



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

ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

WORM CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Kolčava

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadaní bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jiří Kolčava**
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:

Šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

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

dopravní výkon $15\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$,

dopravní vzdálenost 8,5 m,

sklon dopravníku maximální vhodný,

doprovazovaný materiál – skleněná drť zrnitosti 1 až 10 mm, objemové hmotnosti $1154\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

Cíle bakalářské práce:

Vytvoření předpokladu funkčnosti 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.

Porovnání tohoto konstrukčního řešení se spirálním 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: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvihačích 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 21.května 2021

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá vytvořením předpokladu funkčnosti šnekového dopravníku v závislosti na úhlu sklonu, určením hlavních rozměrů a návrhem pohonu šikmého šnekového dopravníku s maximálním úhlem sklonu, který má přepravovat skleněnou drť. Tento předpoklad je popsán na základě zrychlení, která působí na elementární částici dopravovaného materiálu. Následně je dopravník porovnáván se spirálovým šnekovým dopravníkem. Konstrukční část obsahuje výkresovou dokumentaci dle zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, šnek, pohon, žlab, šikmý.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the creation of the assumption of the functionality of the screw conveyor depending on the angle of inclination, the determination of the main dimensions and the design of the drive of the inclined screw conveyor with the maximum angle of inclination to transport the glass crumb. This assumption is described on the basis of the accelerations that act on the elementary particle of the transported material. Subsequently, the conveyor is compared with a spiral screw conveyor. The construction part contains drawing documentation according to the assignment.

KEYWORDS

Worm conveyor, worm, drive, trough, skew



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOLČAVA, J. *Šnekový dopravnik*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské 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 21. května 2021

.....

Jiří Kolčava



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Jirímu Maláškovi, Ph.D. za odborné vedení této práce, cenné rady a připomínky. Dále bych také rád poděkoval své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	11
1 Hlavní části šnekového dopravníku	12
1.1 Šnekovice	12
1.2 Žlab	13
1.3 Pohon	14
2 Metody dopravování materiálu	15
2.1 Metoda urychlování částic	15
2.2 Metoda vtlačování částic	15
2.3 Princip třecích sil	15
3 Síly ve vertikálním dopravníku	17
3.1 Kritické otáčky	18
4 Vliv zrychlení	19
4.1 Vliv normálových zrychlení u dna žlabu	19
4.2 Vliv tečných zrychlení u dna žlabu	20
4.3 Vliv zrychlení působící na částice materiálu v nejvyšším bodě	21
5 Výpočet základních rozměrů dopravníku	23
5.1 Objemový dopravní výkon	23
5.2 Průměr šnekovice	23
5.3 Maximální možný úhel sklonu	24
5.3.1 Výpočet záporně vzatého dostředivého zrychlení	24
5.3.2 Rovina s kritickými částicemi materiálu	25
5.3.3 Funkčnost dopravníku při měnícím se sklonu	26
5.4 Výpočet dopravní výšky	28
5.5 Výpočet vodorovné dopravní vzdálenosti	28
6 Návrh pohonu	29
6.1 Výkon elektromotoru	29
6.2 požadované otáčky pro zachování dopravní výkonnosti	29
6.3 Volba elektromotoru a převodovky	30
6.4 Volba spojky	31
6.5 Kontrola bezpečnosti spojky	32
6.6 Kontrola dopravního výkonu	32
6.6.1 Výpočet skutečného dopravního výkonu	32
6.6.2 Procentuální rozdíl zadaného a skutečného dopravního výkonu	33
7 Kontrola zrychlení	34
7.1 Výpočet skutečného záporně vzatého dostředivého zrychlení	34
7.2 Kontrola normálových zrychlení při skutečných otáčkách	34
7.3 Kontrola bezpečnosti přidruženosti materiálu při skutečných otáčkách	35
8 Hmotnost šnekovice	38
8.1 Hmotnost hřídele	38
8.2 Hmotnost spirály	38

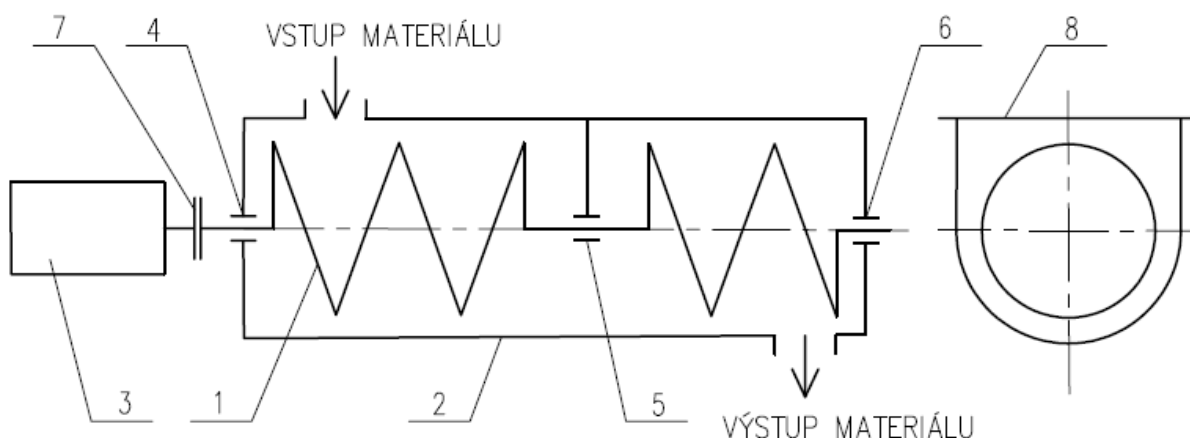
8.3	Celková hmotnost šnekovice.....	39
9	Uložení šnekovice	40
9.1	Radiální síla.....	40
9.2	Axiální síla	40
9.2.1	Třecí úhel mezi materiálem a šnekovicí	40
9.2.2	Účinný poloměr šnekovice.....	41
9.2.3	Úhel stoupání šnekovice	41
9.2.4	Axiální síla od naklonění šnekovice	41
9.2.5	Axiální síla od pohybujícího se materiálu.....	42
9.2.6	Výpočet celkové axiální síly	42
9.3	Ložisko na straně pohonu.....	42
9.3.1	Poměr axiální a radiální síly.....	43
9.3.2	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska pohonu.....	43
9.3.3	Hodinová trvanlivost ložiska na straně pohonu	44
9.4	Závěsná ložiska	44
9.4.1	Tlak působící na závěsné ložisko.....	45
9.4.2	Dovolený tlak závěsného ložiska.....	45
9.4.3	Kontrola závěsného ložiska na otláčení	46
9.5	Koncové ložisko	46
9.5.1	Dynamické ekvivalentní zatížení koncového ložiska	46
9.5.2	Hodinová trvanlivost koncového ložiska	47
10	Návrh žlabu	48
11	Porovnání se spirálním šnekovým dopravníkem	49
	Závěr	50
	Seznam použitých zkratk a symbolů	53
	Seznam příloh.....	57

ÚVOD

Šnekové dopravníky jsou zařízení pro přepravu zrnitých a sypkých materiálů v suchém nebo vlhkém stavu, jejichž velikost nesmí překročit 60 mm. Naopak nejsou vhodné pro přepravu abrazivních a lepivých materiálů.

Materiál koná křivočarý pohyb a může být přepravován vodorovně, šikmo nebo svisle až do vzdálenosti 50 metrů. Lze přepravovat materiál s kapacitou maximálně $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a s maximální rychlostí $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [1]. Kromě přepravy mohou šnekové dopravníky také plnit funkce, např. ohřívání, chlazení, míchání a hnětení.

Šnekový dopravník se skládá ze tří hlavních částí: dopravní žlab, šnekovice a pohonná jednotka. Přeprava materiálu v dopravním žlabu je zajištěna rotací šnekovice. Pro správnou funkci je třeba zajistit, aby tření mezi materiálem a žlabem bylo větší než tření mezi materiálem a šnekem. Výhodou je nízká cena, nenáročnost na obsluhu a údržbu, jednoduchá konstrukce, kompaktnost a spolehlivost. Naopak nevýhodou je opotřebení pracovních ploch, zadírání, drcení materiálu a vysoká spotřeba energie. Uplatněny jsou v potravinářském a chemickém průmyslu, zemědělství a stavebnictví.



Obr. 1: Schéma šnekového dopravníku

1 – Šnekovice, 2 – Dopravní žlab, 3 – Pohon, 4 – Ložisko pohonu, 5 – Závěsné ložisko, 6 – Koncové ložisko, 7 – Spojka, 8 - Víko

Tato práce se bude zabývat hledáním maximálního možného úhlu sklonu pomocí zrychlení, která působí na elementární částici dopravovaného materiálu. Následně budou pro maximální úhel sklonu určeny hlavní rozměry a navrhnout pohon.

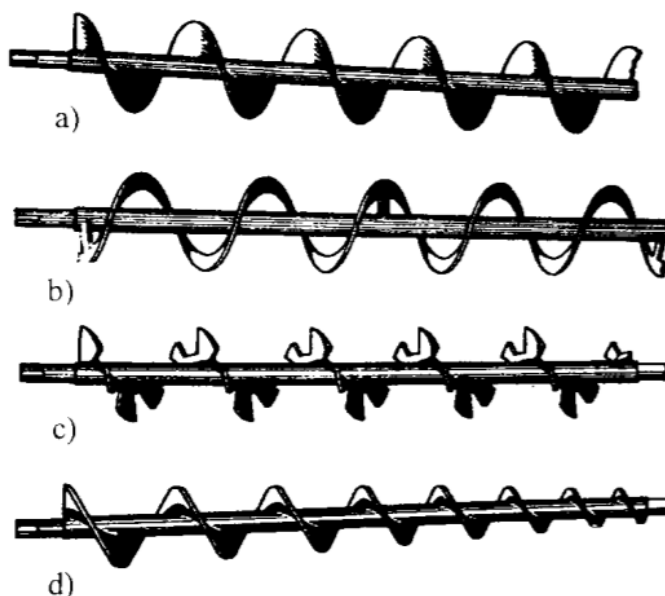
1 HLAVNÍ ČÁSTI ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

V této kapitole jsou popsány základní části šnekového dopravníku, jejich typy a základní parametry.

1.1 ŠNEKOVICE

Šnekovice je základní pracovní část dopravníku, která ovlivňuje vlastnosti celého dopravníku a uvádí přepravovaný materiál do pohybu. Hřídel bývá u menších průměrů zpravidla plná a má kruhový průřez. Výjimečně se používá hřídel s čtvercovým průřezem. Šnekovice jsou vyráběny ve standardizovaných délkách.

Šnekovice se dělí na tři základní typy, viz Obr. 2. Nejčastěji používané plné šnekovice se využívají pro přepravu práškových a jemně zrnitých nelepivých materiálů. Jednotlivé díly, které odpovídají rozměru jednoho závitu jsou lisovány za tepla a následně přivařeny k šnekové hřídeli přerušovaným svarem. Obvodové šnekovice umožňují dopravu zrnitých sdružených materiálů. Tento typ šnekovic se válcuje za tepla mezi kónickými kotouči, což vytvoří lichoběžníkový průřez. Následně jsou k šnekové hřídeli přivařeny pomocí držáků z ploché oceli. Lopátkové šnekovice umožňují přepravovat lepidelné materiály za předpokladu intenzivního promíchávání. Specifickým typem jsou kuželové šnekovice, které jsou obdobou plných šnekovic, ale v průběhu délky plynule mění svůj poloměr. [1]



Obr. 2: Typy šnekovic [1]
a) Plná, b) Obvodová, c) Lopátková, d) Kuželová

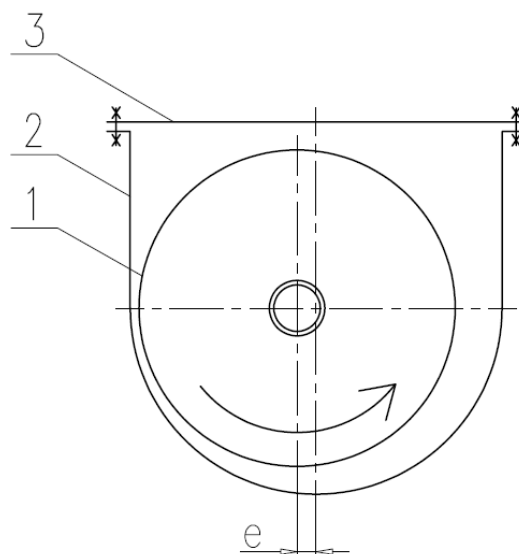
Šnekovice je u krátkých dopravníků v kuse uložena v čelech žlabu. V případě dlouhých dopravníků (nad 3 m) je nutné šnekovici rozdělit na více částí, aby se zamezilo průhybu. Jednotlivé části jsou spojeny čepy nebo šrouby. Šnekovice je uložena ve dvou ložiscích, přičemž jedno z nich musí být schopno zachytit axiální síly. Tyto síly vznikají při skloněné dopravě vlastní tíhou šnekovice a působením přepravovaného materiálu na šnekovici. [2]

Šnekovice lze rozdělit na levé a pravé, podle smyslu stoupání. Specifickým konstrukčním řešením může být kombinace pravých a levých šnekovic na stejné hřídeli při stejném smyslu otáčení. Toto řešení se používá, když chceme dopravit materiál na dvě různá místa nebo z dvou různých míst na jedno.

1.2 ŽLAB

Žlab je vnější nosná část dopravníku, jehož rozměry jsou voleny dle velikosti šneku. Tvoří jej plech o tloušťce 3 až 8 mm [2], který je nejčastěji tvarován do písmene U nebo do kruhu. Žlab je uzavřen víkem, které může v případě potřeby zajistit vzduchotěsnost, vodotěsnost a odolnost vůči prachu. Horní okraje jsou zahnuty ven, což zvyšuje tuhost žlabu a umožňuje připevnění víka ke žlabu. V případě přepravy na dlouhé vzdálenosti se žlab skládá z několika dílů o délce 1,5 až 6 m [2], které jsou přišroubované nebo přivařené k sobě. Je nutné zajistit přímočaré spojení jednotlivých dílů. Násypka a výsypka je obvykle konstruována na okrajích, ale dle potřeby se mohou posunout blíže středu. Mezi žlabem a šnekem se musí zajistit vůle 5 až 10 mm [1], která závisí na přepravovaném materiálu a výrobních tolerancích. Materiál žlabu a jeho povrchové úpravy se volí dle dopravovaného materiálu.

Specifickým konstrukčním řešením je excentrické uložení šnekovice. Díky tomu se vůle mezi šnekovici a žlabem zvětšuje ve směru otáčení šneku, viz Obr. 3. Toto řešení omezí zadírání a drcení materiálu, sníží tření, opotřebení. Nevýhodou je, že klesne přepravní kapacita [2].



Obr. 3: Schéma excentrického uložení
1 – Šnekovice, 2 – Žlab, 3 – Viko, e – Excentricita

1.3 POHON

Pohonné ústrojí šnekového dopravníku se většinou skládá z asynchronního elektromotoru, převodovky a pružné spojky. Elektromotor je často ukládán na konzolu nebo na vlastní přírubu spojenou s čelem žlabu. Otáčky hnací hřídele jsou převodovkou sníženy na požadovanou hodnotu. Z výstupní hřídele převodovky je hnací moment přenesen přes pružnou spojku na šnekovici. U větších jednotek má pohon samostatný základ. Pohon lze umístit na začátek i konec dopravníku, což rozděluje šnekové dopravníky na tažné a tlačné. Tažné šnekové dopravníky se však používají pouze ve výjimečných případech.

2 METODY DOPRAVOVÁNÍ MATERIÁLU

U konstrukce šikmých a svislých dopravníků záleží na minimálních vstupních otáčkách, neboť na nich velmi záleží posun částice směrem vzhůru. Další důležitý parametr je tvar částic, který ovlivňuje stanovení minimálních otáček. Dopravu částic vertikálním směrem lze rozdělit do několika metod.

2.1 METODA URYCHLOVÁNÍ ČÁSTIC

Tato metoda je realizovatelná pouze u svislých dopravníků. K vertikální dopravě je zapotřebí znalost minimálních otáček, která spolu s geometrií šnekovice a třecími součiniteli materiálu ovlivňuje rychlost a energetickou náročnost dopravovaného materiálu. Urychlování materiálu je také závislé na objemovém a hmotnostním množství.[3]

V důsledku různé tvarovosti částic, může docházet ke shlukům. Tvary částic mohou být různé, avšak základní tři typy jsou kulovité, válcové a krychlové. Ostatní tvary jsou dosaženy kombinací těchto tří typů. U kulových částic shluky snižují vlastní rotaci částic, při jejich urychlování na šnekovici. U krychlových a válcových částic je zvýšeno riziko degradace materiálu, zejména kvůli jejich délce. [3]

2.2 METODA VTLAČOVÁNÍ ČÁSTIC

Tato metoda je realizovatelná taktéž pouze pro svislé dopravníky. Nutností je nepřetržitý přísun materiálu, což znamená, že násypka musí být neustále plná. Násypka také ovlivňuje dávkování. Při této metodě šnekovice vtlačuje částice dopravovaného materiálu do žlabu, a proto je přítlačná síla u této metody tlaková. Snížení tlaku na materiál lze zajistit většími rozměry mezi hrdlem násypky a šnekovicí. [3]

2.3 PRINCIP TŘECÍCH SIL

Základem této metody jsou třecí síly, přičemž tření mezi dopravovaným materiálem a žlabem musí být větší než tření mezi dopravovaným materiálem a šnekovicí. Třecí síly lze ovlivňovat změnou úhlové rychlosti. Způsob dopravy lze odvodit ze dvou idealizovaných stavů.

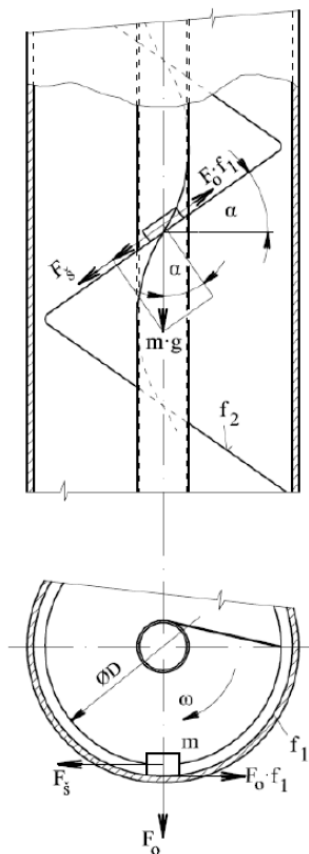
První idealizovaný stav je pohyb materiálu po kružnici. Tento případ by nastal, pokud by třecí síla mezi materiálem a žlabem byla nulová a zároveň by třecí síla mezi materiálem a šnekovicí byla maximální možná.[3]

Druhý idealizovaný stav je přímočarý pohyb. Tento případ by nastal, pokud by třecí síla mezi materiálem a žlabem byla maximální možná a zároveň by třecí síla mezi materiálem a šnekovicí byla nulová. [3]

Realita je však kombinací těchto dvou stavů, přičemž vzniká pohyb ve šroubovici.

3 SÍLY VE VERTIKÁLNÍM DOPRAVNÍKU

Svislá doprava materiálu je závislá na třecích silách, viz Obr. 4, kde je znázorněna částice v mezním stavu. Materiál se začne dopravovat v okamžiku kdy $F_o \cdot f_1$ dosáhne větší hodnoty než F_s . [3]



Obr. 4: Síly působící na částici materiálu [3]

Sestavením silové rovnováhy se stanoví třecí síla na šnekovici F_s , působící na částici materiálu (viz Obr. 4). F_o je odstředivá síla, f_1 je součinitel tření mezi materiálem a žlabem, f_2 je součinitel tření mezi materiálem a šnekovicí a α je úhel sklonu šnekovice.

$$F_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot g \cdot f_2 \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (1)$$

$$F_s = F_o \cdot f_1 \quad [\text{N}] \quad (2)$$

$$4 \cdot r \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot f_1 = g \cdot (\sin \alpha + f_2 \cdot \cos \alpha) \quad (3)$$

3.1 KRITICKÉ OTÁČKY

Doprava materiálu je mimo jiné závislá i na tzv. kritických otáčkách. Jsou to minimální otáčky, při kterých nedochází ke skluzu materiálu směrem dolů. Stanovit se mohou z rovnice (3) na základě rovnosti třecích sil mezi materiálem, žlabem a šnekovicí. Kritické otáčky nastanou, jestliže platí $f_1 = f_2$.

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

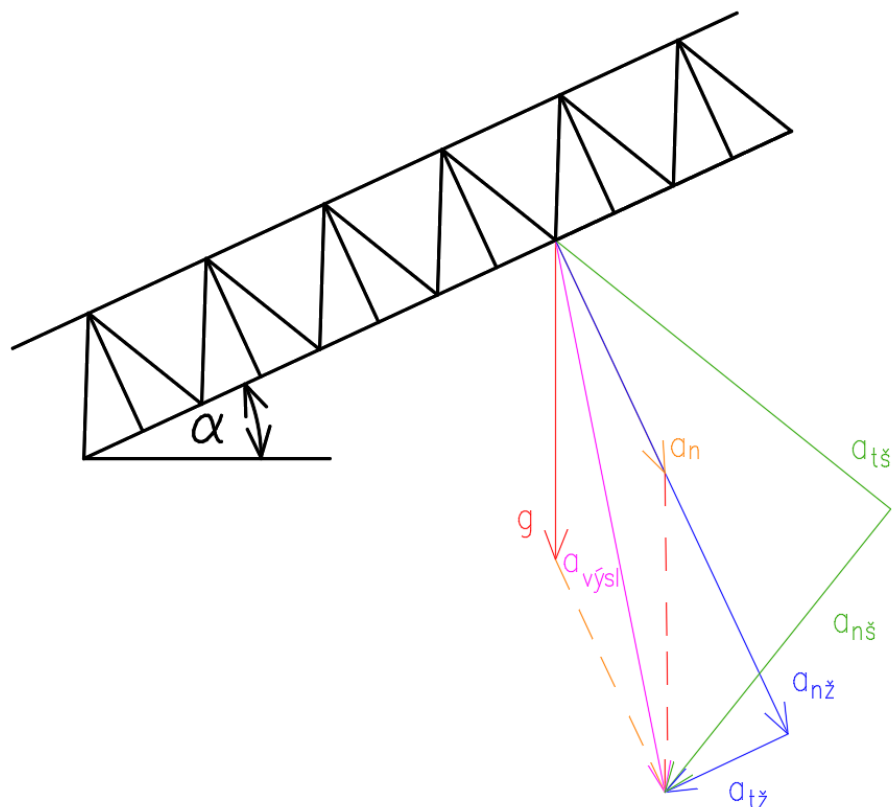
4 VLIV ZRYCHLENÍ

V této kapitole jsou popsány podmínky pro dopravu materiálu vycházející z tíhového zrychlení a záporně vzatého dostředivého zrychlení promítnutých do normálových a tečných rovin žlabu a šnekovice.

4.1 VLIV NORMÁLOVÝCH ZRYCHLENÍ U DNA ŽLABU

Při posuzování funkčnosti šnekového dopravníku v závislosti na úhlu sklonu je nutné zajistit, aby normálové zrychlení na povrch žlabu bylo větší než normálové zrychlení na povrch šnekovice. Pokud by tento stav nenastal, dopravovaný materiál by se přichytával ke šnekovici a došlo by k ucpání dopravníku.

Výsledné zrychlení, které působí na částici dopravovaného materiálu, je součtem záporně vzatého dostředivého zrychlení a tíhového zrychlení. Normálové zrychlení na žlabu lze získat promítnutím výsledného zrychlení kolmo do normály povrchu žlabu. Normálové zrychlení na šnekovici je možné získat promítnutím výsledného zrychlení kolmo do normály povrchu šnekovice.



Obr. 5: Zrychlení působící na částici materiálu u dna žlabu

a_n – záporně vzaté dostředivé zrychlení, g – tíhové zrychlení, $a_{výsl}$ – výsledné zrychlení, $a_{nš}$ – normálové zrychlení na šnekovici, $a_{tš}$ – tečné zrychlení na šnekovici, $a_{nž}$ – normálové zrychlení na žlabu, $a_{tž}$ – tečné zrychlení na žlabu, α – úhel sklonu dopravníku

4.2 VLIV TEČNÝCH ZRYCHLENÍ U DNA ŽLABU

Při dopravě materiálu mají zásadní vliv i tečná zrychlení. Mohou působit proti přilnavosti dopravovaného materiálu nebo mu napomáhat. Pro zajištění dopravy musí být třecí síla mezi materiálem a šnekovici menší než síla od tečného zrychlení působící na šnekovici a zároveň musí být mezi materiálem a žlabem větší třecí síla než síla od tečného zrychlení působící na žlab.

Jelikož se jedná o elementární částici, je v případě hmotnosti předpokládána hodnota 1 kg. Pak se všechny síly působící na částici rovnají danému zrychlení.

Síly od tečného zrychlení působící na žlab a šnekovici jsou získány promítnutím síly od výsledného zrychlení kolmo do tečné roviny povrchu žlabu a šnekovice (viz Obr. 5). Lze je vypočítat pomocí Pythagorovy věty.

$$F_{t\check{z}} = \sqrt{F_{v\check{y}sl}^2 - F_{n\check{z}}^2} \quad [N] \quad (5)$$

$$F_{t\check{s}} = \sqrt{F_{v\check{y}sl}^2 - F_{n\check{s}}^2} \quad [N] \quad (6)$$

Třecí síly mezi materiálem, žlabem a šnekovicí jsou vypočítány jako síly od normálového zrychlení vynásobené součiniteli tření mezi danými materiály.

$$F_{T\check{z}} = F_{n\check{z}} \cdot f \quad [N] \quad (7)$$

$$F_{T\check{s}} = F_{n\check{s}} \cdot f \quad [N] \quad (8)$$

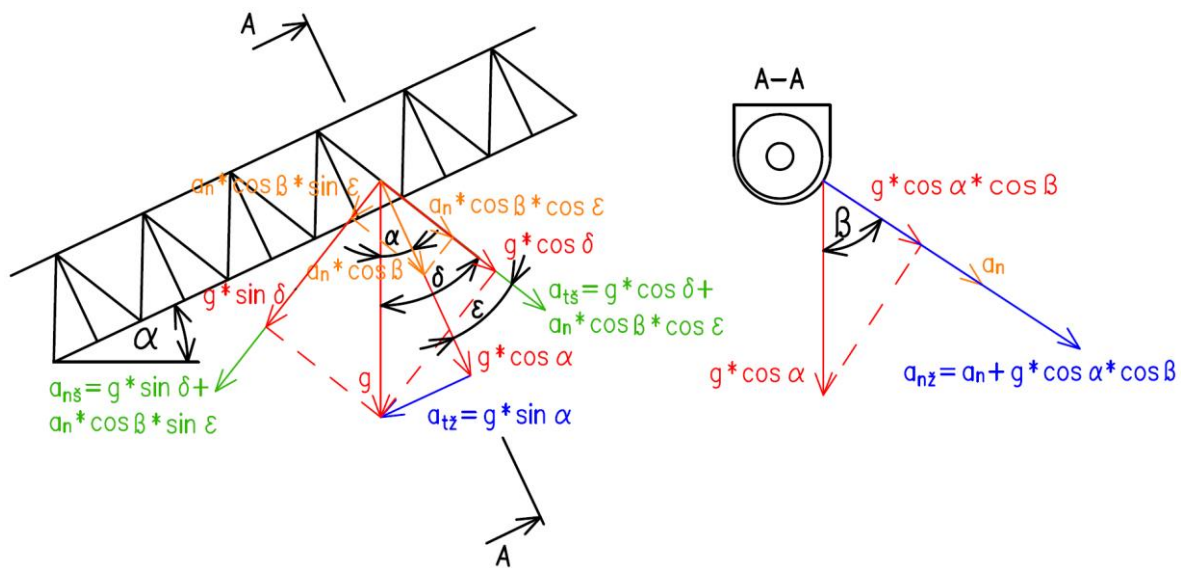
Dopravovaný materiál se bude vždy přidržovat té části dopravníku, kde třecí síla převyšuje sílu od tečného zrychlení. Pro funkčnost však stále musí platit podmínka, že třecí síla mezi materiálem a žlabem musí být větší než třecí síla mezi materiálem a šnekovicí.

4.3 VLIV ZRYCHLENÍ PŮSOBÍCÍ NA ČÁSTICE MATERIÁLU V NEJVYŠŠÍM BODĚ

Ne všechny částice materiálu se nachází u dna. Z důvodu většího zaplnění se některé částice pohybují po stěnách dopravníku. Zde se mění směr tíhového zrychlení vůči normálám žlabu i šnekovice. Zmenšená složka tíhového zrychlení nestačí pomáhat záporně vzatému dostředivému zrychlení. Může tak dojít k zastavení dopravy částic materiálu, které jsou výše ve žlabu, tím by mohlo dojít k ucpání dopravníku.

Normálové zrychlení na žlab je získáno součtem záporně vzatého dostředivého zrychlení a promítnutého tíhového zrychlení o úhel sklonu dopravníku α a úhel odpovídající nejvyšší částici v dopravníku β . Tečné zrychlení na žlab je dáno promítnutím složky tíhového zrychlení do tečné roviny žlabu. Tato rovina je kolmá na záporně vzaté dostředivé zrychlení, a proto toto zrychlení neovlivní tečné zrychlení na žlab.

Normálové zrychlení na šnekovici je dáno součtem promítnutého tíhového zrychlení do normálové roviny šnekovice o úhel δ a promítnutého záporně vzatého dostředivého zrychlení o úhel odpovídající nejvyšší částici v dopravníku β a úhel ε . Tečné zrychlení na šnekovici je dáno součtem promítnutého tíhového zrychlení do tečné roviny šnekovice a promítnutím záporně vzatého dostředivého zrychlení o úhel odpovídající nejvyšší částici v dopravníku β a úhel sklonu tečné roviny šnekovice ε .



Obr. 6: Zrychlení působící v místě nejvyšší částice materiálu

a_n – záporně vzaté dostředivé zrychlení, g – tíhové zrychlení, a_{ns} – normálové zrychlení na šnekovici, a_{ts} – tečné zrychlení na šnekovici, a_{nz} – normálové zrychlení na žlabu, a_{tz} – tečné zrychlení na žlabu, α – úhel sklonu dopravníku, β – Úhel sklonu odpovídající nejvyšší částici, δ – Úhel sklonu mezi tíhovým zrychlením a tečnou rovinou šnekovice, ε – Úhel mezi skloněným záporně vzatým dostředivým zrychlením o úhel β a tečnou rovinou šnekovice

Výše v dopravníku musí platit stejné podmínky pro dopravu jako u dna žlabu. Normálové zrychlení na žlabu musí být větší než normálové zrychlení na šnekovici. Je třeba, aby třecí síla mezi materiálem a šnekovici byla menší než síla od tečného zrychlení působící na šnekovici, a zároveň musí platit, že třecí síla mezi materiálem a žlabem je větší než síla od tečného zrychlení působící na žlab.

5 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ DOPRAVNÍKU

V této kapitole jsou aplikovány poznatky z předcházející kapitoly. Jsou zde navrženy hlavní rozměry a určen maximální možný úhel sklonu pro šnekový dopravník se zadanými parametry.

5.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

Objemový dopravní výkon je vypočítán vztahem (9) dle [2], str. 208.

$$Q_V = \frac{Q}{\gamma} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (9)$$

$$Q_V = \frac{15000}{1154}$$

$$Q_V = 13 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

kde:

$$Q_V \quad \text{Objemový dopravní výkon} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

$$Q \quad \text{Dopravní výkon} \quad [\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$$

$$\gamma \quad \text{Objemová hmotnost dopravovaného materiálu} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

5.2 PRŮMĚR ŠNEKOVICE

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (10)$$

Úpravou vztahu pro objemový dopravní výkon (10) dle [2], str. 208 je získán vztah pro výpočet průměru šnekovice (11).

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_V}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad [\text{m}] \quad (11)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 13}{3600 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 0,5}}$$

$$D = 0,39 \text{ m}$$

kde:

D	Průměr šnekovice	[m]
s	Stoupání šnekovice dle [2], str. 208 je voleno $s = D$	[m]
n	Otáčky šnekovice dle [2], str. 209 jsou voleny $n = 1 \text{ s}^{-1}$	$[\text{s}^{-1}]$
c_H	Korekční součinitel dle [2], str. 209 je volen $c_H = 0,5$. Korekční součinitel je odvozen od úhlu stoupání. Je volen úhel sklonu $\alpha = 25^\circ$. Úhel větší než 25° se běžně nepoužívá, protože by se rapidně snížila hmotnostní přepravní kapacita [1].	[-]
ψ	Součinitel plnění dle [2], str. 209 je volen $\psi = 0,15$	[-]

Dle katalogu společnosti Preciz [4] je volena šnekovice s nejbližším vyšším průměrem $D = 400 \text{ mm}$.

Tab. 1: Parametry šnekovice [4]

Vnější průměr	Vnitřní průměr	Stoupání závitu	Tloušťka plechu		Hmotnost	Materiál
			Vnitřní	Vnější		
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg / 3000 mm]	
400	102	400	8	4	47	Ocel (EN – S355)

5.3 MAXIMÁLNÍ MOŽNÝ ÚHEL SKLONU

Pro zjištění maximálního možného úhlu sklonu a zachování funkčnosti, musíme zajistit platnost všech výše zmíněných podmínek.

5.3.1 VÝPOČET ZÁPORNĚ VZATÉHO DOSTŘEDIVÉHO ZRYCHLENÍ

$$a_n = r \cdot \omega^2 = r \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (12)$$

$$a_n = 0,2 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot 1^2$$

$$a_n = 7,90 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

a_n	Záporně vzaté dostředivé zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
ω	Úhlová rychlost	$[rad \cdot s^{-1}]$
r	Poloměr šnekovice	$[m]$

5.3.2 ROVINA S KRITICKÝMI ČÁSTICEMI MATERIÁLU

Při zaplnění dopravníku 15 % jsou kritické částice materiálu ve výšce ode dna 92 mm. Rovina, ve které se řeší poměry zrychlení musí být skloněna o úhel $\beta = 57$ stupňů. Grafické řešení bylo provedeno v programu Autodesk Inventor Professional 2021.

$$S = \frac{\pi \cdot r^2}{2} + 2 \cdot r_{\text{žlab}} \cdot h_1 \quad [mm^2] \quad (13)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 204^2}{2} + 2 \cdot 204 \cdot 208$$

$$S = 150234 \text{ mm}^2$$

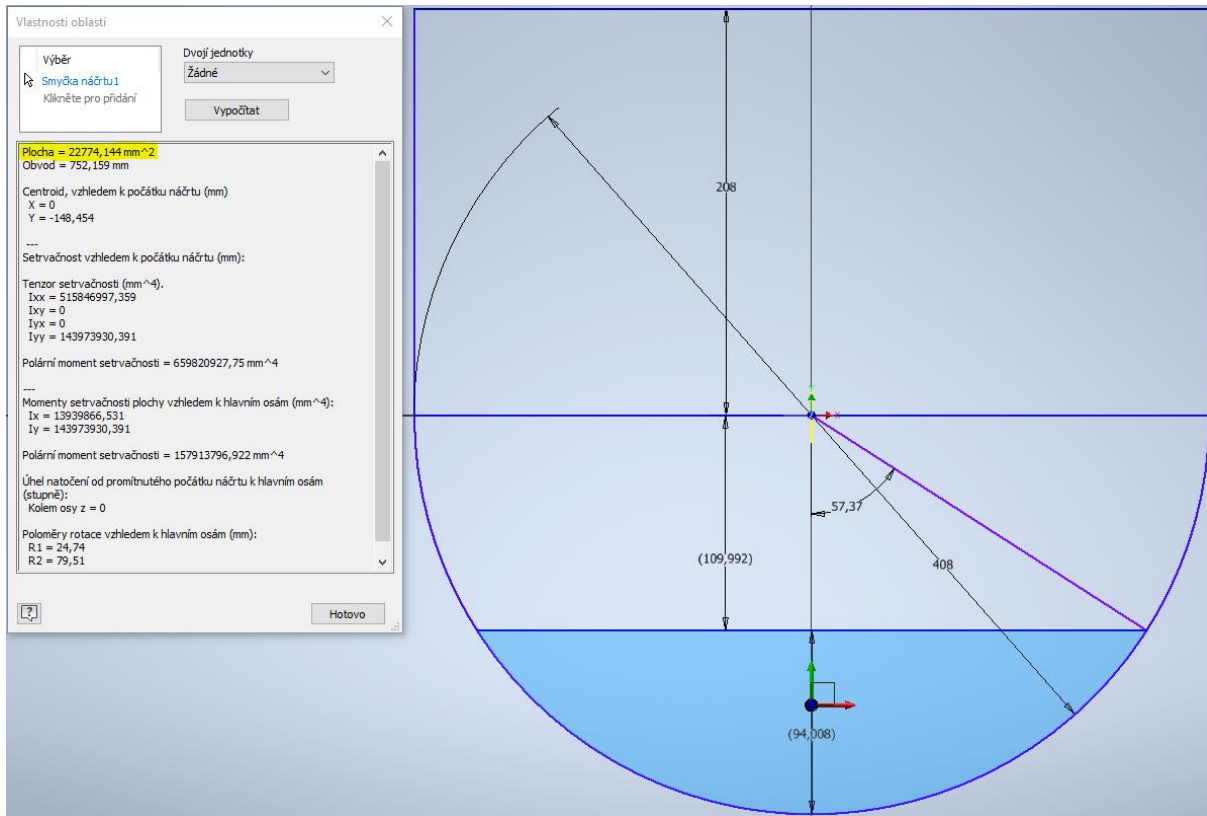
$$S_{\text{zapl}} = S \cdot \psi \quad [mm^2] \quad (14)$$

$$S_{\text{zapl}} = 150234 \cdot 0,15$$

$$S_{\text{zapl}} = 22535 \text{ mm}^2$$

kde:

S	Plocha průřezu žlabu	$[mm^2]$
$r_{\text{žlab}}$	Poloměr žlabu, je zvolen poloměr žlabu $r_{\text{žlab}} = 204 \text{ mm}$	$[mm]$
h_1	Výška od středu šnekovice po víko žlabu, je zvolena $h_1 = 208 \text{ mm}$	$[mm]$
S_{zapl}	Plocha průřezu žlabu zaplněná dopravovaným materiálem	$[mm^2]$



Obr. 7 Sklon roviny v místě nejvyšší částice

5.3.3 FUNKČNOST DOPRAVNÍKU PŘI MĚNÍCÍM SE SKLONU

Dle kapitoly 4 se porovnají podmínky pro dopravu pro vypočítaný průměr a záporně vzaté dostředivé zrychlení.

Tab. 2: Funkčnost dopravníku u dna žlabu

α	[°]	5	10	11	15	20	25	26	27
$\frac{a_{nž}}{a_{nš}}$	[-]	2,04	1,87	1,84	1,72	1,60	1,51	1,49	1,45
$\frac{F_{Tž}}{F_{tž}}$	[-]	7,46	3,59	3,09	2,45	1,81	1,41	1,35	1,32
$\frac{F_{tš}}{F_{Tš}}$	[-]	5,08	4,53	4,44	4,05	3,69	3,38	3,32	3,2

Tab. 3: Funkčnost dopravníku v nejvyšším bodě zaplnění

α	[°]	5	10	11	15	20	25	26	27
$\frac{a_{nž}}{a_{nš}}$	[-]	1,87	1,69	1,66	1,55	1,43	1,33	1,31	1,29
$\frac{F_{Tž}}{F_{tž}}$	[-]	5,41	2,70	2,46	1,80	1,35	1,08	1,03	0,99
$\frac{F_{tš}}{F_{Tš}}$	[-]	4,91	4,29	4,18	3,77	3,33	2,94	2,87	2,80

kde:

$F_{Tž}$	Třecí síla mezi materiálem a žlabem	[N]
$F_{Tš}$	Třecí síla mezi materiálem a šnekovicí	[N]
$a_{nž}$	Normálové zrychlení působící na povrch žlabu	[m·s ⁻²]
$a_{nš}$	Normálové zrychlení působící na povrch šnekovice	[m·s ⁻²]
$F_{tž}$	Síla od tečného zrychlení působící na povrch žlabu	[N]
$F_{tš}$	Síla od tečného zrychlení působící na povrch šnekovice	[N]

Dle Tab. 2 a Tab. 3 je zřejmé, že kritický úhel při zachování funkčnosti je $\alpha_{krit} = 26^\circ$. Při vyšších sklonech dopravníku již nebude normálová síla na žlabu stačit k udržení materiálu na žlabu a materiál se začne sesouvat dolů. Při konstrukci je však nutno počítat s jistou bezpečností a také bude volena převodovka, která sníží otáčky, a tím také záporně vzaté dostředivé zrychlení, na úroveň odpovídající požadovanému dopravnímu výkonu. Proto je volena bezpečnost 1,66. Pro následující výpočty je volen sklon dopravníku $\alpha = 11^\circ$.

5.4 VÝPOČET DOPRAVNÍ VÝŠKY

Dopravní výška je vypočítána pomocí goniometrických funkcí.

$$h = l \cdot \sin \alpha \quad [\text{m}] \quad (15)$$

$$h = 8,5 \cdot \sin 11$$

$$h = 1,62 \text{ m}$$

kde:

h Dopravní výška [m]

l Dopravní vzdálenost [m]

α Úhel sklonu [°]

5.5 VÝPOČET VODOROVNÉ DOPRAVNÍ VZDÁLENOSTI

Dopravní vzdálenost je vypočítána pomocí goniometrických funkcí.

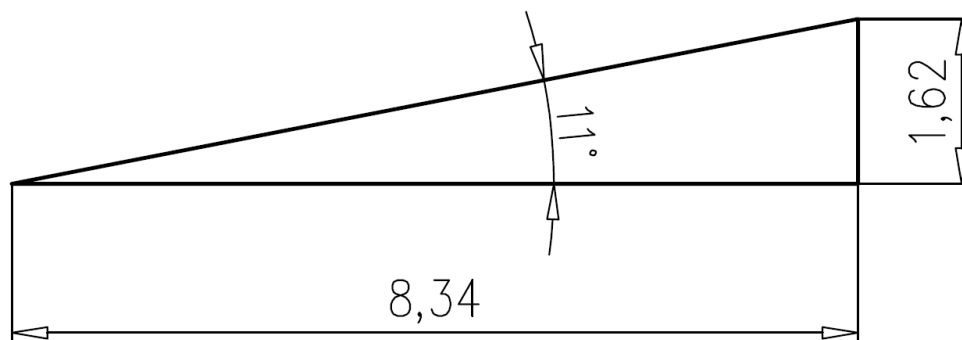
$$l_v = l \cdot \cos \alpha \quad [\text{m}] \quad (16)$$

$$l_v = 8,5 \cdot \cos 11$$

$$l_v = 8,34 \text{ m}$$

kde:

l_v Vodorovná dopravní vzdálenost [m]



Obr. 8: Vodorovná dopravní vzdálenost a dopravní výška

6 NÁVRH POHONU

Návrh pohonu je proveden dle literatury [2] a následně jsou zvoleny komponenty z katalogů výrobců [6] a [7].

6.1 VÝKON ELEKTROMOTORU

Minimální výkon elektromotoru je vypočítán vztahem (17) dle [2], str. 209.

$$P = \frac{Q \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w \pm h) \quad [\text{W}] \quad (17)$$

$$P = \frac{15000 \cdot 9,81}{3600} \cdot (8,34 \cdot 2,15 + 1,62)$$

$$P = 799,15 \text{ W} = 0,80 \text{ kW}$$

kde:

P	Výkon motoru	[W]
g	Tíhové zrychlení, pro ČR $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
w	Celkový součinitel odporu dle [5] je volen $w = 2,15$	[-]

6.2 POŽADOVANÉ OTÁČKY PRO ZACHOVÁNÍ DOPRAVNÍ VÝKONNOSTI

Je nutno snížit dopravní výkon, neboť snížením sklonu se navýšil. Nejlepší způsob je snížit otáčky pomocí převodovky.

Dosažením vztahu (9) do vztahu (10) a následným vyjádřením otáček je získán vztah (18).

$$n_1 = \frac{4 \cdot Q}{3600 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot s \cdot \psi \cdot c_H \cdot \gamma} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (18)$$

$$n_1 = \frac{4 \cdot 15000}{3600 \cdot \pi \cdot 0,4^2 \cdot 0,4 \cdot 0,15 \cdot 0,78 \cdot 1154}$$

$$n_1 = 0,61 \text{ s}^{-1} = 36,60 \text{ min}^{-1}$$

kde:

n_1	Požadované otáčky šnekovice pro zachování dopravní výkonnosti	$[\text{s}^{-1}]$
-------	---	-------------------

6.3 VOLBA ELEKTROMOTORU A PŘEVODOVKY

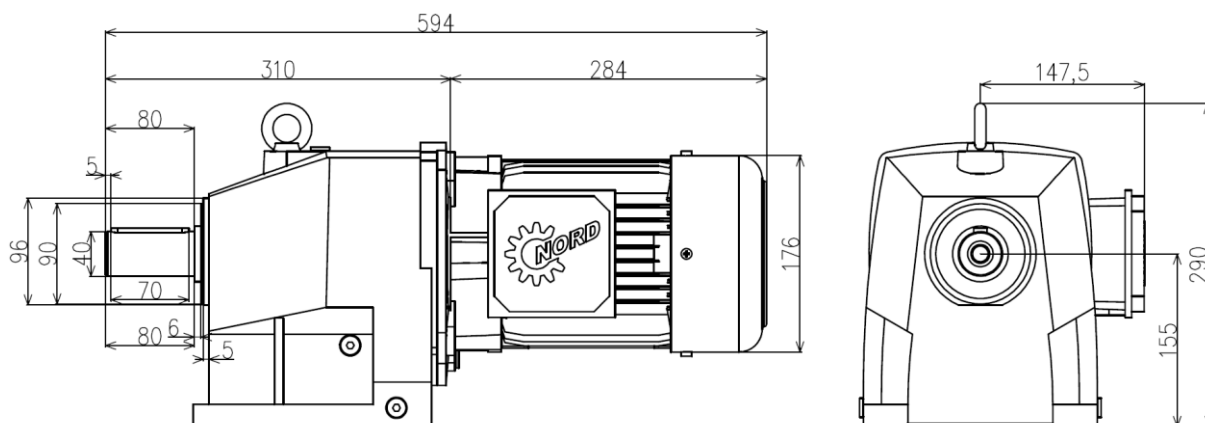
Dle vypočítaného výkonu a požadovaných otáček je volen elektromotor společnosti NORD [6] elektromotor s nejbližším vyšším výkonem 90SP/4 TF a převodovka SK 32F. Tato převodovka zajistí dostatečný převodový poměr k zachování dopravní výkonnosti.

Tab. 4: Parametry elektromotoru [6]

NORD 90SP/4 TF					
Výkon	Otáčky	Typ skříně	Základní napětí	Výstupní proud	Točivý moment
[kW]	[min ⁻¹]	[-]	[V]	[A]	[N·m]
1,10	1430	Příruba B5	230 / 400	4,12	7,35

Tab. 5: Parametry převodovky [6]

NORD SK 32F			
Převodový poměr	Průměr výstupní hřídele	Maximální točivý moment	Výstupní otáčky
[-]	[mm]	[N·m]	[min ⁻¹]
38,76	40	285	37



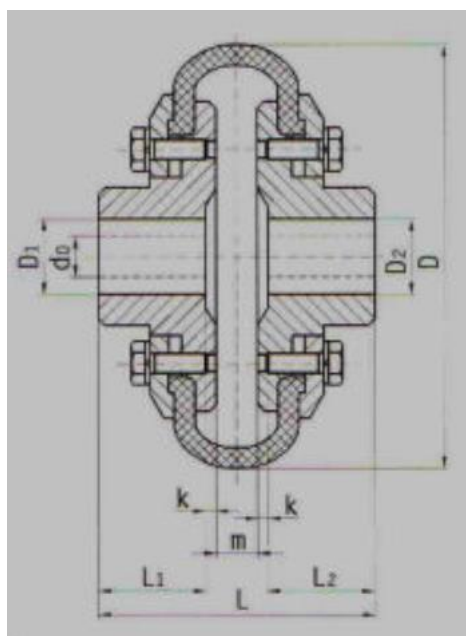
Obr. 9: Rozměry elektromotoru a převodovky [6]

6.4 VOLBA SPOJKY

Pro přenos točivého momentu z převodovky na šnekovici je volena z katalogu společnosti KOVOMONT PŘEROV [7] pružná spojka PERIFLEX A-05. Tato spojka umožní klidný chod a sníží rázy a montážní nepřesnosti.

Tab. 6: Parametry spojky [7]

Točivý moment	Maximální otáčky	Hmotnost
[Nm]	[min ⁻¹]	[kg]
618	2000	22,5



Obr. 10: Rozměry spojky [7]

Tab. 7: Rozměry spojky [7]

D	D ₁ , D ₂	L ₁ , L ₂	L	d ₀	m	k
[mm]						
250	60	105	230	-	20	-

6.5 KONTROLA BEZPEČNOSTI SPOJKY

$$k_s = \frac{M_{tkrit}}{M_t} \quad [-] \quad (19)$$

$$k_s = \frac{618}{285}$$

$$k_s = 2,17$$

kde:

k_s Součinitel bezpečnosti spojky vůči prokluzu [-]

M_{tkrit} Točivý moment spojky, při kterém dojde k prokluzu, dle [7] $M_t = 618$ Nm [Nm]

M_t Výstupní točivý moment z převodovky [Nm]

6.6 KONTROLA DOPRAVNÍHO VÝKONU

Je nutné ověřit rozdíl požadovaného a skutečného dopravního výkonu. Rozdíl je způsoben nepřesným převodovým poměrem převodovky a průměrem šnekovice.

6.6.1 VÝPOČET SKUTEČNÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

Dosazením vztahu (9) do vztahu (10) a dosazením skutečných otáček, je získán vztah (20) pro výpočet skutečného dopravního výkonu.

$$Q_{skut} = \frac{3600 \cdot n_2 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot s \cdot \psi \cdot c_H \cdot \gamma}{4} \quad [\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (20)$$

$$Q_{skut} = \frac{3600 \cdot 37 \cdot \pi \cdot 0,4^2 \cdot 0,4 \cdot 0,15 \cdot 0,78 \cdot 1154}{60 \cdot 4}$$

$$Q_{skut} = 15066,57 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

kde:

Q_{skut} Skutečný dopravní výkon [kg·h⁻¹]

n_2 Skutečné výstupní otáčky [s⁻¹]

6.6.2 PROCENTUÁLNÍ ROZDÍL ZADANÉHO A SKUTEČNÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{\text{skut}} - Q}{Q} \right| \quad [\%] \quad (21)$$

$$\Delta Q = \left| \frac{15066,57 - 15000}{15000} \right|$$

$$\Delta Q = 4,44 \cdot 10^{-3} \rightarrow 0,44 \%$$

kde:

ΔQ Procentuální rozdíl zadaného a skutečného dopravního výkonu [%]

7 KONTROLA ZRYCHLENÍ

Z důvodu volby převodovky s vyšším převodovým poměrem došlo ke snížení otáček šnekovice. To zapříčinilo změnu záporně vzatého dostředivého zrychlení a je nutné znovu ověřit podmínky pro dopravu materiálu, tentokrát se skutečnými otáčkami.

7.1 VÝPOČET SKUTEČNÉHO ZÁPORNĚ VZATÉHO DOSTŘEDIVÉHO ZRYCHLENÍ

$$a_{n1} = r \cdot \omega_1^2 = r \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot n_2^2 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (22)$$

$$a_{n1} = 0,2 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{37}{60}\right)^2$$

$$a_{n1} = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

$$a_{n1} \quad \text{Skutečné záporně vzaté dostředivé zrychlení} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

$$\omega_1 \quad \text{Skutečná úhlová rychlost} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$$

7.2 KONTROLA NORMÁLOVÝCH ZRYCHLENÍ PŘI SKUTEČNÝCH OTÁČKÁCH

$$k_{n1} = \frac{a_{nž1}}{a_{nš1}} \quad [-] \quad (23)$$

$$k_{n1} = \frac{8,24}{6,76}$$

$$k_{n1} = 1,22$$

kde:

$$k_{n1} \quad \text{Bezpečnost skutečného normálového zrychlení} \quad [-]$$

$$a_{nž1} \quad \text{Skutečné normálové zrychlení působící na povrch žlabu dle Obr. 11} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

$$a_{nš1} \quad \text{Skutečné normálové zrychlení působící na povrch šnekovice dle Obr. 11} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

Normálové zrychlení působící na žlab je větší než normálové zrychlení působící na šnekovici. Je zajištěno, že se materiál bude dopravovat.

7.3 KONTROLA BEZPEČNOSTI PŘIDRUŽENOSTI MATERIÁLU PŘI SKUTEČNÝCH OTÁČKÁCH

Skutečná třecí síla mezi materiálem a žlabem:

$$F_{Tž1} = F_{nž1} \cdot f = a_{nž1} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_{Tž1} = 8,24 \cdot 0,35$$

$$F_{Tž1} = 2,88 \text{ N}$$

Skutečná třecí síla mezi materiálem a šnekem:

$$F_{Tš1} = F_{nš1} \cdot f = a_{nš1} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_{Tš1} = 6,76 \cdot 0,35$$

$$F_{Tš1} = 2,37 \text{ N}$$

Skutečné síly od tečného zrychlení:

$$F_{tž1} = a_{tž1} = 1,87 \text{ N} \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F_{tš1} = a_{tš1} = 9,20 \text{ N} \quad [\text{N}] \quad (27)$$

Skutečná bezpečnost přidruženosti materiálu ke žlabu a šnekovici:

$$k_{Tž1} = \frac{F_{Tž1}}{F_{tž1}} \quad [-] \quad (28)$$

$$k_{Tž1} = \frac{2,88}{1,87}$$

$$k_{Tž1} = 1,54$$

$$k_{t\check{s}1} = \frac{F_{t\check{s}1}}{F_{T\check{s}1}} \quad [-] \quad (29)$$

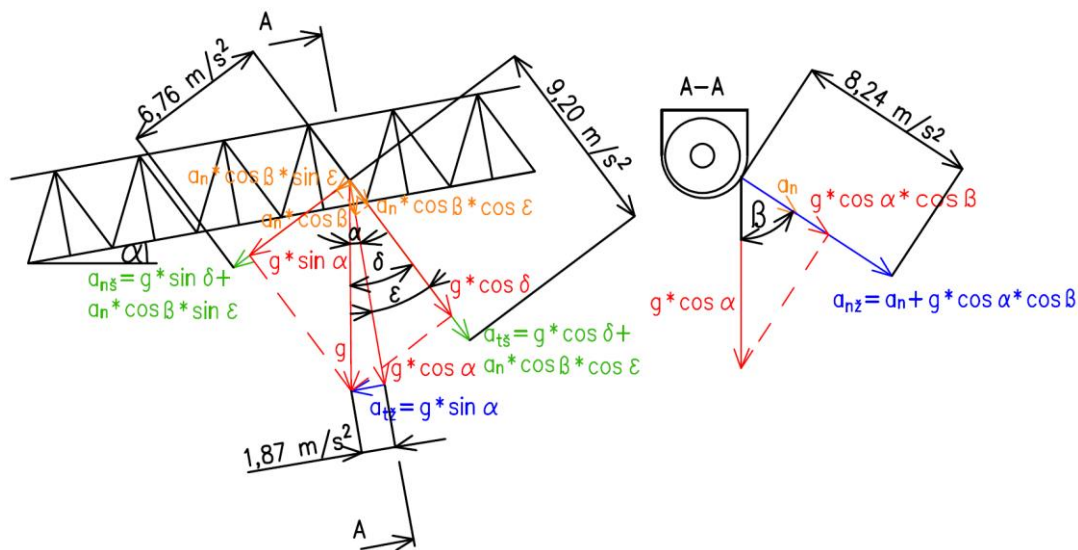
$$k_{t\check{s}1} = \frac{9,20}{2,37}$$

$$k_{t\check{s}1} = 3,88$$

kde:

$F_{T\check{z}1}$	Skutečná třecí síla mezi materiálem a žlabem	[N]
$F_{n\check{z}1}$	Skutečná síla od normálového zrychlení působící na povrch žlabu	[N]
f	Součinitel tření mezi dopravovaným materiálem, šnekovicí a žlabem, je voleno $f = 0,35$	[-]
$a_{n\check{z}1}$	Skutečné normálové zrychlení působící na povrch žlabu dle Obr. 11	$[m \cdot s^{-2}]$
$F_{T\check{s}1}$	Skutečná třecí síla mezi materiálem a šnekovicí	[N]
$F_{n\check{s}1}$	Skutečná síla od normálového zrychlení působící na povrch šnekovice	[N]
$a_{n\check{s}1}$	Skutečné normálové zrychlení působící na povrch šnekovice dle Obr. 11	$[m \cdot s^{-2}]$
$F_{t\check{z}1}$	Skutečná síla od tečného zrychlení působící na povrch žlabu	[N]
$a_{t\check{z}1}$	Skutečné tečné zrychlení působící na povrch žlabu dle Obr. 11	$[m \cdot s^{-2}]$
$F_{t\check{s}1}$	Skutečná síla od tečného zrychlení působící na povrch šnekovice	[N]
$a_{t\check{s}1}$	Skutečné tečné zrychlení působící na povrch šnekovice dle Obr. 11	$[m \cdot s^{-2}]$
$k_{t\check{z}1}$	Bezpečnost přidruženosti materiálu ke žlabu při skutečných otáčkách	[-]
$k_{t\check{s}1}$	Bezpečnost přidruženosti materiálu k šnekovici při skutečných otáčkách	[-]

Podmínka přidruženosti materiálu je splněna i s jistou bezpečností. Je zajištěno, že se materiál bude přidržovat žlabu, a bude dopravován.



Obr. 11: Zrychlení působící na nejvyšší částici materiálu při skutečných otáčkách

8 HMOTNOST ŠNEKOVICE

Pro návrh ložisek je nejdříve nutno určit celkovou hmotnost šnekovice. Aby nedošlo k jejímu průhybu, je nutné ji rozdělit na čtyři stejné 2290 mm dlouhé části.

8.1 HMOTNOST HŘÍDELE

$$m_h = m_{h1} \cdot l_{\check{s}} \quad [\text{kg}] \quad (30)$$

$$m_h = 18,5 \cdot 4 \cdot 2,29$$

$$m_h = 169,46 \text{ kg}$$

kde:

$$m_h \quad \text{Hmotnost hřídele} \quad [\text{kg}]$$

$$m_{h1} \quad \text{Hmotnost trubky na jeden metr dle [8], str. 300 } m_{t1} = 18,5 \text{ kg} \quad [\text{kg}]$$

$$l_{\check{s}} \quad \text{Délka jedné části šnekovice} \quad [\text{m}]$$

8.2 HMOTNOST SPIRÁLY

$$m_s = \frac{m_{s3}}{3} \cdot l_{\check{s}} \quad [\text{kg}] \quad (31)$$

$$m_s = \frac{47}{3} \cdot 4 \cdot 2,29$$

$$m_s = 143,51 \text{ kg}$$

kde:

$$m_s \quad \text{Hmotnost spirály} \quad [\text{kg}]$$

$$m_{s3} \quad \text{Hmotnost spirály na tři metry dle [4] } m_{s3} = 47 \text{ kg} \quad [\text{kg}]$$

8.3 CELKOVÁ HMOTNOST ŠNEKOVICE

Celková hmotnost je součet hmotnosti všech částí hřídele a spirály. K této hodnotě je přičteno 100 kg z důvodu vlastní váhy ložisek, spojovacích čepů a svarů.

$$m_{\text{šnek}} = m_h + m_s + 100 \quad [\text{kg}] \quad (32)$$

$$m_{\text{šnek}} = 169,46 + 143,51 + 100$$

$$m_{\text{šnek}} = 412,97 \text{ kg}$$

kde:

$m_{\text{šnek}}$	Celková hmotnost šnekovice	[kg]
-------------------	----------------------------	------

9 ULOŽENÍ ŠNEKOVICE

Výpočty pro kontrolu ložisek jsou provedeny dle [11] a následně jsou zvoleny ložiska dle [9] a [10].

9.1 RADIÁLNÍ SÍLA

Radiální síla je síla působící kolmo k ose šnekovice. Vzniká promítnutím tíhového zrychlení do roviny kolmé k ose šneku. Zatížení se rozloží na všechny spojovací čepy.

$$F_R = \frac{m_{\text{šnek}} \cdot g \cdot \cos \alpha}{i_{\text{č}}} \quad [\text{N}] \quad (33)$$

$$F_R = \frac{412,97 \cdot 9,81 \cdot \cos 11}{5}$$

$$F_R = 795,36 \text{ N}$$

kde:

$$F_R \quad \text{Radiální síla} \quad [\text{N}]$$

$$i_{\text{č}} \quad \text{Počet spojovacích čepů} \quad [-]$$

9.2 AXIÁLNÍ SÍLA

Axiální síla je síla působící ve směru osy šnekovice. Je vypočítána dle [2], str. 210. Tvoří ji dvě složky – složka od naklonění šnekovice a složka od pohybujícího se materiálu. Musí být zachycena axiálním ložiskem na straně pohonu.

Nejprve je nutné vypočítat třecí úhel mezi materiálem a šnekovicí, účinný poloměr šnekovice a úhel stoupání šnekovice.

9.2.1 TŘECÍ ÚHEL MEZI MATERIÁLEM A ŠNEKOVICÍ

$$\varphi = \arctan f \quad [^\circ] \quad (34)$$

$$\varphi = \arctan 0,35$$

$$\varphi = 19,29^\circ$$

kde:

φ Třecí úhel mezi materiálem a šnekovicí [°]

9.2.2 ÚČINNÝ POLOMĚR ŠNEKOVICE

Účinný poloměr šnekovice je vypočítán dle [2], str. 210.

$$R_S = (0,35 \div 0,4) \cdot D \quad [\text{m}] \quad (35)$$

$$R_S = 0,38 \cdot 0,4$$

$$R_S = 0,15 \text{ m}$$

kde:

R_S Účinný poloměr šnekovice [m]

9.2.3 ÚHEL STOUPÁNÍ ŠNEKOVICE

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{s}{\pi \cdot D}\right) \quad [^\circ] \quad (36)$$

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{0,4}{\pi \cdot 0,4}\right)$$

$$\beta_1 = 17,66^\circ$$

kde:

β_1 Úhel stoupání šnekovice [°]

9.2.4 AXIÁLNÍ SÍLA OD NAKLONĚNÍ ŠNEKOVICE

$$F_{A1} = m_{\text{šnek}} \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (37)$$

$$F_{A1} = 412,97 \cdot 9,81 \cdot \sin 11$$

$$F_{A1} = 773,01 \text{ N}$$

kde:

F_{A1} Axiální síla od naklonění šnekovice [N]

9.2.5 AXIÁLNÍ SÍLA OD POHYBUJÍCÍHO SE MATERIÁLU

Axiální síla od pohybujícího se materiálu je spočítána vztahem (38) dle [2], str. 210.

$$F_{A2} = \frac{M_k}{R_s \cdot \tan(\beta_1 + \varphi)} \quad [\text{N}] \quad (38)$$

$$F_{A2} = \frac{285}{0,15 \cdot \tan(17,66 + 19,29)}$$

$$F_{A2} = 2525,97 \text{ N}$$

kde:

$$F_{A2} \quad \text{Axiální síla od pohybujícího se materiálu} \quad [\text{N}]$$

9.2.6 VÝPOČET CELKOVÉ AXIÁLNÍ SÍLY

$$F_A = F_{A1} + F_{A2} \quad [\text{N}] \quad (39)$$

$$F_A = 773,01 + 2525,97$$

$$F_A = 3298,98 \text{ N}$$

kde:

$$F_A \quad \text{Celková axiální síla} \quad [\text{N}]$$

9.3 LOŽISKO NA STRANĚ POHONU

Vzhledem k tomu, že ložisko na straně musí zachytávat axiální i radiální síly, je voleno z katalogu společnosti SKF [9] dvouřadé soudečkové ložisko 22214 E, které je schopno zachytávat obě tyto síly. Zajištěno je pomocí pojistného kroužku. Těsnění je zajištěno hřídelovými těsníci kroužky. Ložisko je mazáno shora pomocí tlakové maznice.

Tab. 8: Parametry ložiska 22214 E [9]

C_{dyn1}	D_{lp}	d_{lp}	B_{lp}
[kN]	[mm]	[mm]	[mm]
213	125	70	31

9.3.1 POMĚR AXIÁLNÍ A RADIÁLNÍ SÍLY

$$F_{pom} = \frac{F_A}{F_R} \quad [-] \quad (40)$$

$$F_{pom} = \frac{3298,98}{795,36}$$

$$F_{pom} = 4,15$$

$$F_{pom} > e$$

kde:

$$F_{pom} \quad \text{Poměr velikosti axiální a radiální síly} \quad [-]$$

$$e \quad \text{Eulerovo číslo, } e = 2,72 \quad [-]$$

9.3.2 DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA POHONU

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska pohonu je vypočítáno vztahem (41) dle [11], str. 619.

$$P_1 = X_1 \cdot F_R + Y_1 \cdot F_A \quad [N] \quad (41)$$

$$P_1 = 0,67 \cdot 795,36 + 4,2 \cdot 3298,98$$

$$P_1 = 14388,61 \text{ N} = 14,39 \text{ kN}$$

kde:

P_1	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska pohonu	[N]
X_1	Koeficient radiálního dynamického zatížení dle [8], str. 511, tab. 8, $X_1 = 0,67$	[-]
Y_1	Koeficient axiálního dynamického zatížení dle [8], str. 511, tab. 8, $Y_1 = 4,2$	[-]

9.3.3 HODINOVÁ TRVANLIVOST LOŽISKA NA STRANĚ POHONU

Hodinová trvanlivost ložiska na straně pohonu je vypočítána vztahem (42) dle [11], str. 626.

$$L_{h1} = \left(\frac{C_{dyn1}}{P_1} \right)^{p_1} \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_2} \quad [\text{hod}] \quad (42)$$

$$L_{h1} = \left(\frac{213}{14,39} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot \frac{37}{60}}$$

$$L_{h1} = 3,59 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

kde:

L_{h1}	Hodinová trvanlivost ložiska na straně pohonu	[hod]
C_{dyn1}	Základní dynamická únosnost ložiska na straně pohonu dle [9]	[kN]
p_1	Mocnitel ložiska na straně pohonu dle [9] pro čarový styk $p_1 = 10/3$	[-]

9.4 ZÁVĚSNÁ LOŽISKA

Jak již bylo zmíněno, šnekovice se skládá ze čtyř stejných 2290 dlouhých částí. Jednotlivé části jsou spojeny pomocí tří spojovacích čepů, které jsou uloženy v ložiscích. Ložiska zachytávají pouze radiální síly. Jsou volena kluzná ložiska od společnosti SKF [10] PCM 657030 E. Tato ložiska jsou odolná vůči nečistotám a prachu, a proto není nutné použít těsnění.

Tab. 9: Parametry ložiska PCM 657030 E [10]

D_{zl}	d_{zl}	B_{zl}	C_{dyn2}
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]
70	65	30	153

9.4.1 TLAK PŮSOBÍCÍ NA ZÁVĚSNÉ LOŽISKO

$$p_{zl} = \frac{F_R}{B_{zl} \cdot d_{zl}} \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

$$p_{zl} = \frac{795,36}{30 \cdot 65}$$

$$p_{zl} = 0,41 \text{ MPa}$$

kde:

p_{zl} Tlak působící na závěsné ložisko [MPa]

B_{zl} Šířka závěsného ložiska [mm]

d_{zl} Vnitřní průměr závěsného ložiska [mm]

9.4.2 DOVOLENÝ TLAK ZÁVĚSNÉHO LOŽISKA

$$p_{zldov} = \frac{C_{dyn2}}{B_{zl} \cdot d_{zl}} \quad [\text{MPa}] \quad (44)$$

$$p_{zldov} = \frac{153000}{30 \cdot 65}$$

$$p_{zldov} = 78,46 \text{ MPa}$$

kde:

p_{zldov} Dovolенý tlak závěsného ložiska [MPa]

C_{dyn2} Dynamická únosnost závěsného ložiska [N]

9.4.3 KONTROLA ZÁVĚSNÉHO LOŽISKA NA OTLAČENÍ

$$k_{zl} = \frac{P_{zldov}}{P_{zl}} \quad [-] \quad (45)$$

$$k_{zl} = \frac{78,46}{0,41}$$

$$k_{zl} = 191,37$$

kde:

$$k_{zl} \quad \text{Bezpečnost závěsného ložiska na otláčení} \quad [-]$$

9.5 KONCOVÉ LOŽISKO

Je voleno jednořadé kuličkové ložisko 16014 od společnosti SKF [9], protože je nutno zachytávat pouze radiální síly. Zajištěno je pomocí pojistného kroužku. Těsnění je zajištěno hřídelovými těsníci kroužky, které jsou zajištěny pojistným kroužkem. Mazáno je shora pomocí tlakové maznice.

Tab. 10: Parametry ložiska 16014 [9]

C_{dyn3}	D_{kl}	d_{kl}	B_{kl}
[kN]	[mm]	[mm]	[mm]
29,1	110	70	13

9.5.1 DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ KONCOVÉHO LOŽISKA

Koncové ložisko nezachycuje žádnou axiální sílu. Proto můžeme prohlásit, že dynamické ekvivalentní zatížení koncového ložiska je rovno radiální síle působící na toto ložisko.

$$P_2 = F_R \quad [N] \quad (46)$$

$$P_2 = 795,36 \text{ N} = 0,80 \text{ kN}$$

kde:

P_2 Dynamické ekvivalentní zatížení koncového ložiska [N]

9.5.2 HODINOVÁ TRVANLIVOST KONCOVÉHO LOŽISKA

Hodinová trvanlivost koncového ložiska je vypočítána vztahem (47) dle [11], str. 626.

$$L_{h2} = \left(\frac{C_{dyn3}}{P_2} \right)^{p_2} \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_2} \quad [\text{hod}] \quad (47)$$

$$L_{h2} = \left(\frac{29,1}{0,8} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot \frac{37}{60}}$$

$$L_{h2} = 21,67 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

kde:

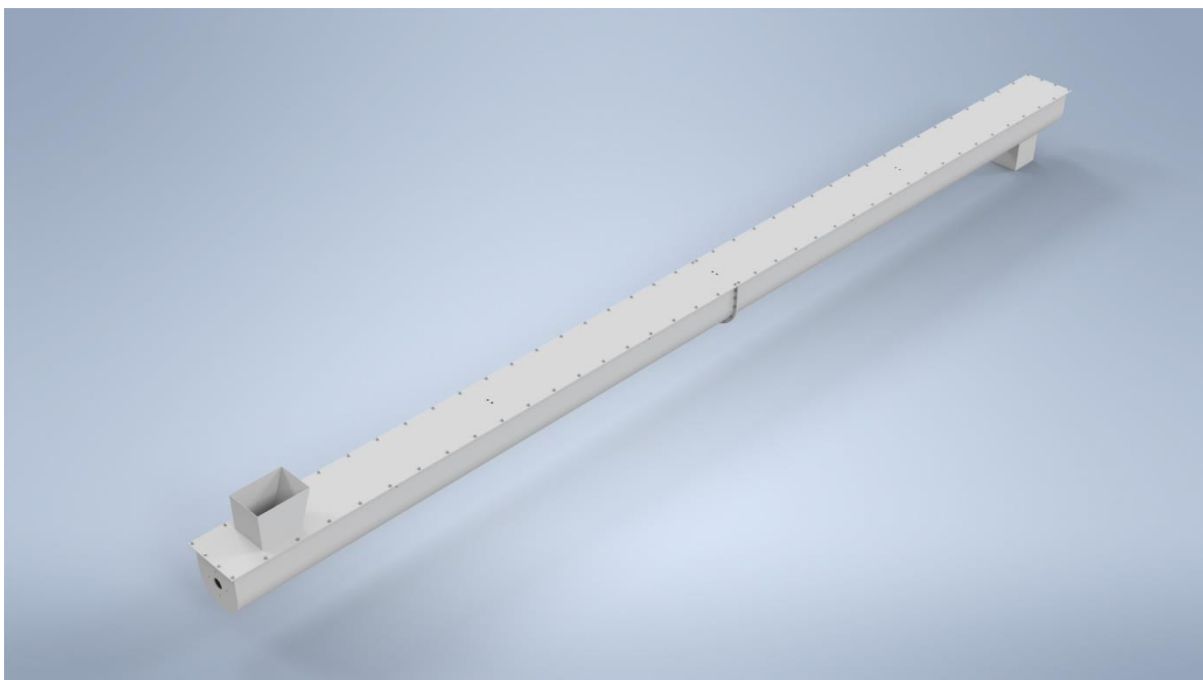
L_{h2} Hodinová trvanlivost koncového ložiska [hod]

C_{dyn3} Základní dynamická únosnost koncového ložiska dle [10] [kN]

p_2 Mocnitel koncového ložiska dle [8] pro čarový styk $p_2 = 3$ [-]

10 NÁVRH ŽLABU

Pro tento šnekový dopravník je volen žlab z plechu S235JRG1 o tloušťce 8 mm, který je tvarován do tvaru U. Skládá se ze dvou 4700 mm dlouhých částí, které jsou spojeny šrouby. Se shora je žlab zakrytý víkem, u kterého není třeba, aby zajišťovalo vzduchotěsnost, vodotěsnost, ani odolnost vůči prachu. Násypka je navržena ve víku a výsypka na dně žlabu, tak aby vzdálenost mezi nimi odpovídala zadané dopravní vzdálenosti (8,5 m). Šnekovice je ve žlabu uložena excentricky a vůle mezi žlabem a šnekovicí je 8 mm.



Obr. 12: Žlab

11 POROVNÁNÍ SE SPIRÁLNÍM ŠNEKOVÝM DOPRAVNÍKEM

Hlavní rozdíl mezi šnekovým a spirálním šnekovým dopravníkem spočívá v tom, že šnekový dopravník má centrální hřídel. To znamená, že šnekovice má větší tuhost. Zjevný rozdíl je také v ceně, jelikož u šnekového dopravníku je nutné započítat náklady na centrální hřídel a její následné přivaření ke spirále.

Šnekovice u delších šnekových dopravníků musí být rozdělena na více částí (max. 3 m dlouhé). U spirálních šnekových dopravníků se toto dělení neprovádí a nemusí se navrhovat závěsná ložiska. Pak ale může nastat problém s prohnutím spirály a jejím vystředěním.

V souvislosti s ucpáváním má materiál u šnekového dopravníku tendenci hromadit se do tvaru spirály okolo centrální hřídele. U spirálního šnekového dopravníku pak materiál propadává otvorem, ve kterém není hřídel, a hromadí se do tvaru válce.

Zatímco zastoupení tažného a tlačného účinku je u šnekových dopravníků podobné, u spirálních šnekových dopravníků je většinou používán tažný dopravní účinek.

Spirální šnekové dopravníky je možné provozovat se 100 % zaplněním žlabu, což umožňuje dopravovat velké množství materiálu při nízkých otáčkách spirály s relativně malými náklady na energie. Další výhodou tohoto řešení je, že se spirála díky 100 % zaplnění automaticky vystředí.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit předpoklad funkčnosti šnekového dopravníku v závislosti na úhlu sklonu dopravníku při dopravě vzhůru, určit hlavní rozměry a navrhnout pohon pro dopravník s maximálním možným úhlem sklonu.

V rešeršní části byl tento předpoklad funkčnosti popsán na základě zrychlení, která působí na elementární částici materiálu. Z rozboru zrychlení vyplývá, že nejhůře se budou dopravovat částice materiálu, které jsou nejvýše ve žlabu. Dále bylo zjištěno, že pro zadaný materiál je kritickou podmínkou pro dopravu podíl třecí síly mezi materiálem a žlabem ku tečné síle působící na žlab. Toto poznání bylo aplikováno pro zjištění maximálního úhlu sklonu dopravníku. Maximální možný sklon byl volen s ohledem na dopravní výkon s funkčnost. Následně byly určeny hlavní rozměry dopravníku a pohon. Šnekovice byla rozdělena na čtyři části a uložena do 5 ložisek, která byla zkontrolována. Výpočet byl proveden pomocí použité literatury. V poslední kapitole byl šnekový dopravník porovnán se spirálním šnekovým dopravníkem. Pro zpracování výkresové dokumentace byly použity programy Autodesk Inventor Professional 2021 a Autodesk Autocad 2021. Výkresová dokumentace byla zpracována na základě této technické zprávy.

Cíle práce byly splněny a takto navržený dopravník je plně funkční. Při návrhu byl kladen důraz na jednoduchost, spolehlivost a cenu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] 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.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [3] ROZBROJ, Jiří – ZEGZULKA, Jiří. *Simulace (DEM) pohybu partikulární hmoty ve šnekovém dopravníku v aplikaci na konstrukci svislého šneku*, Sborník přednášek XXXVIII. In Mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů, Plzeň, Česká republika, 5. – 7. září 2012, Plzeň, ISBN 978-80-261-0141-3
- [4] ŠNEKOVICE. *Preciz* [online]. 2020 [cit. 2020-12-05]. Dostupné z: <https://www.preciz.cz/produkty/dopravni-sneky-snekovnice>
- [5] ČSN 260070 Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízení, květen 1994
- [6] NORD. Katalog elektromotorů a převodovek [online]. 2020 [cit. 2020-12-19]. Dostupné z: <https://shop.nord.com/CZ-cs/mynord/configurator#/configurator/583ecc19-ad6c-45b9-9c16-2d304a94607e>
- [7] KOVOMONT PŘEROV. Katalog hřídelový spojek [online]. 2020 [cit 2021-02-03]. Dostupné z: <https://www.kovomontprerov.cz/periflex/>
- [8] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [9] SKF. Katalog valivých ložisek [online]. 2020 [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf



- [10] SKF. Katalog kluzných ložisek [online]. 2020 [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680229dfc-SKF-composite-plain-bearings---11004-EN_tcm_12-107917.pdf
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_n	$[m \cdot s^{-2}]$	Záporně vzaté dostředivé zrychlení
a_{n1}	$[m \cdot s^{-2}]$	Skutečné záporně vzaté dostředivé zrychlení
$a_{nš}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Normálové zrychlení na šnekovici
$a_{nš}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Skutečné normálové zrychlení působící na šnekovici
$a_{nš1}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Skutečné normálové zrychlení působící na povrch šnekovice
$a_{nž}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Normálové zrychlení na žlabu
$a_{nž1}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Skutečné normálové zrychlení působící na povrch žlabu
$a_{nž1}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Skutečné normálové zrychlení působící na žlabu
$a_{tš}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Tečné zrychlení na šnekovici
$a_{tš1}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Skutečné tečné zrychlení působící na povrch šnekovice
$a_{tž}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Tečné zrychlení na žlabu
$a_{tž1}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Skutečné tečné zrychlení působící na povrchu žlabu
$a_{výsl}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Výsledné zrychlení
B_{z1}	$[mm]$	Šířka závěsného ložiska
C_{dyn1}	$[kN]$	Základní dynamická únosnost ložiska na straně pohonu
C_{dyn2}	$[kN]$	Základní dynamická únosnost závěsného ložiska
C_{dyn3}	$[kN]$	Základní dynamická únosnost koncového ložiska
c_H	$[-]$	Korekční součinitel
D	$[m]$	Průměr šnekovice
d_{z1}	$[mm]$	Vnitřní průměr závěsného ložiska
F_A	$[N]$	Celková axiální síla
F_{A1}	$[N]$	Axiální síla od naklonění šnekovice
F_{A2}	$[N]$	Axiální síla od pohybujícího se materiálu
$F_{nš}$	$[N]$	Síla od normálového zrychlení působící na šnekovici
$F_{nš1}$	$[N]$	Skutečná síla od normálového zrychlení působící na šnekovici

$F_{nž}$	[N]	Síla od normálového zrychlení působící na žlab
$F_{nž1}$	[N]	Skutečná síla od normálového zrychlení působící na povrch žlabu
F_o	[N]	Odstředivá síla
F_{pom}	[N]	Poměr axiální a radiální síly
F_R	[N]	Radiální síla
$F_{š}$	[N]	Třecí síla na šnekovici
$F_{Tš}$	[N]	Třecí síla mezi materiálem a šnekovici
$F_{Tš1}$	[N]	Skutečná třecí síla mezi materiálem a šnekovici
$F_{tš}$	[N]	Síla od tečného zrychlení působící na šnekovici
$F_{tš1}$	[N]	Skutečná síla od tečného zrychlení působící na povrch šnekovice
$F_{Tž}$	[N]	Třecí síla mezi materiálem a žlabem
$F_{Tž1}$	[N]	Skutečná třecí síla mezi materiálem a žlabem
$F_{tž}$	[N]	Síla od tečného zrychlení působící na žlabu
$F_{tž1}$	[N]	Skutečná síla od tečného zrychlení působící na povrch žlabu
$F_{výsl}$	[N]	Síla od výsledného zrychlení
f	[-]	Součinitel tření mezi materiálem, šnekovici a žlabem
f_1	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a žlabem
f_2	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a šnekovici
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
h	[m]	Dopravní výška
h_1	[mm]	Výška od středu šnekovice po víko žlabu
i	[-]	Převodový poměr
$i_č$	[-]	Počet spojovacích čepů
k_{n1}	[-]	Kontrola normálových zrychlení při skutečných otáčkách
k_s	[-]	Součinitel bezpečnosti spojky vůči prokluzu
$k_{tš1}$	[-]	Bezpečnost přidrženosti materiálu k šnekovici při skutečných otáčkách

$k_{t\dot{z}1}$	[-]	Bezpečnost přidruženosti materiálu ke žlabu při skutečných otáčkách
k_{z1}	[-]	Bezpečnost závěsného ložiska na otačení
L_{h1}	[hod]	Hodinová trvanlivost ložiska na straně pohonu
L_{h2}	[hod]	Hodinová trvanlivost koncového ložiska
l	[m]	Dopravní vzdálenost
$l_{\dot{s}}$	[m]	Délka jedné části šnekovice
l_v	[m]	Vodorovná dopravní vzdálenost
M_t	[Nm]	Výstupní točivý moment z převodovky
M_{tkrit}	[Nm]	Točivý moment spojky, při které dojde k prokluzu
m	[kg]	Hmotnost materiálu
m_h	[kg]	Hmotnost hřídele
m_{h1}	[kg]	Hmotnost trubky na jeden metr
m_s	[kg]	Hmotnost spirály
m_{s3}	[kg]	Hmotnost spirály na 3 metry
$m_{\dot{s}nek}$	[kg]	Celková hmotnost šnekovice
n	[s ⁻¹]	Otáčky šnekovice
n_M	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
n_1	[s ⁻¹]	Požadované otáčky šnekovice pro zachování dopravní výkonnosti
n_2	[s ⁻¹]	Skutečné výstupní otáčky šnekovice
n_{krit}	[s ⁻¹]	Kritické otáčky
P	[W]	Výkon motoru
P_1	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska pohonu
P_2	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení koncového ložiska
p_{dov}	[MPa]	Maximální dovolený tlak působící na závěsné ložisko
p_{z1}	[MPa]	Tlak působící na závěsné ložisko
p_{z1dov}	[MPa]	Dovolený tlak závěsného ložiska

p_1	[-]	Mocnitel ložiska na straně pohonu
p_2	[-]	Mocnitel koncového ložiska
Q	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$	Dopravní výkon
Q_{skut}	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$	Skutečný dopravní výkon
Q_V	$[\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
R_S	[m]	Účinný poloměr šnekovice
r	[m]	Poloměr šnekovice
$r_{\text{žlab}}$	[m]	Poloměr žlabu
S	$[\text{mm}^2]$	Plocha průřezu žlabu
s	[m]	Stoupání šnekovice
S_{zapl}	$[\text{mm}^2]$	Plocha průřezu žlabu zaplněná dopravovaným materiálem
w	[-]	Celkový součinitel odporu
X_1	[-]	Koeficient radiálního dynamického zatížení
Y_1	[-]	Koeficient axiálního dynamického zatížení
α	$[\text{°}]$	Úhel sklonu šnekovice
α_{krit}	$[\text{°}]$	Kritický úhel sklonu šnekovice
β	$[\text{°}]$	Úhel odpovídající nejvyšší částici v dopravníku
β_1	$[\text{°}]$	Úhel stoupání šnekovice
γ	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	Objemová hmotnost dopravovaného materiálu
ΔQ	[%]	Procentuální rozdíl zadaného a skutečného dopravního výkonu
δ	$[\text{°}]$	Úhel mezi tíhovým zrychlením a tečnou rovinou žlabu
φ	$[\text{°}]$	Třecí úhel mezi materiálem a šnekovicí
ψ	[-]	Součinitel plnění
ω	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Úhlová rychlost
ω_1	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Skutečná úhlová rychlost



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace

Výkres sestavy:	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	0-BP-SD-00	1 ks
Výkres svarku šneku:	ŠNEKOVICE	3-BP-SD-01	1 ks
Seznam položek:	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	4-BP-SD-02	4 ks