, pohon dopravníku bude zajištěn pomocí převodového motoru. Konkrétně se jedná o třífázový čtyřpólový asynchronní elektromotor s čelní převodovkou. Výrobce byla vybrána firma NORD, která nabízí širokou škálu převodových motorů o různých výkonech a převodových poměrech. Detailnější popis parametru motoru se nachází v příloze P1. Výstupní čep převodovky je zde opatřen drážkou pro pero. Na čele výstupního hřídele je vytvořena díra se závitem M10. Motor má design přírubového provedení (obr.13). Skříň převodovky je vyrobená z litiny a je odlitá společně s přírubou. Provedení převodovky je koaxiální s dvoustupňovým převodem.



obr. 13 Rozměry převodového motoru SK 22FVL - 90SP/4 TF [8]

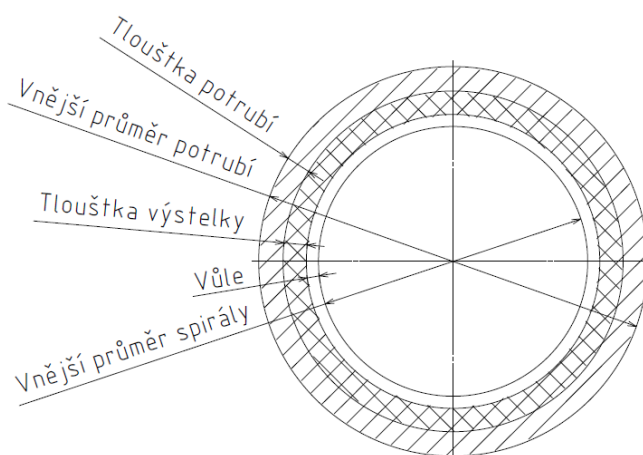
Druhým zásadním kritériem, podle kterého musel být vybrán pohon dopravníku, je hodnota přípustného axiálního zatížení. Jak již bylo zmíněno v kapitole 4, veškerou axiální sílu musí zachytávat motor. A to konkrétně ložiska umístěna uvnitř převodového motoru. Z tohoto důvodu byl zvolen motor se zesílenými ložisky. Dovolená hodnota axiálního zatížení ložisek je 8 kN. Radiální zatížení je přípustné ve výši 7,3 kN.

tab. 4 Parametry motoru SK 22FVL - 90SP/4 TF [8]

Hmotnost	m_e	[kg]	34
Výkon	P	[kW]	1,1
Otáčky motoru	n_1	[min ⁻¹]	1430
Výstupní otáčky	n	[min ⁻¹]	60
Převodový poměr	i	[-]	23,74
Krouticí moment	M_K	[N · m]	175
Průměr výstupního hřídele	d_m	[mm]	30
Maximální radiální zatížení	F_{mR}	[N]	7300
Maximální axiální zatížení	F_{mA}	[N]	8000

5.6 VOLBA ŽLABU

Průřez žlabu je kruhový. K zajištění správného chodu dopravy je nutné zajistit vůli přibližně 4 mm mezi spirálou a žlabem (obr.14). Při volbě jmenovité světlosti potrubí bylo nutné počítat s tloušťkou otěruvzdorné vložky, která je také použita. Materiál potrubí musí být zároveň svařitelný. Přepřavovaný materiál nevykazuje vlastnosti, které by vedly ke zvýšené degradaci potrubí. Dopravník nebude použit v prostředí s vyššími teplotami. Není proto potřeba volit žlab z oceli vyšší jakosti.



obr. 14 Průřez žlabu

Od firmy FERONA byla vybrána bezešvá trubka vyrobená z materiálu SPT360. Jmenovitá světlost potrubí je 114 mm (tab.5). Svařitelnost tohoto materiálu je zaručena pro běžné svařovací metody. Trubka je dodávána po šestimetrových kusech.

Tab. 5 Parametry bezešvé trubky [9]

Vnější průměr	Vnitřní průměr	Tloušťka	Hmotnost 1 metru trubky	Materiál	Délka 1 části trubky
D_{t1} [mm]	d_{t1} [mm]	t_t [mm]	m_{t1} [kg/m]		l_{t1} [m]
134	114	10	25,7	SPT360	6

Materiálem výstelky žlabu byl zvolen speciální polyamin, konkrétně Murlubric®. Firma, která dodává tento druh materiálu, se nazývá Murtfeld PLASTY. Zvolený materiál je sériově dodáván ve formě tyčí a desek. Na vyžádání je možné objednat si výrobek z požadovaného materiálu podle vlastní výkresové dokumentace. Pro navrhovaný dopravník je materiál dodán ve formě potrubí s kruhovým průřezem o jmenovité světlosti 106 [mm] a tloušťce 4 [mm] (tab.6).

Tab. 6 parametry výstelky [10]

Vnější průměr	Vnitřní průměr	Tloušťka	Hustota	Materiál
D_v [mm]	d_v [mm]	t_v [mm]	ρ_{vv} [kg/dm ³]	Murlubric®
114	106	4	1,14	

Jeden z hlavních důvodů, proč je použit tento materiál, je jeho vysoká odolnost proti opotřebení a vynikající kluzné vlastnosti. Murlubric® vykazuje 5 až 10krát vyšší životnost oproti běžnému polyamidu [11]. Tyto vlastnosti jsou velice potřebné, jelikož díky absenci ložisek v dopravníku bude docházet k vysokému opotřebení mezi žlabem a spirálou. Při výrobě během procesu polymerace je do modifikovaného polyamidu integrován minerální olej. Výsledkem je materiál se samomaznými vlastnostmi, jež jsou zachovány po celou dobu životnosti bez potřeby použití vnějších maziv [10]. Barva tohoto materiálu je černá a společně s aditivou zabraňuje degradaci a křehnutí materiálu vlivem ultrafialového záření [11]. Je možné ho provozovat za teplot v rozmezí -20 až 105 °C [10]. Bod tání se pohybuje okolo 215 °C.

Znatelnou výhodou je také poměr mechanických vlastností vůči měrné hmotnosti plastu. Materiál je velice vhodný pro aplikace, kde dochází k vysokému otěru součástí a zároveň k vysokým rychlostem. Vyznačuje se také odolností proti působením zásad a schopností tlumit rázy [11]. Technologické vlastnosti jsou také velice obstojné. Je možné použít běžných konvenčních metod obrábění pro docílení požadovaných tvarů a rozměrů. Je ovšem nutné dodržet několik nezbytných zásad při obrábění, které stanovuje výrobce.

5.7 KONTROLA SKUTEČNÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

Je velice obtížné zvolit pohon a spirálu, jejichž parametry by se přesně rovnaly výpočtovým hodnotám. Sortiment těchto produktů není tak rozsáhlý. Proto bylo nutné zvolit produkty, které poskytnou přibližně požadované hodnoty. Je ovšem zapotřebí zkontrolovat, jak velkého rozdílu výkonu bylo tímto rozhodnutím docíleno. Kontrola se provede prostřednictvím výpočtu rozdílu výkonů ΔQ_m .

$$Q_{m \text{ skut}} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \rho_v \cdot S \cdot \psi \cdot n \cdot C_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (7)$$

$$Q_{m \text{ skut}} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 1200 \cdot 0,1 \cdot 0,3 \cdot \frac{60}{60} \cdot 0,8 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

$$Q_{m \text{ skut}} = 814,30 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

$$\Delta Q_m = \frac{|Q_m - Q_{m \text{ skut}}|}{Q_m} \cdot 100 \quad [\%] \quad (8)$$

$$\Delta Q_m = \frac{|850,00 - 814,30|}{850,00} \cdot 100 \quad [\%]$$

$$\Delta Q_m = 4,20 \quad [\%]$$

Z docíleného výsledku z rovnice (8) je zřejmé, že nedošlo k příliš značné změně dopravního výkonu. Rozdíl 4,20 % skutečného a požadovaného výkonu je akceptovatelný. Lze tedy usoudit, že pohon a spirála jsou vhodně zvoleny.

6 HMOTNOST DOPRAVNÍKU

V této kapitole je pomocí výpočtu určena hmotnost dopravníku, která je dána hmotností přepravovaného materiálu a jednotlivých součástí.

6.1 HMOTNOST SPIRÁLY

Výpočet hmotnosti spirály:

a) Střední průměr mezikruží spirály:

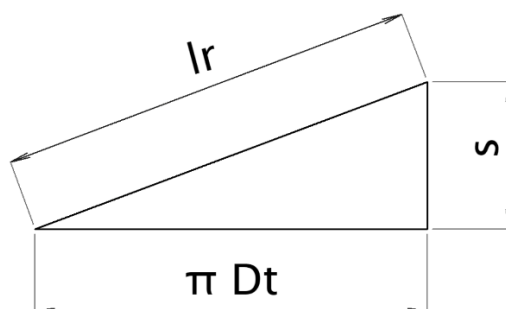
$$D_t = \frac{D + d}{2} [m] \quad (9)$$

$$D_t = \frac{0,100 + 0,034}{2} = 0,067 [m]$$

b) rozvinutá délka 1 závitu (obr.15):

$$l_r = \sqrt{(\pi \cdot D_t)^2 + s^2} [m] \quad (10)$$

$$l_r = \sqrt{(\pi \cdot 0,067)^2 + 0,100^2} = 0,233 [m]$$



obr. 15 Stoupání spirály

c) počet závitů spirály:

$$z = \frac{l_s}{s} [-] \quad (11)$$

$$z = \frac{9,800}{0,100} = 98 [-]$$

d) délka rozvinuté spirály:

$$l_{roz} = z \cdot l_r [m] \quad (12)$$

$$l_{roz} = 98 \cdot 0,233 = 22,83 \text{ [m]}$$

e) hmotnost spirály:

$$m_s = \rho_s \cdot t \cdot l_{roz} \cdot \frac{D - d}{2} \text{ [kg]} \quad (13)$$

$$m_s = 7800 \cdot 0,006 \cdot 22,83 \cdot \frac{0,100 - 0,034}{2} = 34,26 \text{ [kg]}$$

6.2 HMOTNOST ŽLABU

a) Hmotnost potrubí

$$m_t = m_{t1} \cdot l_c \text{ [kg]} \quad (14)$$

$$m_t = 25,7 \cdot 9,980 = 256,49 \text{ [kg]}$$

b) Hmotnost výstelky

$$m_v = \rho_{vv} \cdot \frac{\pi \cdot (D_v^2 - d_v^2)}{4} \cdot l_c \text{ [kg]} \quad (15)$$

$$m_v = 1140 \cdot \frac{\pi \cdot (0,114^2 - 0,106^2)}{4} \cdot 9,980 = 15,73 \text{ [kg]}$$

Hmotnost žlabu:

$$m_{\dot{z}} = m_t + m_v \text{ [kg]} \quad (16)$$

$$m_{\dot{z}} = 256,49 + 15,73 = 272,22 \text{ [kg]}$$

Vztah (11), (14)

l_s [m] Celková délka spirály v nerozvinutém stavu. Jedná se o hodnotu dopravní vzdálenost, ke které je přičten přídavek délky spirály pro usazení, $l_s = 9,800$ [m]

l_c [m] Celková délka žlabu s násypkou i výsypkou $l_c = 9,980$ [m]

6.3 HMOTNOST PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

$$\psi = \frac{S_m}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \quad [-] \quad (17)$$

Vztah (17), dle [3]

S_m [m²] Průřez dopravovaného materiálu

D [m] Průměr spirály

Z rovnice (17) je odvozen vztah pro výpočet průřezu dopravovaného materiálu

$$S_m = \frac{\psi \cdot \pi \cdot D^2}{4} \quad [m^2] \quad (18)$$

$$S_m = \frac{0,3 \cdot \pi \cdot 0,100^2}{4} = 2,36 \cdot 10^{-3} \quad [m^2]$$

Hmotnost přepravovaného materiálu:

$$m_m = \rho_v \cdot V = S_m \cdot \rho_v \cdot l \quad [kg] \quad (19)$$

$$m_m = 2,36 \cdot 10^{-3} \cdot 1200 \cdot 9,500 = 26,90 \quad [kg]$$

6.4 CELKOVÁ HMOTNOST

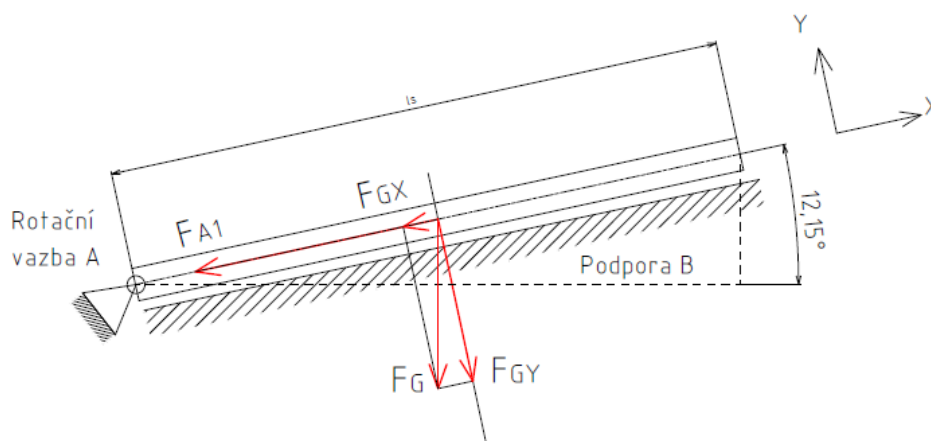
$$m = (m_s + m_z + m_e + m_m) \cdot 1,25 \quad [kg] \quad (20)$$

$$m = (34,26 + 272,22 + 34,00 + 26,90) \cdot 1,25 = 459,23 \quad [kg]$$

Ve výpočtu není uvažována hmotnost všech částí dopravníku, jako jsou například šrouby, svary, násypka, výsypka, příruby na konci jednotlivých trubek. Z tohoto důvodu je výpočtová hmotnost dopravníku navýšena o 25 %.

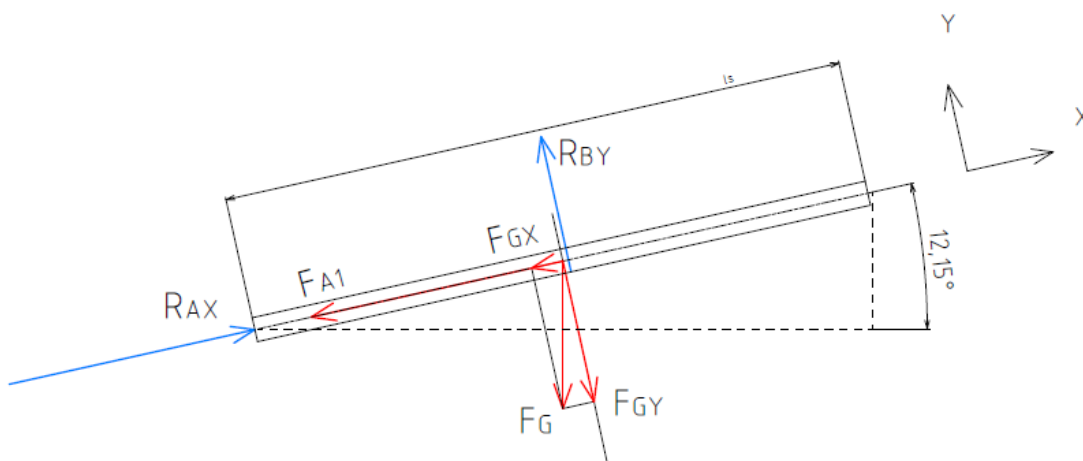
7 URČENÍ SIL PŮSOBÍCÍ NA PŘEVODOVÝ MOTOR

Pro určení těchto sil je spirála teoreticky uvažována jako osamocený prut, který je usazen pomocí 1 rotační vazby a 1 vazby typu podpora (obr.16). Na soustavu působí gravitační síla vyvolaná vlivem hmotnosti čepů a spirály. Působíště gravitační síly je uvažováno v těžišti. Dále axiální síla od posouvajícího se materiálu, jejíž nositelka je uvažována shodně s osou spirály. Vliv gravitační síly je rozložen do 2 složek ve směru osy x a y.



obr. 16 Schéma uložení spirály

Po zavedení všech vnějších sil je provedeno uvolnění celé soustavy a určení vazbových reakcí. Vazba A představuje ložisko motoru, které zachytává celkovou axiální sílu (obr.17). Vazba B představuje žlab, jenž zachytává radiální sílu.



obr. 17 Uvolnění spirály

Díky konstrukčnímu řešení uložení spirály se předpokládá, že veškerou sílu ve směru osy y zachytí žlab. Jelikož spirála koná rotační pohyb, bude docházet ke tření mezi spirálou a žlabem. To má za následek vznik třecí síly rovnice (29). Určení hodnoty třecí síly je velice obtížné, jelikož není známá přesná hodnota součinitele tření mezi spirálou a výstelkou žlabu. Při určení velikosti třecí síly byla odhadnuta hodnota součinitele tření $f_{sž} = 0,15$. Z tohoto důvodu je nutné brát dosaženou hodnotu třecí síly jako orientační hodnotu.

7.1 URČENÍ AXIÁLNÍ SLOŽKY TÍHOVÉ SÍLY OD SPIRÁLY

$$F_{GX} = m_S \cdot g \cdot \sin(\beta) \quad [N] \quad (21)$$

$$F_{GX} = 34,26 \cdot 9,81 \cdot \sin(12,15^\circ) = 70,74 \quad [N]$$

7.2 URČENÍ RADIÁLNÍ SLOŽKY TÍHOVÉ SÍLY OD SPIRÁLY

$$F_{GY} = m_S \cdot g \cdot \cos(\beta) \quad [N] \quad (22)$$

$$F_{GY} = 34,26 \cdot 9,81 \cdot \cos(12,15^\circ) = 328,56 \quad [N]$$

7.3 URČENÍ AXIÁLNÍ SÍLY VLIVEM POSUVU MATERIÁLU

$$F_{A1} = \frac{M_k}{R_S \cdot \tan(\vartheta + \delta)} \quad [N] \quad (23)$$

Vztah (23), dle [3], str. 93:

M_k [N·m] točivý moment vytvořený pohonným ústrojím

R_S [N·m] účinný poloměr šneku

ϑ [°] Úhel stoupání spirály

δ [°] Třecí úhel mezi materiálem a spirálou

Určení účinného poloměru šneku, vztah (24), dle [3]

$$R_S = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} \quad [m] \quad (24)$$

$$R_S = (0,75) \cdot \frac{0,100}{2} \quad [m]$$

$$R_S = 0,0375 \quad [m]$$

Určení úhlu stoupání, vztah (25), dle [3]

$$\vartheta = \arctg \cdot \left(\frac{D}{\pi \cdot S} \right) \quad [^\circ] \quad (25)$$

$$\vartheta = \arctg \cdot \left(\frac{0,100}{\pi \cdot 0,100} \right) = 17,66 \quad [^\circ]$$

Určení třecího úhlu, vztah (26), dle [3]

$$\delta = \arctg \cdot f_{\xi} \quad [^{\circ}] \quad (26)$$

$$\delta = \arctg \cdot 0,9 = 41,99 \quad [^{\circ}]$$

Po dosazení hledaných parametrů do rovnice (23) je získána axiální síla od pohybujícího se materiálu.

$$F_{A1} = \frac{175}{0,0375 \cdot \tan(17,66 + 42)} \quad [N]$$

$$F_{A1} = 2732,45 \quad [N]$$

7.4 VÝPOČET STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum F_x = 0 \quad R_{AX} - F_{A1} - F_{GX} = 0 \quad (27)$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{BY} - F_{GY} = 0 \quad (28)$$

Vyjádření reakční síly R_{BY} :

$$R_{BY} = F_{GY} = 328,56 = 328,56 \quad [N]$$

Třecí síla

$$F_t = R_{BY} \cdot f_{sž} = 328,56 \cdot 0,1 = 49,28 \quad [N] \quad (29)$$

Vztah (29)

$$f_{sž} \quad [-] \quad \text{Součinitel tření mezi spirálou a výstelkou žlabu.}$$

Vyjádření reakční síly R_{AX} :

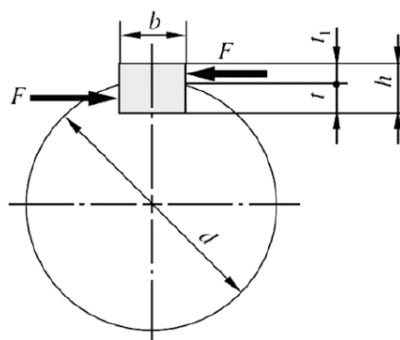
$$R_{AX} = F_{A1} + F_{GX} = 2732,45 + 70,74 = 2803,19 \quad [N]$$

8 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V této kapitole je provedena kontrola kritických součástí vůči jejich meznímu stavu. Je provedena kontrola drážky unašeče a kontrola lícovaných šroubů.

8.1 KONTROLA NA OTLAČENÍ NÁBOJE

Spojení spirály se spojku je zajištěno pomocí těsného pera ČSN 02 2562. Pro zvýšení únosnosti na otlačení je možné zvětšovat jeho délku, nebo zvětšit průměr hřídele (obr.18). Případně je možné použít materiál s vyšší odolností na otlačení, nebo materiál tepelně zpracovat.



obr. 18 Působení sil ve spoji hřídele s nábojem [12]

Pro ověření únosnosti pera je použit postup, který porovnává tlak působící na drážkou v náboji s dovoleným tlakem [12]. Materiál náboje má horší únosnost než materiál pera. Z tohoto důvodu je výpočet zaměřen na kontrolu otlačení drážky náboje. Unašeč je vyroben z materiálu S355.

Rozměry pera jsou stanoveny výrobcem převodového motoru. Výstupní hřídel v dodaném motoru má již zhotovenou drážku pro pero. Sloučením rovnic (30) a (31) je stanoven konečný vztah (32) pro maximální přípustné otlačení drážky v unašeči.

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d_{\xi}} \quad (30)$$

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot (l - b)} \quad (31)$$

Dovolené otlačení drážky náboje

$$p = \frac{2 \cdot M_k}{d_{\xi} \cdot t_1 \cdot (l_p - b)} \leq p_a \quad [MPa] \quad (32)$$

$$p = \frac{2 \cdot 175\,000}{30 \cdot 2,9 \cdot (50 - 8)} \leq 120 \quad [MPa]$$

$$p = 95,79 \leq 120 \quad [MPa]$$

Z dosaženého výsledku je zřejmé, že délka pera je dostačující. Tlak působící na boky náboje je nižší než tlak dovolený. Materiál unašeče je zvolen vhodně.

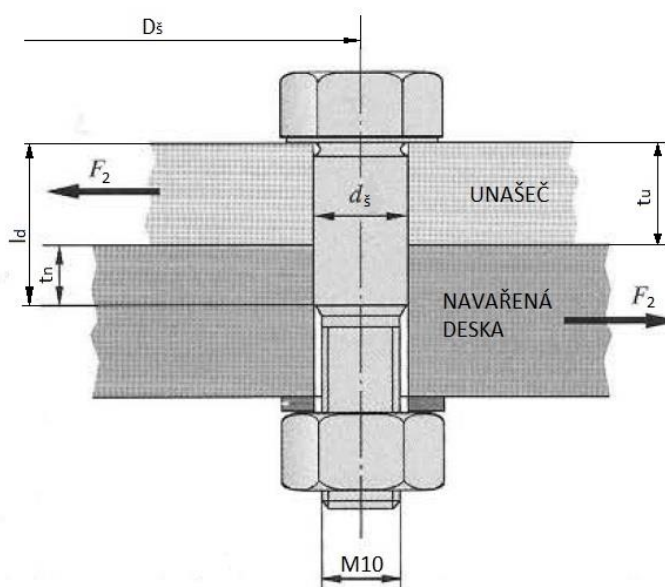
Vztah (32), dle [12]:

p_d	[MPa]	Dovolená hodnota tlaku pro ocel obvyklých jakostí, tepelně nezpracovanou, $p_d = 120$ [MPa]
t_1	[mm]	Hloubka drážky pro pero v náboji, $t_1 = 2,9$ [mm]
l_p	[mm]	Minimální délka pera, $l_p = 50$ [mm], (obr.11)
b	[mm]	Šířka pera, $b = 8$ [mm], (obr.11)

8.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA LÍCOVANÝCH ŠROUBŮ

Spojení unašeče se spirálou je realizováno pomocí dvou lícovaných šroubů, které jsou orientovány ve směru osy spirály. Jedná se o šroubové spojení namáhané kolmo k ose šroubu (obr.19). Je provedena kontrola na otláčení unašeče a na stříh šroubu. Z důvodu vyšší pevnosti materiálu šroubu je výpočet zaměřen na kontrolu otláčení v díře unašeče. Pokud nedojde k překročení dovoleného tlakového zatížení materiálu unašeče, tak nedojde ani k nadměrnému otláčení šroubu. Pro zvýšení únosnosti spoje je možné zvýšit počet šroubů, nebo použít šrouby s větším průměrem dříku.

Je použit lícovaný šroub DIN 609-M10x35-8.8. Délka dříku je $l_d = 14$ [mm]. Tloušťka unašeče v místě spoje je $t_u = 6$ [mm]. Je zřejmé, že největší otláčení je vyvolané mezi dříkem šroubu a unašečem (obr.19). Síla F_2 působící na spojení je určena v závislosti na počtu šroubů, roztečném průměru šroubů a na kroutící momentu, který je přenášen na spirálu.



obr. 19 Druh šroubového spojení desky s unašečem, pohled shora (upraveno, [12])

1) Kontrola na otláčení unašeče

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_k}{D_s \cdot i_s} \quad (33)$$

$$p_2 = \frac{F_2}{d_s \cdot t_u} \quad (34)$$

Z rovnice (33) a (34) je vyjádřen vztah, který určuje hodnotu otláčení unašeče v místě kontaktu s dříkem šroubu. Hodnota tlaku musí být nižší, než hodnota dovoleného otláčení p_d

$$p_2 = \frac{2 \cdot M_k}{d_s \cdot D_s \cdot t_u \cdot i_s} \leq p_d \quad [MPa] \quad (35)$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot 175\,000}{11 \cdot 78 \cdot 6 \cdot 2} \leq 120 \quad [MPa]$$

$$p_2 = 34,00 \leq 120 \quad [MPa]$$

Z rovnice (35) je zřejmé, že hodnota tlaku nedosáhne maximální dovolené hodnoty otláčení pro materiál unašeče. Zvolený rozměr šroubu vyhovuje.

2) Kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{F_2}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \quad (36)$$

Z rovnice (33) a (36) je odvozením získán vztah, který určuje smykové napětí τ_s působící v místě střihu šroubu. Hodnota napětí musí být menší než maximální dovolená hodnota.

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{D_s \cdot i_s \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \leq \tau_{Ds} \quad [MPa] \quad (37)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 175\,000}{78 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 11^2}{4}} \leq 60 \quad [MPa]$$

$$\tau_s = 23,61 \leq 60 \quad [MPa]$$

Z vypočtené hodnoty smykového napětí je zřejmé, že nedojde k nadměrnému namáhání na střih šroubu. Rozměry šroubu a materiál jsou vyhovující.

Vztah (35), (37), dle [12]

p_d	[MPa]	Dovolená hodnota tlaku pro unašeč, $p_d = 120$ [MPa]
D_ξ	[mm]	Hodnota roztečného průměru šroubů, $D_\xi = 78$ [mm]
d_ξ	[mm]	Průměr dříku šroubu = průměr díry pro šroub, $d_\xi = 11$ [mm]
t_u	[mm]	Tloušťka unašeče v místě díry pro šroub, $t_u = 6$ [mm]
τ_{DS}	[MPa]	Maximální hodnota smykového napětí, $\tau_{DS} = 60$ [MPa]
i_ξ	[-]	Počet lícovaných šroubů

ZÁVĚR

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce spirálního šnekového dopravníku, který je schopen dopravovat materiál na vzdálenost 9,5 m při dopravním sklonu 12,15°. Navrhované řešení má překonat svými vlastnostmi klasické šnekové dopravníky.

V úvodní části práce byla provedena rešerše, která popsala konstrukční řešení u klasických šnekových dopravníků a zároveň spirálních dopravníků. Byly popsány hlavní části šnekového dopravníku. Dopravníky byly rozděleny podle provedení hlavních částí. Na základě informací, jež byly nalezeny v rámci rešerše, byl proveden předběžný návrh konstrukce dopravníku.

Zvolená konstrukce je koncipována jako šikmá s kruhovým žlabem. Doprava materiálu je zajištěna pomocí spirály. Hlavní odlišnosti od konstrukce klasických šnekových dopravníků je absence ložisek, které by sloužily pro usazení spirály. Spirála je volně vložena do žlabu a přenos momentu na ni je zajištěn pomocí unašeče. Vůči tomuto provedení bylo nezbytné zvolit kvalitní výstelku žlabu.

Další důležitou částí práce bylo provedení funkčního výpočtu. Na základě výsledků dosažených funkčním výpočtem byly určeny rozměry spirály. Konkrétně byl zvolen průměr spirály a stoupání závitů spirály. Dále byla určena hodnota minimálního výkonu motoru pomocí výpočtu. Všechny tyto zvolené hodnoty jsou rozhodující pro dosažení požadovaného dopravního výkonu. Jako dopravovaný materiál byl zvolen cement. S ohledem na fyzikální a chemické vlastnosti zvoleného materiálu nebylo nutné použít nerezovou konstrukci. Po výběru hlavních komponentů dopravníku bylo upřesněno konstrukční řešení a byl zhotoven výkres sestavení společně s výkresem svařence spirály.

Na základě konzultace s odborníkem na spirální dopravníky z firmy Rataj je zřejmé, že pro další možné zlepšení návrhu dopravníku je nutné získat rozsáhlé zkušenosti z praxe. Každý dopravovaný materiál má různé vlastnosti, které nejdou přesně popsat matematickými vztahy. Další obtížně popsatelnou záležitostí je míra opotřebení spirály a žlabu. Z těchto důvodů není vhodné se spoléhat pouze na teoretický výpočet. Pro další zlepšení návrhu konstrukce je vhodné sestavit prototyp, který bude vyzkoušen přímo v provozu. Na základě negativních i pozitivních jevů nastávajících při provozu by se posléze provedly změny finální konstrukce. Například by se ověřilo, zdali není možné použít výstelku z levnějšího materiálu, nebo motor s menším výkonem. Data z výpočtů je vhodné použít jako prvotní orientační nástroj pro tvorbu konstrukce.

V bakalářské práci je dosaženo návrhu dopravníku, jehož konstrukce je jednoduchá a skládá se z minimálního počtu jednotlivých součástí. Je jednodušší než klasický šnekových dopravník. Díky absenci ložisek, která by svým selháním zapříčinila poruchu celého stroje, je i spolehlivější. Vůči vybranému materiálu, kterým je cement, je vhodné jej použít v betonárce, nebo obdobném průmyslovém zařízení. Zároveň, jak se v dnešní době ukazuje, dokáže nahradit i řadu jiných druhů dopravníků. Díky jednoduché konstrukci zvládá nahradit pásový dopravník u menších dopravních vzdáleností.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Petr. *Teória a stavba zdvihacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach. Strojnícka fakulta: Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach), 2012. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [2] RATAJ A.S. *Výrobce bezosých spirálových dopravníků | RATAJ a.s.* [online]. In: . [cit. 2022-12-25]. z: <https://www.rataj.cz/vyrobni-program/spiraly-snekovnice/robustni-spiraly>
- [3] DRAŽAN, František a Jeřábek KAREL. *Manipulace s materiálem [online]*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979. [cit. 2022-12-25].
- [4] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: VŠB - Technická univerzita*, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [5] HAS, a.s. *Šnekové dopravníky, elevátory, řetězové dopravníky [online]*. In: . [cit. 2023-02-14]. Dostupné z: <https://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky>
- [6] GAJDUŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [7] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*.
- [8] NORD. *Motory s čelní převodovkou [online]*. In: . [cit. 2023-03-31]. Dostupné z: <https://www.nord.com/cz/produkty/p%C5%99evodovky/%C4%8Deln%C3%AD-p%C5%99evodovky/%C4%8Deln%C3%AD-p%C5%99evodovky.jsp>
- [9] FERONA A. S. *Trubky a jákly [online]*. In: . [cit. 2023-01-24]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/315>
- [10] MURTFELDT PLASTY, S.R.O. *Murlubric® [online]*. In: . [cit. 2023-01-24]. Dostupné z: <https://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/technicke-materialy-2/murlubric/>
- [11] TECHMAGAZÍN.CZ. *Extrémně odolný Murlubric® snadno, kvalitně, odborně [online]*. In: . [cit. 2023-01-24]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/939>
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Překlady vysokoškolských učebnic. 2010.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[mm]	Šířka pera
C_H	[-]	Součinitel snižující dopravované množství
D	[mm]	Vnější průměr spirály
d	[mm]	Vnitřní průměr spirály
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu
d_m	[mm]	Průměr výstupního hřídele převodovky
D_i	[mm]	Teoretický průměr spirály
$D_{\check{s}}$	[mm]	Hodnota roztečného průměru šroubů
D_t	[mm]	Průměr mezikruží spirály
D_{t1}	[mm]	Vnější průměr potrubí
d_{t1}	[mm]	Vnitřní průměr potrubí
D_v	[mm]	Vnější průměr výstelky
d_v	[mm]	Vnitřní průměr výstelky
F	[N]	Síla působící na drážku unašeče
F_{A1}	[N]	Axiální síla vytvořená vlivem posouvajícího se materiálu
F_t	[N]	Třecí síla
F_2	[N]	Síla působící na unašeč v místě díry pro šroub
F_X	[N]	Síla působící v ose X
F_Y	[N]	Síla působící v ose Y
F_{GX}	[N]	Tíhové zatížení v ose X
F_{GY}	[N]	Tíhové zatížení v ose Y
F_{mR}	[N]	Maximální radiální zatížení výstupní hřídele převodovky
F_{mA}	[N]	Maximální axiální zatížení výstupní hřídele převodovky
F_t	[N]	Třecí síla mez spirálou a výstelkou žlabu
$f_{s\check{z}}$	[-]	Součinitel tření mezi spirálou a žlabem
$f_{\check{s}}$	[-]	Součinitel tření
g	[m · s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[m]	Převýšení dopravy
i	[-]	Převodový poměr převodovky
i_s	[-]	Počet lícovaných šroubů
k_n	[-]	Návrhový součinitel
l_c	[m]	Celková délka žlabu

l_d	[mm]	Délka dřívku lícovaného šroubu
l_v	[m]	Dopravní vzdálenost
l_p	[mm]	Délka pera
l_s	[m]	Celková délka spirály
L	[m]	Vodorovná dopravní vzdálenost
l_r	[m]	Rozvinutá délka 1 závitu
l_{roz}	[m]	Délka rozvinuté spirály
l_{t1}	[m]	Délka 1 části potrubí
m	[kg]	Hmotnost dopravníku
M_{AZ}	[N · m]	Momenty působící k ose z v bodě A
m_e	[kg]	Hmotnost převodového motoru
M_K	[N · m]	Kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky
m_m	[kg]	Hmotnost materiálu
m_s	[kg]	Hmotnost spirály
m_t	[kg]	Hmotnost trubky žlabu
m_{t1}	[kg/m]	Hmotnost 1 m potrubí
m_v	[kg]	Hmotnost výstelky
$m_{\dot{z}}$	[kg]	Hmotnost žlabu
n	[min^{-1}]	Výstupní otáčky převodového motoru
n_1	[min^{-1}]	Otáčky samotného elektromotoru
n_t	[s^{-1}]	Teoretické otáčky šneku
p	[MPa]	Tlak působící na drážku unašeče
P	[kW]	Výkon elektromotoru
p_2	[MPa]	Tlak působící na unašeč v místě díry pro šroub
p_D	[MPa]	Dovolená hodnota otláčení pro materiál unašeče
P_k	[kW]	Příkon dopravníku
Q_m	[$kg \cdot h^{-1}$]	Hmotnostní dopravní výkon
$Q_{m\ skut}$	[$kg \cdot h^{-1}$]	Skutečný hmotnostní dopravní výkon
Q_v	[$kg \cdot h^{-1}$]	Objemový dopravní výkon
R_s	[m]	Účinný poloměr spirály
R_{AX}	[N]	Reakce ve vazbě A ve směru osy x
R_{BY}	[N]	Reakce ve vazbě B ve směru osy y
s	[mm]	Stoupání spirály

s_i	[mm]	Teoretické stoupání spirály
S_m	[m ²]	Plocha průřezu materiálu
t	[mm]	Tloušťka spirály
t_1	[mm]	Hloubka drážky pro pero v unašeči
t_n	[mm]	Délka válcové plochy, která je otláčena v místě desky
t_u	[mm]	Tloušťka unašeče v místě díry pro šroub
t_t	[mm]	Tloušťka potrubí
t_v	[mm]	Tloušťka výstelky
V	[m ³]	Objem dopravovaného materiálu
w	[-]	Globální součinitel odporu
z	[-]	Skutečný počet závitů
ρ_s	[kg · m ⁻³]	Hustota materiálu spirály
ρ_v	[kg · h ⁻³]	Objemová hmotnost dopravovaného materiálu
ρ_{vv}	[kg · m ⁻³]	Hustota výstelky
τ_{DS}	[MPa]	Dovolené smykové napětí působící v místě stříhu šroubu
τ_s	[MPa]	Smykové napětí působící v místě stříhu šroubu
β	[°]	Úhel sklonu dopravníku
δ	[°]	Třecí úhel mezi materiálem a spirálou
Δ	[%]	Procentuální rozdíl skutečného dopravního výkonu
ϑ	[°]	Úhel stoupání spirály
ψ	[-]	Součinitel plnění

SEZNAM PŘÍLOH

KATALOGOVÝ LIST:

P1 – Katalogový list převodového motoru

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE:

Výkres svarku

Výkres sestavy

Seznam položek

P1 – Katalogový list převodového motoru

NORD-POHÁNĚČÍ TECHNIKA, S.R.O.
 Member of the NORD DRIVESYSTEMS Group


AXVJVP - Strana 1 / 2

NORD-Poháněčí technika, s.r.o., Bečovská 1398/11, CZ-104 00 Praha 10

myNORD - Guest CZ

Technická specifikace

Číslo Datum	AXVJVP.0 28.03.2023
Číslo zakazníka	
Tel.	222 287 222
E-Mail	cz@nord.com

Pol.	Popis	Materiál	Množství
1	Čelní převodovka s motorem SK 22FVL - 90SPI4 TF		1
	Označení výrobku	Čelní převodovka	
	Otáčky motoru	1430 1/min.	
	Použití	Standardní síťový provoz, nebo provoz s měničem frekvence	
	Převodový poměr	23.74	
	Výstupní otáčky	60 1/min.	
	Provozní faktor	1.9 -	
	Výstupní moment M2	175 Nm	
	Dovolené radiální zatížení hřídele pro zesílené ložiska	7.3 kN	
	Axiální VL	8 kN	
	Výkon	1.1 kW	
	Napětí	230/400 V	
	Frekvence	50 Hz	
	Třída účinnosti	IE3	
	Jmenovitý proud 1	4.12 A	
	Jmenovitý proud 2	2.38 A	
	Cos φ 1	0.78 -	
	Druh provozu	S1 - Trvalý provoz	
	Krytí motoru	IP55	
	Třída izolace	F	
	Pracovní poloha převodovky	M1	
	Materiál skříně	Litina	
	Typ skříně	Přiruba B5	
	Typ skříně	Plný výstupní hřídel s perem	
	Rozměry hřídele	30 x 60 mm	
	Materiál výstupního hřídele	Standardní materiál	
	Průměr příruby	200 mm	
	Odvzdušnění	Standardní odvzdušňovací šroub	
	Gearbox Sealing Options	standardní hřídelové těsnění	
	Provedení ložisek	Zesílená ložiska	
	Typ ventilátoru	TEFC - Vlastní ventilátor (standard)	
	Poloha svorkovnice	2	
	Poloha kabelových průchodek	1	
	Terminal Box Connection	Directly Wired to Terminal Block	
	Nameplate Additional Marking	Standard Nameplate Marking	
	Nameplate Material	Standard	
	Motor Thermal Protection	Teplotní čidla (3 x termistor)	
	Typ maziva	Minerální olej ISO VG 220 (standard)	
	Množství maziva	0.7 l	

Společnost je zapsána v OR u Městského soudu v Praze, oddíl C, vložka 143772
<http://www.nord.com>

NORD-POHÁNĚCÍ TECHNIKA, S.R.O.
Member of the NORD DRIVESYSTEMS Group



AXVJVP - Strana 2 / 2

Uzavřená povrchová úprava
Lakovací předpis

bez speciální povrchové úpravy
Basic (F 2): pro vnitřní instalace
(Standard)

Barva
Hmotnost

RAL 7031 modrošedá
34,0 kg