



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**TRUBKOVÝ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU
POPÍLKY**

PIPE SCREW CONVEYOR FOR FLY ASH TRANSPORT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vilém Žaloudek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Vilém Žaloudek
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2019/20

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

Trubkový šnekový dopravník pro dopravu popílku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.
Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.
Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.
Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.
Celková sestava zařízení.
Podsestavy a výrobní výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

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 978-80-553-1187-6.

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

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

V Brně, dne

L. S.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením šikmého trubkového šnekového dopravníku pro dopravu elektrárenského popílku ze sila, k dalšímu technologickému procesu. V práci je proveden výpočet základních rozměrů dopravníku, návrh pohonné jednotky, návrh ložisek, výpočet zaplnění žlabu a pevnostní kontrola vybraných komponent. Práce se skládá z výpočtové zprávy a z výkresové dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, elektrárenský popílek, šnekový hřídel, žlab, šnekovnice.

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with design and constructional solution of oblique tubular screw conveyor for transportation of power plant ash from silo to further technological processing. In this thesis evaluation of fundamental dimensions, design of power unit, design of bearings, evaluation of filling of the through and strength control of selected components of screw conveyor is done. This thesis consists of evaluation report and drawing documentation.

KEYWORDS

Screw conveyor, power plant fly ash, worm shaft, tray, snail.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽALOUDEK, Vilém. *Trubkový šnekový dopravník pro dopravu popílku*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124307>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 62 s. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Jméno a přímení

PODĚKOVÁNÍ

Za odborné rady, cenné připomínky a vstřícný přístup bych chtěl poděkovat panu doc. Miroslavu Škopánovi, CSc., který mi předal spoustu dovedností a rad při tvorbě mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodičům, za jejich přízeň a podporu při studiu. V neposlední řadě patří dík mé přítelkyni, která se mnou byla v emocionálně vypjatých chvílích při tvorbě této práce.

OBSAH

Cíl práce	11
Úvod	12
1 Rozdělení šnekových dopravníků.....	13
2 Konstrukce šnekových dopravníků	15
2.1 Šnek	15
2.2 Žlab	15
2.3 Pohon	17
2.4 Vlastnosti materiálů důležité pro přepravu	17
2.5 Zrnitost.....	17
2.6 Vlhkost.....	18
2.7 Měrná, objemová a sypná hmotnost	18
2.8 Sypný úhel	18
2.9 Úhel vnitřního a vnějšího tření	19
2.10 Soudržné napětí	19
2.11 Napěťový stav sypkého tělesa.....	19
3 Elektraenské popítky	20
3.1 Fyzikální vlastnosti	21
4 Přehled výrobců obdobných typů šnekových dopravníků	22
4.1 Rataj a.s.....	22
4.2 STROJMONT CZ a.s.	22
4.3 KWS Manufacturing Company Ltd.....	22
5 Výpočet hlavních parametrů	23
5.1 Výpočet průměru šnekovnice	23
5.2 Objemový dopravní výkon	24
5.3 Průměr šnekovnice.....	24
6 Volba pohonné jednotky	25
6.1 Výkon pohonu.....	25
6.2 Výpočet parametrů převodovky.....	26
6.3 Volba elektromotoru	27
6.4 Volba převodovky.....	27
7 Výpočet parametrů šnekového dopravníku pro zvolené komponenty	28
7.1 Rozdíl dopravovaného množství	28
7.2 Kontrola výkonu pro zvolený pohon	28
8 Konstrukční návrh komponent	29
8.1 Silové působení dopravovaného materiálu na šnekový dopravník.....	29
8.2 Výpočet axiální síly	29
8.3 Výpočet radiální síly	30

8.4	Výpočet tíhy popílku působící na žlab	30
8.5	Návrh šneku.....	31
8.6	Šnekovnice	31
8.7	Hřídel šneku	32
8.8	Spojení hřídele šneku spojovacím čepem	32
8.9	Návrh žlabu	33
8.10	Povrchová úprava	33
9	Uložení šneku.....	34
9.1	Návrh ložiska pohonu.....	34
9.1.1	Výpočet ložiska pohonu	34
9.2	Návrh koncového ložiska	37
9.2.1	Výpočet trvanlivosti koncového ložiska	37
9.3	Návrh spojovacích ložisek.....	39
10	Pevnostní kontrola	41
10.1	Kontrola šnekového hřídele k meznímu stavu pružnosti.....	41
10.2	Kontrola šnekového hřídele k meznímu stavu deformace od silových účinků	44
10.3	Kontrola šnekového hřídele k meznímu stavu deformace od tepelné dilatace.....	45
10.4	Kontrola šnekového hřídele k meznímu stavu únavového porušení.	46
10.5	Kontrola svarového spoje	48
10.6	Kontrola pera	50
10.7	Kontrola lícovaného spoje	50
	Závěr	52
	Seznam použitých zkratk a symbolů	56
	Seznam příloh.....	60

CÍL PRÁCE

Práce se zabývá konstrukčním řešením šnekového dopravníku na elektrárenský popílek, který bude dopravován ze sila k dalšímu technologickému zpracování. Cílem práce je navrhnout funkční strojní zařízení pro dopravu elektrárenského popílku a to s ohledem na mezní stavy ke kterým může při provozu dojít. Konstrukční řešení by mělo vycházet z kritické rešerše obdobných zařízení které jsou běžně užívány v provozu. Dalším cílem je vytvořit výkresovou dokumentaci pro případnou výrobu a montáž zařízení jako celku, a následnému začlenění do technologického procesu zpracování odpadu ze spalování fosilních paliv.

ÚVOD

Šnekový dopravník, využívající Archimédova šroubu, je jedním z nejstarších známých dopravníků vůbec. K přepravě materiálu využívá rotující šroubovou plochu působící na přepravovaný materiál uvnitř uzavřeného žlabu, přičemž tření mezi přepravovaným materiálem a žlabem musí být větší než tření mezi přepravovaným materiálem a šnekovnicí. Šnekové dopravníky jsou řazeny do skupiny dopravníků bez tažného prostředku, což znamená, že využívají k pohybu přepravovaného materiálu jiného fyzikálního principu než u dopravníků pásových či řetězových. Materiál lze přepravovat ve vodorovném, svislém i šikmém směru.

Šnekové dopravníky jsou velmi často využívanými dopravními prostředky v potravinářství, zemědělství a v chemickém průmyslu, dokáží dopravovat velké množství materiálu přes, pod nebo skrze překážky (např. skrze malý otvor ve zdi), jsou velmi flexibilní, co se týče jejich použití, a jsou také vhodné pro širokou škálu materiálů, dokáží přepravovat materiály různých druhů, od sub mikronových prášků, až po velké pelety[5], jsou vhodné pro přepravu znečištěných kapalin, sypkých, zrnitých, prašných, drobnokusových a lepivých materiálů. Díky fyzikálnímu principu, konstrukci a druhu materiálu, který může být tímto typem dopravníků přepravován, ho lze využít také k některým technologickým procesům jako jsou například: míchání, mytí, hnětení, ohřívání a chlazení a také díky své konstrukci umožňují vodotěsnou, prachotěsnou i vzduchotěsnou dopravu materiálu. Šnekové dopravníky mají jednoduchou konstrukci, a proto se dobře začleňují do automatických linek. Díky jejich konstrukci je zajištěna dobrá spolehlivost, reverze materiálového toku a změna výkonu (v omezené míře) pomocí změny otáček elektromotoru. Nevýhodou je však vysoká spotřeba energie, opotřebením všech dílů dopravníku, omezená dopravní vzdálenost a drcení přepravovaného materiálu.

Zvláštním typem šnekových dopravníků jsou dopravníky spirálové (Obr. 1). Konstrukcí se mírně liší od dopravníků šnekových (Obr. 2) tím, že v jejich provedení chybí hřídel uložená v ložiskách, tudíž šnekovnice nemá přesně vymezenou polohu vůči žlabu a je vedena pouze žlabem samotným. Tato konstrukce umožňuje zahnutí žlabu, čehož se s výhodou využívá při použití v provozech, kde je omezený prostor a je nutné, aby materiál překonával překážky. Nevýhodou spirálových dopravníků je fakt, že při přepravě materiálu vzhůru, válcovou dutinou uprostřed šnekovnice propadá část materiálu zpět, což snižuje efektivitu procesu a také kontakt šnekovnice se žlabem způsobuje abrazivní opotřebením. [1] [2] [3] [4]



Obr. 1 Spirálový dopravník [23]



Obr. 2 Šnekový dopravník [23]

1 ROZDĚLENÍ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Šnekové dopravníky se dělí:

Podle směru materiálového toku:

- horizontální
- vertikální
- šikmé



Obr. 3 Šnekový dopravník, vertikální (vlevo), šikmý (vpravo) [24]

Podle směru otáčení šroubovice:

- pravotočivé
- levotočivé
- kombinované



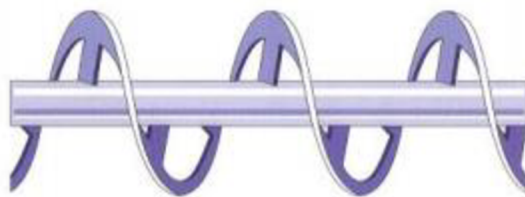
Obr. 4 Šnekovice levotočivá (vlevo), pravotočivá (vpravo) [25]

Podle druhu šroubovice:

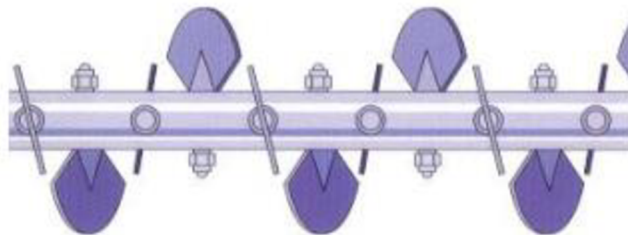
- s plnou šroubovicí
- s obvodovou šroubovicí
- s lopatkovou šroubovicí



Obr. 7 Plná šnekovnice [26]



Obr. 6 Obvodová šnekovnice [26]



Obr. 5 Lopatková šnekovnice [26]

Podle počtu závitů šroubovice:

- jednozávitové
- vícezávitové

2 KONSTRUKCE ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

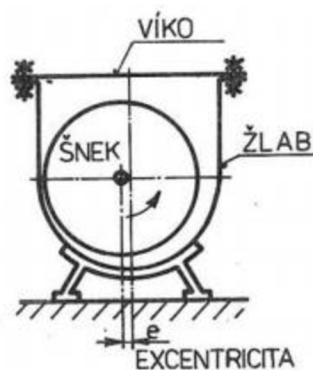
2.1 ŠNEK

Šnek je hlavní částí šnekového dopravníku určující jeho vlastnosti. Šnek se skládá ze šnekovnice a hřídele. Hřídel je vyroben jako plný či dutý s plnými čepy na uložení v ložiskách. Na hřídeli je upevněna šnekovnice, zpravidla bývá přivařena. Šnekovnice je vyrobena z válcovaného plechu nebo svařena z mezikruhových výstřížků, které jsou roztrženy a roztaženy na příslušné stoupání. [2] [3]

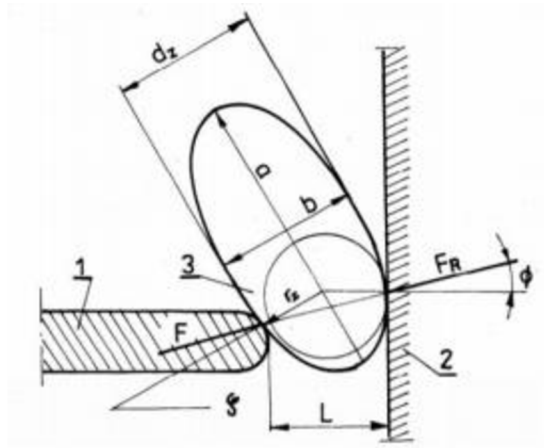
Závity mohou mít různou konstrukci, jak bylo uvedeno výše. Vícechodé závity se používají zejména pro velmi sypké materiály, a to z důvodu snížení vracení materiálu. Naopak lopátkové šnekovnice se používají [5] v případě, že je dán požadavek na přepravu lepkavých materiálů a je nutné je promíchat. Díky lopatkám různých tvarů je tento požadavek splněn. V dnešní době jsou hojně využívány šneky pro extruzi plastu. Takové šneky mají speciální konstrukci z důvodu úloh, které plní. Díky proměnnému stoupání a proměnné hloubce závitů šneku dochází ke stlačování dopravovaného materiálu. [6] [7]

2.2 ŽLAB

Žlab šnekového dopravníku tvoří vnější nosnou část. Obvykle je vyroben z ocelového plechu o tloušťce 2 až 8 mm a často má tvar písmene U nebo je plně kruhový. Jeho rozměry jsou řízeny rozměrem šneku. Šnek je umístěn ve žlabu excentricky, to zabraňuje přičení materiálu mezi šnekem a žlabem, protože se vůle mezi šnekem a žlabem zvětšuje ve směru otáčení. Vůle bývá většinou 5 až 10 mm. Velikost této vůle závisí na přesnosti výroby a montáže. Důležitou roli pro vůli žlabu hraje také dopravovaný materiál. Při příliš malé vůli je zrnitý materiál zadíran a dochází k velkým napětovým špičkám mezi šnekem a žlabem, což může vést k poškození součástí. Materiál se do žlabu přivádí násypkou shora a odvádí se výsypkou zdola. Přívod i odvod materiálu je možný na více místech. [6] [2]



Obr. 8 Excentricita [3]



Obr. 9 Vůle mezi žlabem a šnekovnicí [8]

Podle Rademachera je vzdálenost mezi žlabem a šnekovnicí určena pomocí vztahu [8]:

$$\frac{L}{dz} = \frac{\sqrt{1-\mu_k^2-2\Delta\mu_k^2}\sqrt{1+\varepsilon^2\mu_k^2}}{(1-\mu_k^2)\sqrt{1+\varepsilon^2\mu_k^2}} \quad (1)$$

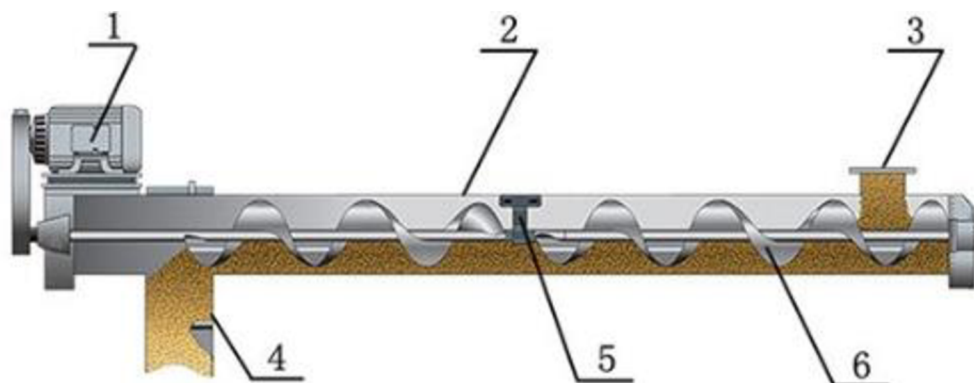
$$\varepsilon = \frac{a}{b} \quad (2)$$

$$\Delta = \frac{\xi}{dz} \quad (3)$$

- 1.- šnekovnici
- 2 – stěna žlabu
- 3 – zrno přepravovaného materiálu
- a – hlavní osa elipsoidu
- b – vedlejší osa elipsoidu
- ξ – poloměr zaoblení hrany šnekovnice
- dz – střední rozměr zrna
- L – vůle mezi šnekem a žlabem
- μ_k – koeficient kinematického tření mezi zrna a povrchem šnekovnice [8]

2.3 POHON

Jako pohon se využívá asynchronních elektromotorů s převodovkou. Pohon je spojen s čelem žlabu pomocí konzole nebo pomocí příruby. Kroutící moment se z hřídele převodovky přenáší na hřídel šneku pružnou spojkou. Schéma konstrukce šnekového dopravníku je vyobrazeno na Obr. 10. [7]



Obr. 10 1. Pohon 2. Žlab 3. Násypka 4. Výsypka 5. Vodící ložisko šneku 6. Šnek [27]

2.4 VLASTNOSTI MATERIÁLŮ DŮLEŽITÉ PRO PŘEPRAVU

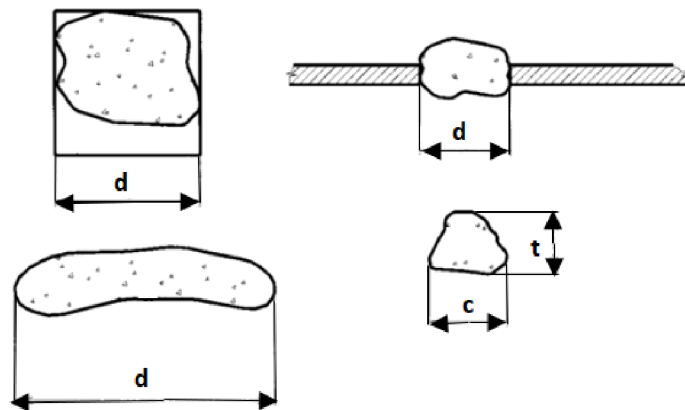
Ještě před samotným návrhem šnekového dopravníku je nutné zjistit některé vlastnosti podstatné pro správnou volbu konstrukce. Podstatné vlastnosti dopravovaného materiálu pro konstrukci dopravníku jsou:

- 1) zrnitost
- 2) vlhkost
- 3) měrná, objemová a sypaná hmotnost
- 4) sypaný úhel
- 5) úhel vnitřního a vnějšího tření
- 6) soudržné napětí
- 7) napěťový stav sypaného tělesa

2.5 ZRNITOST

Granulometrické složení materiálu neboli zrnitost je vyjádřena buď procentuálním obsahem zvolených tříd nebo křivkou zrnitosti.

Protože partikulární materiál je obvykle tvořen velkým množstvím různě velkých částic, není určení přesné zrnitosti snadné. Nejčastěji se vychází z největšího rozměru zrna nebo ve dvou na sebe kolmých rovinách, jak je zřejmé z Obr. 11. [4]



Obr. 11 Stanovení velikosti zrna jako velikost průměru ekvivalentní koule nebo jako největší rozměr [4]

2.6 VLHKOST

Vlhkost je definována jako obsah vody ve vzorku v procentech hmotnosti, její hodnota se během toku materiálu závodem mění. Vlhkost a nasákavost je klíčová pro určení náchylnosti materiálu k nalepování a namrzání sypaných materiálů v dopravních systémech. [4]

2.7 MĚRNÁ, OBJEMOVÁ A SYPNÁ HMOTNOST

Měrná hmotnost ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hmotnost objemové jednotky tuhé substance.

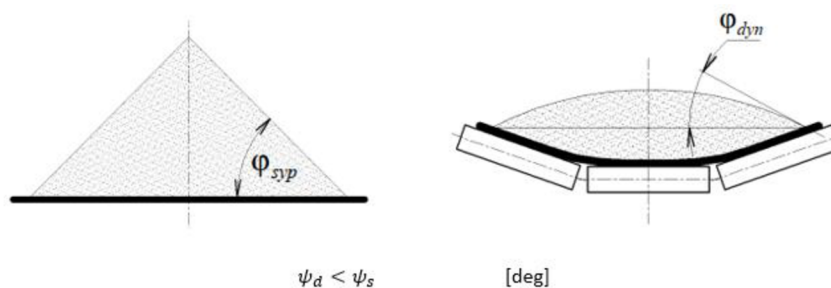
Objemová hmotnost ρ_v [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hmotnost objemové jednotky materiálu, zahrnující dutiny a póry.

Sypná hmotnost ρ_s [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hmotnost objemové jednotky volně sypaného materiálu.

2.8 SYPNÝ ÚHEL

Statický sypný úhel ψ_s [deg] je ustálený úhel volně sypaného partikulárního materiálu vůči vodorovné podložce.

Při pohybu nebo kmitání podložky dochází ke zmenšení sypného úhlu a vzniku tzv. **dynamického sypného úhlu** ψ_d [deg]. Pro tyto úhly platí :



Obr. 12 Statický sypný úhel (vlevo), dynamický sypný úhel (vpravo) [5]

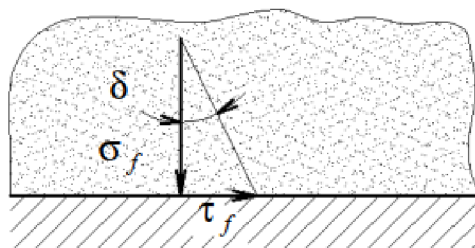
2.9 ÚHEL VNITŘNÍHO A VNĚJŠÍHO TŘENÍ

Tření je běžně známé dvojího druhu a to vnitřní a vnější závislost součinitele tření f [-] a úhlu tření φ, δ [deg] je:

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad [-] \quad (3)$$

Úhel vnitřního tření φ zahrnuje tření mezi jednotlivými zrny materiálu. Čím větší je vertikální napětí σ_1 , tím větší vnitřní úhel tření φ je.

Úhel vnějšího tření δ je úhel, který svírá partikulární materiál s podložkou. Úhel vnějšího tření výrazně závisí na druhu podkladového materiálu (např. stěny sila). [4]



Obr. 13 Úhel vnějšího tření [5]

2.10 SOUDRŽNÉ NAPĚTÍ

Soudržnost sypkých hmot je schopnost přenášet vnitřním třením smyková tlaková a do jisté míry tahová i krutová namáhání. Soudržné napětí τ udržuje sypké těleso pohromadě a působí spolu s vnitřním třením na smykových plochách.

2.11 NAPĚŤOVÝ STAV SYPKÉHO TĚLESA

Partikulární materiál, který je volně ložen na podložce nebo v zásobníku tvoří tzv. sypné těleso, jehož stav je definován pomocí hlavních, kolmých a bočních napětí. [4]

3 ELEKTRÁRENSKÉ POPÍLKY

V této kapitole budou popsány vlastnosti popílku. Jelikož se tato práce zabývá konstrukčním návrhem šnekového dopravníku na dopravu elektrárenského popílku, je nutné provést analýzu dopravovaného materiálu. Důležité je určit základní a klíčové vlastnosti popílků pro funkční výpočet parametrů (viz. Tab. 1) dopravníku a zohlednit tyto vlastnosti při návrhu a konstrukci dopravníku.

Fosilní paliva jsou nejpoužívanější zdroj energie v tepelných elektrárnách po celém světě. Množství produkovaných popelů a popílků dosahuje závratných hodnot a je vzhledem ke znečištění ovzduší a půdy opravdu významným činitelem. [9]

Popely a popílky zpravidla obsahují nežádoucí příměsi a toxické látky a také se produkují ve značných objemech. Je však paradoxní, že díky zvyšování účinnosti a modernizaci odlučovacího zařízení se sice snížilo množství nežádoucích látek vypouštěných do ovzduší, avšak zároveň se zvyšuje množství zachyceného popílku a násobí se problém s jeho likvidací. Stupeň využití popílků je poměrně nízký, přibližně 10% se využije ve stavebnictví a zbytek se uloží na skládku.

Popílek je heterogenní směs částic, která se liší tvarem, velikostí a chemickým složením. Tyto parametry jsou dány kvalitou spalovaného uhlí a typem spalovacího zařízení. [9] [10]



Obr. 14 Morfologie elektrárenského popílku [9]

3.1 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

Barva popílků je od světle šedé až po černou a závisí na přítomnosti břidlice a pyritu v uhlí.

Měrný povrch [μm] částic je ovlivněn zejména jemností prachového uhlí. Velikost zrn popílku se pohybuje od 0,1 do 100 μm .

Hustota [kgm] popílků kolísá v poměrně širokých mezích. Závisí na druhu a jemnosti paliva, způsobu spalování a odlučovacích zařízeních.

Měrná hmotnost [μm] popílků se pohybuje v průměru okolo $2,2\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$.

Sypná hmotnost [μm] se pohybuje od 0,5 – $1\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$. Jejimi určujícími vlastnostmi jsou: kvalita spalování, stav odlučovacích zařízení a druh spalovacích ohnišť.

Tvar popílků je obecně nehomogenní, obvykle jej tvoří sférické, alotriomorfní a idiomorfní částice, rozmanitost ve tvaru částice je patrná z Obr. 14.

Tvrдость popílků je závislá na kvalitě uhlí a způsobu spalování a není snadné ji měřit přímo, obecně se popílků skládají z velké části ze silikátů, které v některých případech dosahují tvrdosti křemene, z čehož lze vyvodit skutečnost, že elektrárenský popílek je materiálem tvrdým a křehkým. [10] [9]

Tab. 1 Podstatné vlastnosti elektrárenského popílku pro výpočet a konstrukci [9] [10] [11]

Klíčové parametry dopravovaného popílku	
Objemová hmotnost	$1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Abrazivnost	Ano
Vlhkost	do 3%
Teplota	do 50°C
Zrnitost	0,1 - 100 μm
Dynamický sypný úhel	10°
Úhel vnějšího tření	23,6°

4 PŘEHLED VÝROBCŮ OBDOBNÝCH TYPŮ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Před samotným výpočtem a konstrukčním návrhem je dobré vyhledat několik společností, zabývajících se konstrukčním řešením a následnou výrobou šnekových dopravníků na světové úrovni.

4.1 RATAJ A.S.

Firma Rataj je ryze česká firma, která se zabývá výrobou bezosých spirálových dopravníků pro cca 550 druhů sypkých materiálů. Založení této firmy je datováno k roku 1990. Její výrobky nalezneme ve 48 státech světa na 4 kontinentech.

4.2 STROJMONT CZ A.S.

Je soukromá ryze česká firma, zabývající se výrobou dopravníků. Dopravníky vyrábí jak na zakázku, tak dle normy ČSN. Nabízejí širokou škálu sortimentu od korečkových elevátorů až po příjmové koše a zásobníky.

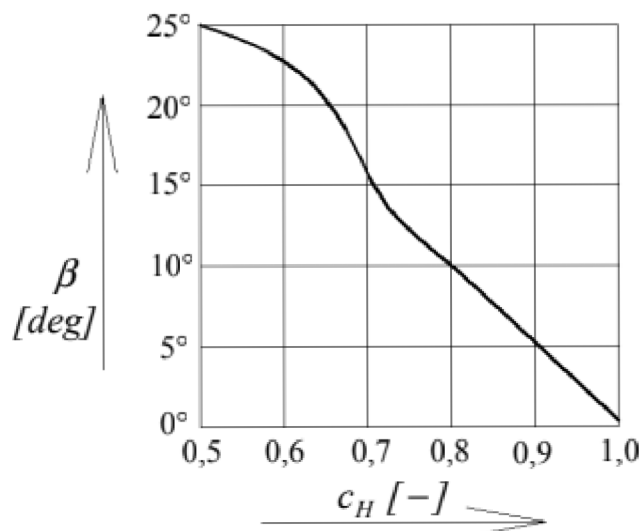
4.3 KWS MANUFACTURING COMPANY LTD.

Je největším světovým certifikovaným výrobcem dopravníků na světě. Tato firma je čistě autonomní a v jejím areálu se nachází jak strojírna, tak výroba oceli z ingotů. Její zařízení fungují desítky let a na více než 100 000 místech po celém světě.

5 VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ

Výpočet hlavních parametrů šnekového dopravníku byl proveden v souladu s normou ČSN 26 2802.

V normě ČSN jsou uvedeny i závislosti některých parametrů, které ovlivňují konstrukci dopravníku.



Obr. 15 Závislost korekčního součinitele na úhlu stoupání [5]

5.1 VÝPOČET PRŮMĚRU ŠNEKOVNICE

Z Tab. 6 v P2 volíme: součinitel plnění ψ , otáčky šneku n a z grafu na Obr. 15 Závislost korekčního součinitele na úhlu stoupání korekční součinitel c_H :

Součinitel plnění	$\Psi = 0,3$
Otáčky šneku	$n = 40 \text{ ot/min}$
Korekční součinitel	$c_H = 0,8$
Stoupání šnekovnice, voleno	$s = D \text{ m}$

Dále pak ze zadání:

Hmotnostní dopravní výkon	$Q_m = 30 \text{ t/h}$
Úhel stoupání dopravníku	$\beta = 10^\circ$
Dopravní délka	$l_v = 9 \text{ m}$
Objemová hmotnost volena dle [4]	$\rho_v = 1000 \text{ kg/m}^3$

5.2 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho_v} \quad [m^3/h] \quad (4)$$

$$Q_v = \frac{30}{1}$$

$$Q_v = 30 \text{ m}^3/h$$

5.3 PRŮMĚR ŠNEKOVNICE

$$Q_v = 60 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot s \cdot n \cdot c_H \quad [m^3/h] \quad (5)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{60 \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \cdot \pi}} \quad [m] \quad (6)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 30}{60 \cdot 0,3 \cdot 40 \cdot 0,8 \cdot \pi}}$$

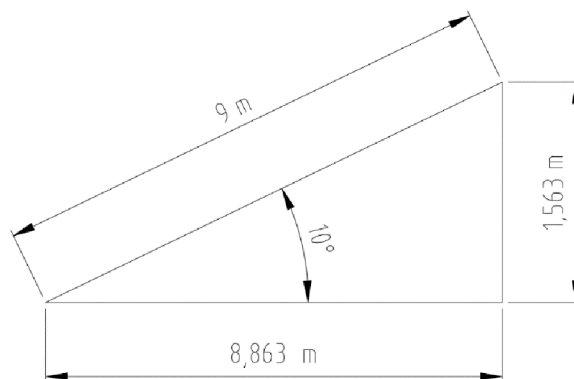
$$D = 0,405 \text{ m}$$

Kde:

D – průměr šnekovnice

Vypočtený průměr šnekovnice je $D = 0,405 \text{ m}$. Dle [20] normy ČSN ISO 1050 volím nejbližší možný průměr šneku $D = 0,4 \text{ m}$.

6 VOLBA POHONNÉ JEDNOTKY



Obr. 16 Dopravní výška, délka a vodorovná dopravní vzdálenost

6.1 VÝKON POHONU

Dopravní výška

$$h = \sin(\beta) \cdot l_v \quad [m] \quad (7)$$

$$h = \sin(10) \cdot 9 = 1,563 \text{ m}$$

Výkon pohonu

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

$$P_M = \frac{30\,000 \cdot 9,81 \cdot (9 \cdot 3,2 + 1,563)}{3600}$$

$$P_M = 2482,175 \text{ W} \sim 2,5 \text{ kW}$$

Kde:

w – korekční součinitel určen z Tab. 5 v P1

6.2 VÝPOČET PARAMETRŮ PŘEVODOVKY

Dle zvolených otáček podle normy ČSN 26 2802 a nominálních otáček elektromotoru je nutné zvolit vhodnou převodovku tak, aby splňovala jak výkonostní, tak provozní požadavky na trvalý provoz. Pro naši aplikaci byla vybrána firma SEW EURODRIVE.

Návrhový převodový poměr

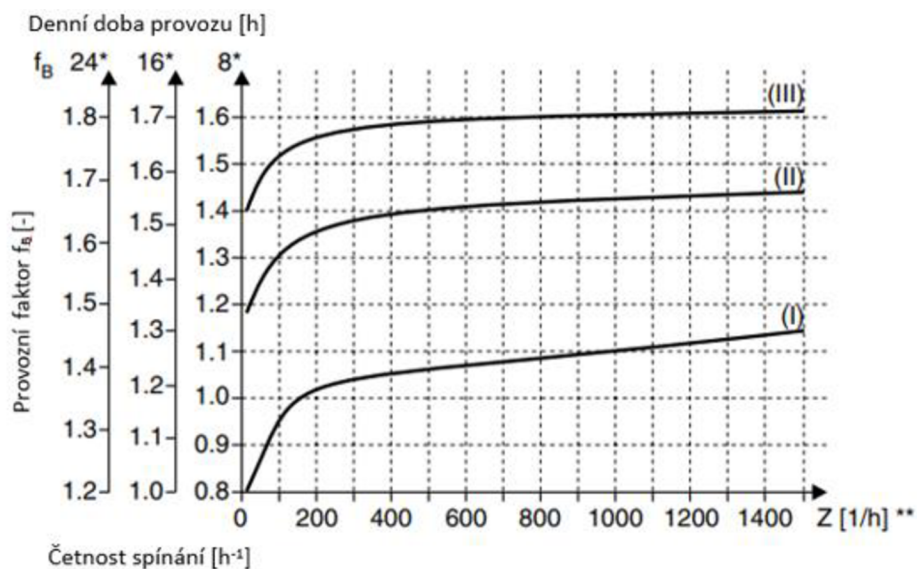
$$i = \frac{n_M}{n} \quad [-] \quad (9)$$

$$i = \frac{1000}{45}$$

$$i = 22,22$$

Zjištění provozního faktoru a volba vhodné převodovky dle požadavků byla provedena podle doporučení výrobce. [12]

Doba provozu	$t = 8 \text{ h/den}$
Druh zatížení	$\text{střední} = II [-]$
Četnost spínání	$i_s = 1 \text{ h}^{-1}$
Výsledný provozní faktor	$f_B = 1,2$



Obr. 17 Grafické určení provozního faktoru elektromotoru [12]

6.3 VOLBA ELEKTROMOTORU

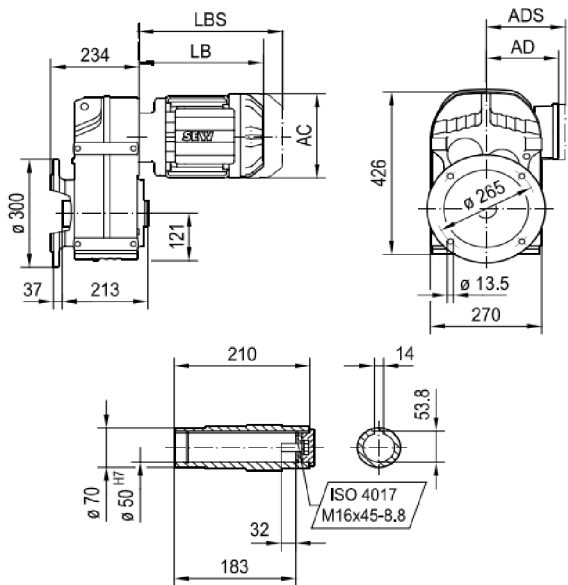
Podle vypočítaného potřebného výkonu $P_M = 2,5 \text{ kW}$ nutného k dodržení zadaných parametrů šnekového dopravníku je vhodné zvolit elektromotor o jmenovitém výkonu vyšším, než je výkon námi vypočítaný. Je dobré elektromotor a převodovku zakoupit od jednoho výrobce, který dodá pohonnou jednotku jako celek. Pro naši aplikaci byl zvolen elektromotor s označením DRN132S6 od firmy SEW EURODRIVE.

Parametry elektromotoru:

Označení	DRN132S6
Počet pólů	$p = 6$
Jmenovitý výkon	$P_n = 4 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n = 968 \text{ ot/min}$

6.4 VOLBA PŘEVODOVKY

Z katalogu firmy SEW EURODRIVE byla zvolena plochá čelní převodovka s označením FAF77, která je kompatibilní se zvoleným elektromotorem a je dodávána spolu s elektromotorem jako jeden kus. Tento typ převodovky s dutou hřídelí byl zvolen s ohledem na požadované parametry a s ohledem na úsporu zástavbových rozměrů.



Typ elektropřevodovky:	
FAF77 DRN132S6	
Označení rozměrů	[mm]
AC	221
AD	170
ADS	172
LB	429
LBS	541

Obr. 18 Rozměry plochého čelního převodového elektromotoru

Parametry převodovky:

Označení	FAF77
Výstupní otáčky	$n_v = 45 \text{ ot/min}$
Kroutící moment	$M_k = 850 \text{ Nm}$
Převodový poměr	$i_p = 21,43 [-]$
Provozní factor	$f_B = 1,75 [-]$
Celková hmotnost pohonné jednotky	$m = 115 \text{ kg}$

7 VÝPOČET PARAMETRŮ ŠNEKOVÉHO DOPRANÍKU PRO ZVOLENÉ KOMPONENTY

Před konstrukčním návrhem komponent je třeba zkontrolovat skutečné parametry dopravníku pro zvolený pohon. Tuto kontrolu je třeba udělat, protože zvolený pohon od firmy SEW EURODRIVE s otáčkami $n_1 = 45 \text{ min}^{-1}$ [12] a volená šnekovnice podle ČSN ISO 1050 s průměrem $D = 0,4 \text{ m}$ se mírně liší od hodnot námi vypočítaných ve vztahu (5). Dále je třeba provést kontrolu potřebného výkonu vypočítaného ve vztahu (8), vzhledem ke zvolenému elektromotoru s účinností $\eta = 86,8\%$ při jmenovitém výkonu $P_n = 4 \text{ kW}$.

$$Q_{vskut} = 60 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_1 \cdot c_H \quad [m^3/h] \quad (10)$$

$$Q_{vskut} = 60 \cdot \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \cdot 0,4 \cdot 0,3 \cdot 45 \cdot 0,8$$

$$Q_{vskut} = 32,572 \text{ m}^3/h$$

7.1 ROZDÍL DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

$$\Delta Q_v = Q_{vskut} - Q_v \quad [m^3/h] \quad (11)$$

$$\Delta Q_v = 32,572 - 30$$

$$\Delta Q_v = 2,572 \text{ m}^3/h$$

Z výpočtu vyplývá že skutečný objemový výkon je o $2,572 \text{ m}^3/h$ větší, než výkon požadovaný, což představuje přibližně 9% rozdíl než je výkon požadovaný. To je pro naši aplikaci dostačující, pokud by rozdíl pro další technologický proces byl příliš velký, je možné snížit součinitel zaplnění žlabu v souladu ČSN 26 2802 na $\psi = 0,28$. Po snížení zaplnění žlabu by procentuální rozdíl v dopravovaném výkonu byl přibližně 1 %.

7.2 KONTROLA VÝKONU PRO ZVOLENÝ POHON

$$P_{skut} = \frac{P}{\eta} \quad [\text{kW}] \quad (12)$$

$$P_{skut} = \frac{2,5}{0,868}$$

$$P_{skut} = 2,88 \text{ kW}$$

Vypočtený skutečný potřebný výkon pohonu šnekového dopravníku je $P_{skut} = 2,88 \text{ kW}$, což je o 28 % méně, než je jmenovitý výkon zvoleného elektromotoru. Protože elektrárenský popílek vykazuje velký rozdíl ve velikosti zrn (viz.kap. 3.1), je zde jistá pravděpodobnost mírného zadírání, které může způsobit krátkodobou napěťovou špičku. Tu je třeba překonat, proto je volen pohon s výkonem vyšším, než je vypočten ve vztahu (12)

8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KOMPONENT

8.1 SILOVÉ PŮSOBENÍ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

Působením šneku na materiál ve směru dopravy vzniká axiální síla, která je vypočítána dle vztahu (14). Její účinky je nutné zachytit axiálním ložiskem. Zároveň dopravovaný materiál působí svou tíhou na žlab. V této kapitole budou vypočteny velikosti těchto sil, které jsou klíčové pro konstrukční návrh komponent šnekového dopravníku. Hmotnost dílů byla zjištěna pomocí software AutoDesk Inventor a skládá se z hmotnosti vstupních a výstupních hřídelů, z hmotnosti celé šnekovnice a spojovacích čepů. Celková hmotnost je $m_{celk} = 426 \text{ kg}$.

8.2 VÝPOČET AXIÁLNÍ SÍLY

Účinný poloměr šnekovnice

$$R_{\xi} = (0,7 \div 8) \cdot \frac{D}{2} \quad [m] \quad (12)$$

$$R_{\xi} = 0,75 \cdot \frac{0,4}{2}$$

$$R_{\xi} = 0,15 \text{ m}$$

Úhel stoupání šnekovnice

$$tg\alpha = \frac{s}{\pi \cdot D} \quad [^\circ] \quad (13)$$

$$tg\alpha = \frac{0,588}{\pi \cdot 0,588}$$

$$tg\alpha = 0,318 \Rightarrow \alpha = 17,7^\circ$$

Axiální síla od pohybu materiálu

$$F_{a1} = \frac{M_k}{R_{\xi} \cdot tg \cdot (\alpha + \delta)} \quad [N] \quad (14)$$

$$F_{a1} = \frac{850}{0,15 \cdot tg \cdot (17,7 + 24)}$$

$$F_{a1} = 6360 \text{ N}$$

Kde:

δ – úhel vnějšího tření dle [9]

Axiální síla od tíhy šnekovnice

$$F_{a2} = m_{celk} \cdot g \cdot \sin(10^\circ) \quad [\text{N}] \quad (15)$$

$$F_{a2} = 426 \cdot 9,81 \cdot \sin(10^\circ)$$

$$F_{a2} = 725 \text{ N}$$

Celková axiální síla

$$F_a = F_{a1} + F_{a2} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_a = 6360 + 725$$

$$F_a = 7085 \text{ N}$$

8.3 VÝPOČET RADIÁLNÍ SÍLY

$$F_r = m_{celk} \cdot g \cdot \cos(10^\circ) \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$F_r = 426 \cdot 9,81 \cdot \cos(10^\circ)$$

$$F_r = 4113 \text{ N}$$

8.4 VÝPOČET TÍHY POPÍLKU PŮSOBÍCÍ NA ŽLAB

Pro konstrukční návrh žlabu a nožek dopravníku je nutné určit tíhu popílku v dopravníku.

Objem popílku ve žlabu

$$V_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot l_v \quad [\text{m}^3] \quad (18)$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot 0,420^2}{4} \cdot 0,31 \cdot 9$$

$$V_p = 0,387 \text{ m}^3$$

Hmotnost popílku

$$m_p = V_p \cdot \rho_v \quad [\text{kg}] \quad (19)$$

$$m_p = 0,387 \cdot 1000$$

$$m_p = 387 \text{ kg}$$

Síla působící na žlab

$$F_{mp} = m_p \cdot \cos(10^\circ) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F_{mp} = 387 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 9,81$$

$$F_{mp} = 3739 \text{ N}$$

8.5 NÁVRH ŠNEKU

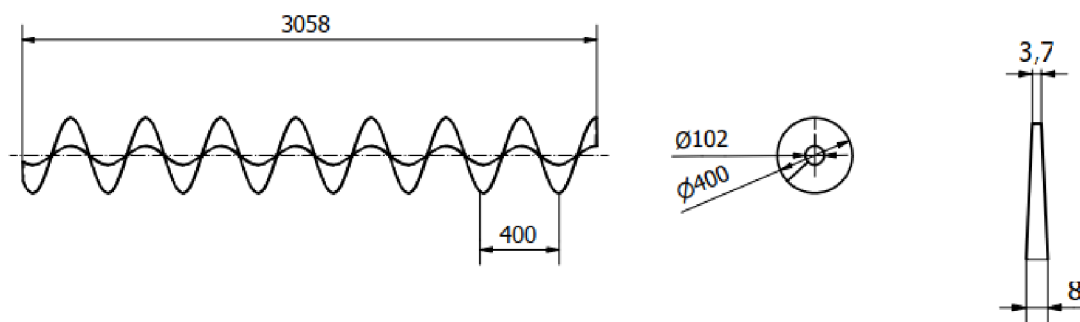
Hlavní součástí šnekového dopravníku je šnek, který se skládá ze šnekovnice a šnekové hřídele, jak již bylo zmíněno kapitole 2. Z povahy zadání je nutné dopravník rozdělit do 3 částí a dopravník opatřit průběžnými kluznými ložisky, aby nedocházelo k velkému průhybu hřídele a následnému kontaktu šnekovnice se žlabem dopravníku. Při volbě materiálu pro hřídel i šnekovnici je nutné brát ohled na charakter přepravovaného materiálu, druh provozu a využití normalizovaných dílců. [3] [4]

8.6 ŠNEKOVNICE

Šnekovnice je volena z katalogu firmy Taurus s.r.o, je volen normalizovaný průměr šnekovnice $D = 400 \text{ mm}$ z materiálu 11 327. S ohledem na dodržení dopravní délky 9 m a standardizaci výrobků firmy Taurus s.r.o. volím 3x šnekovnici rozměru $l_s = 3016 \text{ mm}$ pro všechny části šnekového hřídele. [13]

Tab. 2 Rozměry šnekovnice [13]

Vnější průměr [mm]	Stoupání šnekovnice [mm]	Vnitřní průměr [mm]	Hmotnost Kg/m	Tloušťka u kořene [mm]	Tloušťka na obvodu [mm]
400	400	102	14,0	8,0	3,7



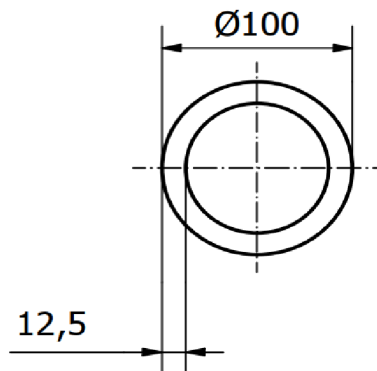
Obr. 19 Rozměry šnekovnice

8.7 HŘÍDEL ŠNEKU

Hřídel šneku volím tenkostěnnou bezešvou trubku od firmy Feron a.s. dle ČSN 42 5715.01 z materiálu 11 353. [14]

Tab. 3 Rozměry hřídele [14]

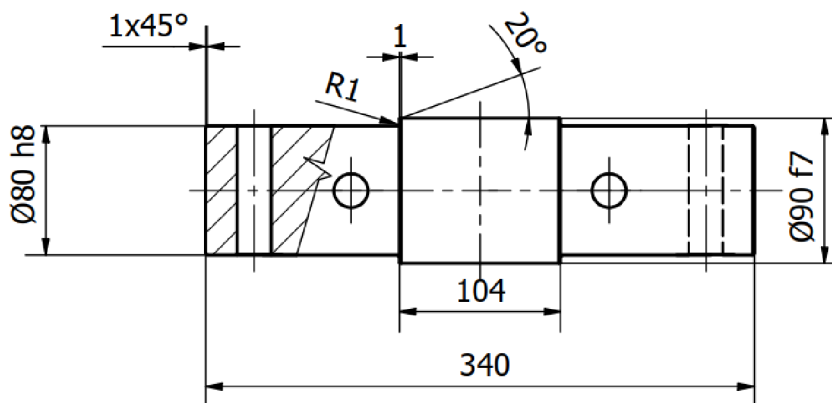
Vnější průměr D [mm]	Povrchová úprava	Tloušťka stěny t	Jakost
102	Bez úpravy	12,5	11 353



Obr. 20 Rozměry hřídele

8.8 SPOJENÍ HŘÍDELE ŠNEKU SPOJOVACÍM ČEPEM

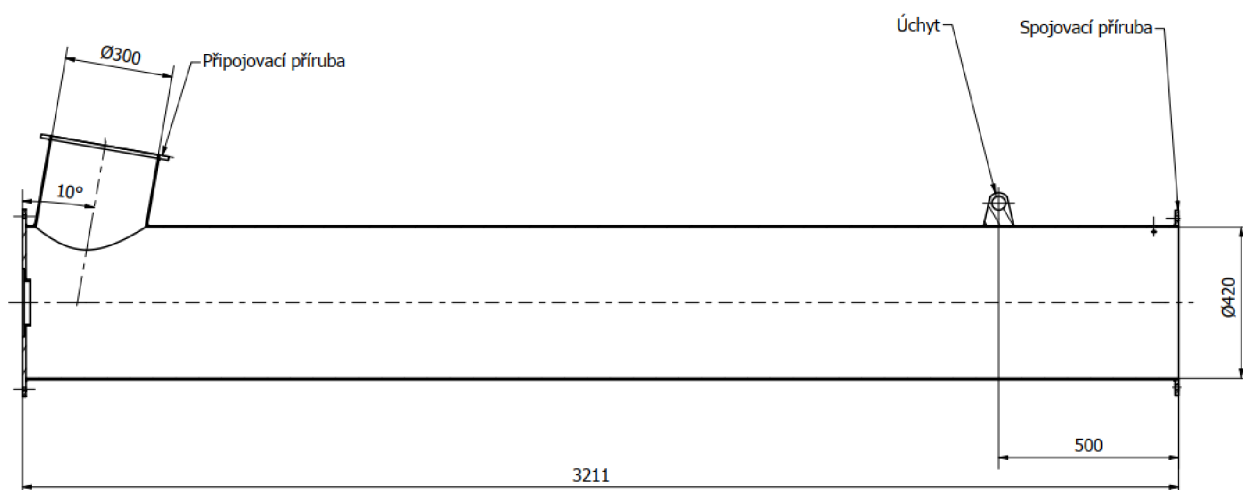
Ke spojení šnekových hřídelů bude použit spojovací čep z materiálu 11 523 a k jeho spojení s hřídelí bude použito šroubového spoje. Jsou voleny 2 lícované šrouby dle [15] ČSN 02 1111 třídy pevnosti 5.6 pootočené o 90° z důvodu vymezení vůle při otlačení. [3]



Obr. 21 Spojovací čep

8.9 NÁVRH ŽLABU

Pro výrobu žlabu volím plech válcovaný za tepla dle ČSN 10051 o tloušťce $t = 6 \text{ mm}$ od firmy Feron dle [14] z materiálu 11 375. Žlab bude rozdělen z konstrukčních a montážních důvodů na 3 části. K první části bude připojena násypka pomocí koutového svaru, obdobně tak ke třetí části žlabu bude připojena výsypka. Násypka i výsypka budou opatřeny připojovací přírubou (viz. Obr. 22). Jednotlivé části žlabu budou taktéž opatřeny přírubami a spojeny šrouby M16 dle ČSN 02 1201. Průměr žlabu volím $d = 420 \text{ mm}$ tak, aby byla zachována zvolená vůle mezi žlabem a šnekovnicí a nedošlo při prohnutí žlabu o y_m (viz. kapitola 11.2) ke kontaktu šnekovnice se žlabem. Zároveň bude dodržena zvolená excentricita $e = 10 \text{ mm}$, která je nutná k dosažení klidného chodu šnekového dopravníku (viz. kapitola 2.2). Žlab bude opatřen dvěma úchyty pro ukotvení šnekového dopravníku k silu (viz. Obr. 22).



Obr. 22 Spodní žlab s násypkou a přírubami

8.10 POVRCHOVÁ ÚPRAVA

Protože je elektrárenský popílek silně abrazivní, je vhodné ošetřit povrchy, které se dostávají do interakce s dopravovaným materiálem tak, aby nedocházelo k rychlému abrazivnímu poškození. Šnekový dopravník je určen k dopravě popílku ze sila, který by dle normy ASTM C618 neměl obsahovat více než 3% vlhkosti. Z této skutečnosti vyplývá, že by nemělo docházet k nalepování popílku ke šnekovnici a k následnému snížení požadovaného dopravního výkonu. Pro žlab, šnekový hřídel a šnekovnici volím povrchovou úpravu boridováním, která zajistí vysokou odolnost proti abrazivnímu opotřebení a v případě nedodržení normy ASTM C618 sníží sklon k nalepování popílku na šnekovnici. [16] [11]

9 ULOŽENÍ ŠNEKU

Ve výpočtu radiálního zatížení vycházíme z celkové hmotnosti šneku, která působí rovnoměrně a je rozložena ve vstupním, spojovacích a koncovém uložení, a to v rozložení 1/6 na ložiscích valivých a 1/3 v ložiscích kluzných, a to z důvodu vyšší únosnosti pro radiální zatížení v kluzných ložiscích. Proto vycházíme z jednoduššího výpočtu, kde uvažujeme, že je zatížení šneku lineární. Šnek je rozdělen na tři části, na které působí třetinová síla celkové hmotnosti šneku. Každá samostatná část šneku je uložena ve dvou ložiskových tělesech.

Radiální síla na valivá ložiska

$$F_{r1} = \frac{F_r}{6} \quad [\text{N}] \quad (21)$$

$$F_{r1} = \frac{4020}{6}$$

$$F_{r1} = 670 \text{ N}$$

Radiální síla na kluzná ložiska

$$F_{r2} = \frac{F_r}{6} \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$F_{r2} = \frac{4020}{3}$$

$$F_{r2} = 1340 \text{ N}$$

9.1 NÁVRH LOŽISKA POHONU

Pro zachycení části radiální a celé axiální síly je voleno dvouřadé soudečkové ložisko s válcovou dírou a kontaktním těsněním z nitrilové pryže od firmy SKF [17] a to na straně násypky dopravníku. Označení ložiska je BS2-2215-2RS/VT143 a je mazáno plastickým mazivem LGEP2 za pomoci maznice.

Vzhledem k abrazivnosti a velikosti částic dopravovaného materiálu, je voleno ložisko s integrovaným těsněním. Domazání ložiska je doporučeno po 30 000 h provozu dle [17]. Ložisko je na hřídeli zajištěno pomocí distančního kroužku, pojistné matice se čtyřmi drážkami a podložky s přímým ozubem dle [15]. Ložiskové těleso je proti vniknutí nečistot rotačními součástmi utěsněno průmyslovým těsněním HMSA10 s označením CR 100x130x12 s prachovkou a HMS5 CR 65x90x10 bez prachovky od firmy SKF dle [18]. Ložiskové těleso a víko je utěsněno pomocí O-kroužku od firmy Dichtomatik dle [19].

9.1.1 VÝPOČET LOŽISKA POHONU

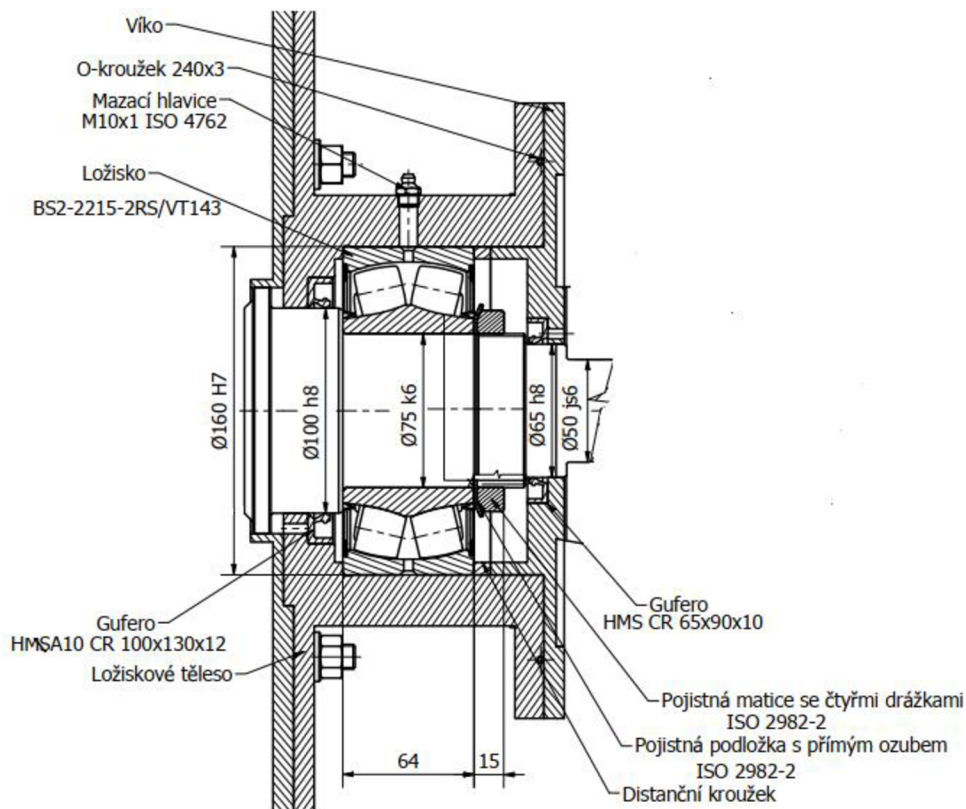
Výpočet trvanlivosti ložiska byl proveden dle [17]. Při výpočtu provozní trvanlivosti byl zvolen součinitel $a_{ISO} = 1$ pro zjednodušení výpočtu. Součinitel a_{ISO} v sobě zahrnuje především chování maziva v provozních podmínkách, z nichž některé je složité zjistit a proto nejsou zahrnuty do výpočtu.

Parametry zvoleného ložiska:

Dynamická únosnost	$C = 217 \text{ kN}$
Statická únosnost	$C_0 = 240 \text{ kN}$
Koeficient	$e = 0,35 [-]$
Koeficient	$Y_2 = 4,6$
Koeficient	$Y_0 = 2,8$
Koeficient	$p_l = \frac{10}{3}$

Vstupní parametry výpočtu:

Radiální síla	$F_{r1} = 670 \text{ N}$
Axiální síla	$F_a = 7069 \text{ N}$
Otáčky	$n = 45 \text{ min}^{-1}$



Obr. 23 Uložení ložiska pohonu

Poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{7085}{686} = 10,3 > e \quad [-] \quad (23)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$P = 0,67 \cdot 686 + 4,6 \cdot 7085$$

$$P = 33052 \text{ N}$$

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$P_0 = 686 + 2,8 \cdot 7085$$

$$P_0 = 20525 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{h}] \quad (26)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{33052}{20525}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 45}$$

$$L_{10h} = 196,3 \cdot 10^3 \text{ h}$$

Provozní trvanlivost ložiska

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h} \quad [\text{h}] \quad (27)$$

$$L_{nm} = 0,25 \cdot 1 \cdot 196 \cdot 10^3$$

$$L_{nm} = 43,18 \cdot 10^3 \text{ h}$$

Provozní trvanlivost ložiska při 99% spolehlivosti je 43 180 h, což je pro šnekový dopravník s osmihodinovou dobou provozu dostačující. Navrhované ložisko tudíž VYHOVUJE.

Statická bezpečnost uložení

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad [-] \quad (28)$$

$$s_0 = \frac{240000}{20525}$$

$$s_0 = 11,7$$

Statická bezpečnost ložiska $s_0 = 11,7$ z čehož vyplývá, že byla splněna podmínka $s_0 \leq s_{0dov}$ kde $s_{0dov} = 1$ a tím pádem ložisko vyhovuje vzhledem ke statické únosnosti ložiska.

Kde:

s_0 – koeficient součinitele statické bezpečnosti dle [17, s. 77]

L_{nm} – provozní trvanlivost ložiska dle [20, s. 630]

L_{10} – základní trvanlivost ložiska dle [20, s. 626]

P – ekvivalentní dynamické zatížení [17, s. 709]

P_0 – ekvivalentní statické zatížení [17, s. 709]

a_1 – součinitel spolehlivosti [20, s. 631]

a_{skf} – součinitel modifikované spolehlivosti [20, s. 631]

9.2 NÁVRH KONCOVÉHO LOŽISKA

Koncové ložisko není určeno k zachycení axiální síly a je uloženo v ložiskovém tělese volně. S ohledem na možnou tepelnou dilataci, která vyplývá z kapitoly 11.3, je voleno volné uložení jednořadého kuličkového ložiska s válcovou dírou. Ložisko je voleno od firmy SKF [17], jeho označení je 61810-2RS1, je opatřeno kontaktním těsněním z nitrilové pryže. Ložisko je mazáno plastickým mazivem MT33, ložisko je jím vybaveno od výrobce a jeho životnost je stanovena na celou trvanlivost ložiska. Proti axiálnímu posuvu je ložisko na hřídeli zajištěno pomocí pojistného kroužku pro hřídele dle [15]. V tělese je ložisko zajištěno proti posuvu při transportu pomocí pojistného kroužku dle [15] na straně jedné a na straně druhé je jištěno víkem. Ložiskové těleso a víko je těsněno pomocí O-kroužku. Pohyblivé části jsou utěsněny pomocí průmyslového těsnění HMSA10 s označením CR 70x85x8 s prachovkou od firmy SKF dle [18].

9.2.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI KONCOVÉHO LOŽISKA

Výpočet trvanlivosti byl proveden dle [17].

Parametry zvoleného ložiska:

Dynamická únosnost $C = 6,76 \text{ kN}$

Statická únosnost $C_0 = 6,8 \text{ kN}$

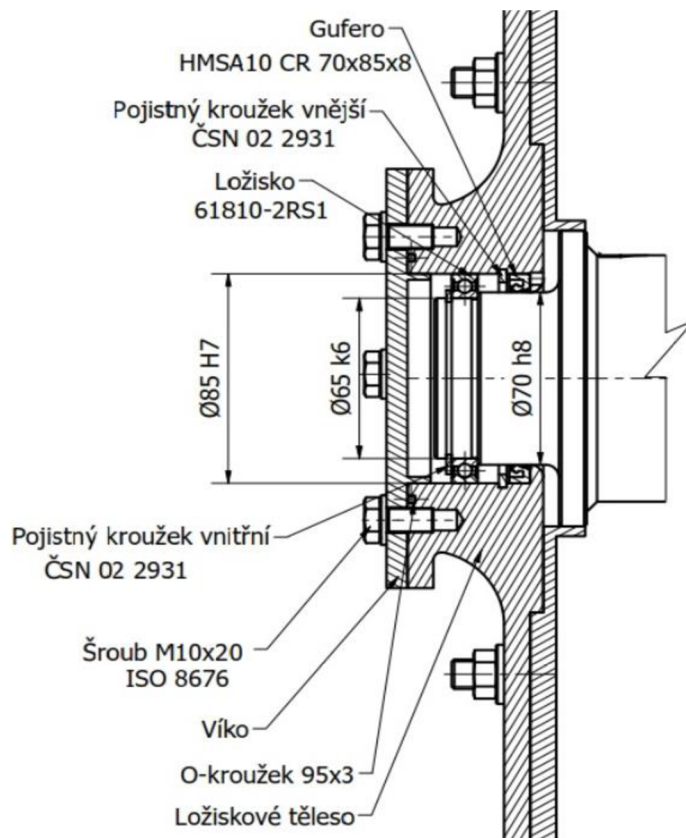
Koeficient $p = 3$

Vstupní parametry výpočtu:

Radiální síla $F_{r1} = 686 \text{ N}$

Axiální síla $F_a = 0 \text{ N}$

Otáčky $n = 45 \text{ min}^{-1}$



Obr. 24 Uložení koncového ložiska

Poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{0}{686} = 0 < e \quad [-] \quad (29)$$

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad [N] \quad (30)$$

$$P_0 = 0,6 \cdot 686 + 0,5 \cdot 0$$

$$P_0 = 411 \text{ N}$$

Z výsledku vyplývá dle [17, s. 299] že podle rovnice (30) platí podmínka $P_0 < F_r$ z čehož plyne:

$$P_0 = F_r \quad [N] \quad (31)$$

$$P_0 = 686 \text{ N}$$

Statická bezpečnost uložení

$$s_0 = \frac{c_0}{P_0} \quad [-] \quad (32)$$

$$s_0 = \frac{6800}{686}$$

$$s_0 = 9,9$$

Statická bezpečnost ložiska $s_0 = 9,9$ z čehož vyplývá, že byla splněna podmínka $s_0 \leq s_{0dov}$ kde $s_{0dov} = 1$ a tím pádem ložisko vyhovuje vzhledem ke statické únosnosti ložiska.

Základní trvanlivost ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [h] \quad (33)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{6,760}{670}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 45}$$

$$L_{10h} = 38,04 \cdot 10^4 \text{ h}$$

Provozní trvanlivost ložiska

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h} \quad [h] \quad (34)$$

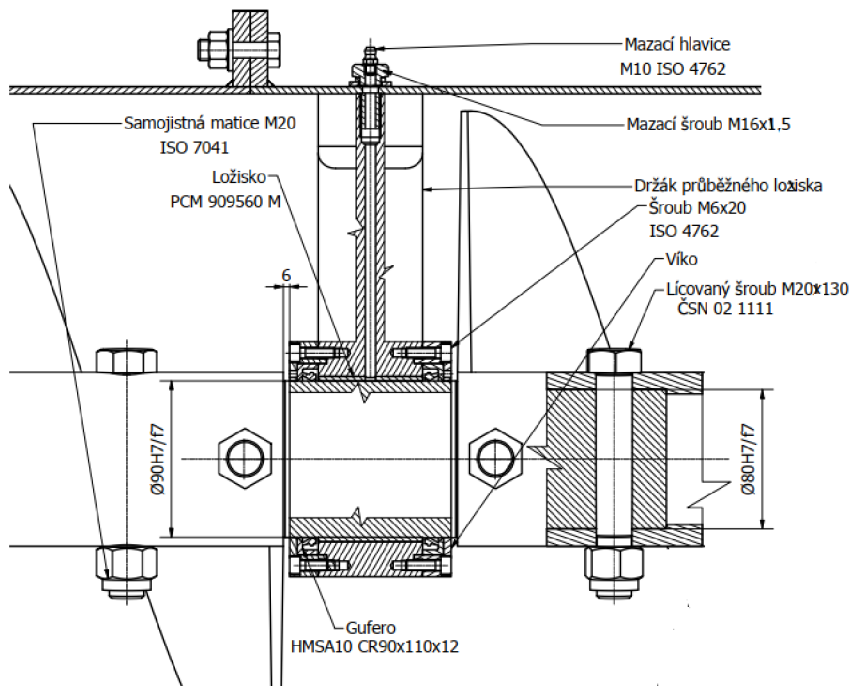
$$L_{nm} = 0,22 \cdot 1 \cdot 38,04 \cdot 10^4$$

$$L_{nm} = 83,69 \cdot 10^3 \text{ h}$$

Provozní trvanlivost ložiska při 99% spolehlivosti je 83 690 h, z čehož je patrné, že toto ložisko VYHOVUJE.

9.3 NÁVRH SPOJOVACÍCH LOŽISEK

Spojovací ložiska jsou použita k zamezení přílišného průhybu šnekového hřídele (viz. kapitola 11.2), jehož délka je $l_{celk} = 9204 \text{ mm}$. Při nadměrném průhybu hřídele by mohlo dojít ke kontaktu šnekovnice se žlabem a k jejich následnému poškození. Z těchto důvodů je nutné šnekový hřídel rozdělit do tří částí a využít kluzná ložiska jako dvou podpor. Šnekový hřídel bude spojen čepem, který bude uložen v kluzném pouzdru z kompozitu POM nesoucí označení PCM 909560 M od firmy SKF [21]. Kluzná pouzdra POM mohou pracovat s minimálním množstvím maziva a nevyžadují tak časté domazávání a jsou vhodná pro znečištěná prostředí. Ložisko je vyrobeno z kompozitních materiálů, skládajících se z ocelové výztuhy, matrice z cínového bronzu, která je potažená acetanovou pryskyřicí. Proti vniknutí nečistot je kluzné pouzdro chráněno víkem, které je připevněno k ložiskovému tělesu šrouby M6x1,5. Zároveň jsou rotační části čepu opatřeny průmyslovým těsněním HMSA10 s označením CR 90x110x12. [18] Kluzné ložisko je mazáno plastickým mazivem LGMT2 za pomoci tlakové maznice.



Obr. 25 Uložení spojovacího ložiska

Kontrola na otláčení

$$p_L = \frac{F_{r2}}{l_p \cdot d_h} \quad [\text{MPa}] \quad (35)$$

$$p_L = \frac{1340}{60 \cdot 90}$$

$$p_L = 0,248 \text{ MPa}$$

Základní podmínka

$$p_L < p_{dov} \rightarrow 0,248 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa}$$

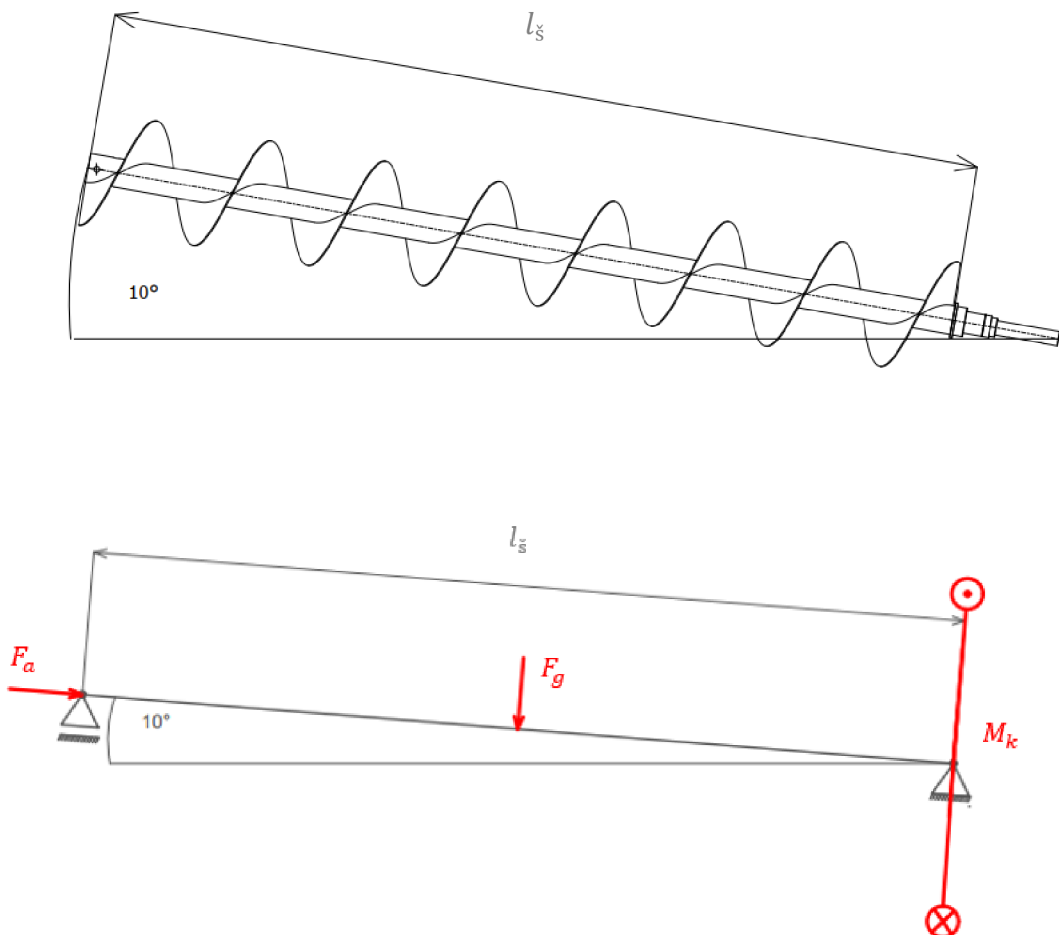
Kluzné pouzdro VYHOVUJE

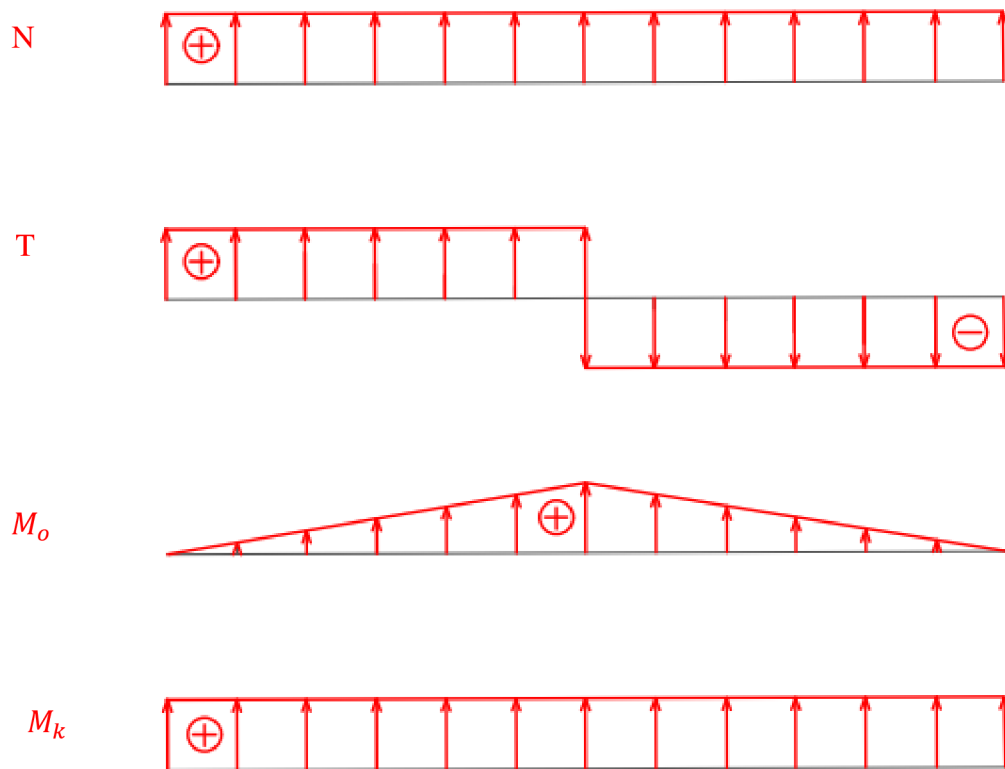
10 PEVNOSTNÍ KONTROLA

V kapitole PEVNOSTNÍ KONTROLA se budeme zabývat pevnostní kontrolou vybraných součástí, a to především hřídelů, pera, svarů a šroubů.

10.1 KONTROLA ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Šnekový hřídel je namáhán kombinovaným napětím, a to především ohybem, krutem a tlakem. V této kapitole bude provedena kontrola hned k několika mezním stavům, které mohou nastat, a to především k meznímu stavu pružnosti, k meznímu stavu deformace a také k meznímu stavu únavového porušení. Je totiž nezbytné ověřit, zda splňuje námi navrhovanou bezpečnost $k_{dv} = 1,5$.





Obr. 26 Průběhy VVÚ ve šnekovém hřídeli

Tíha jednoho dílu šneku

$$F_g = m_h \cdot g \quad [\text{N}] \quad (36)$$

$$F_g = 127,8 \cdot 9,81$$

$$F_g = 1253 \text{ N}$$

Radiální zatížení jednoho dílu šneku

$$F_{gr} = F_g \cdot \cos(10^\circ) \quad [\text{N}] \quad (37)$$

$$F_{gr} = 1253 \cdot \cos(10^\circ)$$

$$F_{gr} = 1234 \text{ N}$$

Modul průřezu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4)}{16 \cdot D_h} \quad [\text{mm}^4] \quad (38)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (100^4 - 88^4)}{16 \cdot 100}$$

$$W_k = 78600 \text{mm}^4$$

Výpočet napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [\text{MPa}] \quad (39)$$

$$\tau_k = \frac{850}{78600}$$

$$\tau_k = 10,8 \text{MPa}$$

Výpočet ohybového momentu

$$M_o = \frac{F_{gr} \cdot l_s}{4} \quad [\text{Nm}] \quad (40)$$

$$M_o = \frac{1234 \cdot 3,068}{4}$$

$$M_o = 947 \text{Nm}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4)}{32 \cdot D_h} \quad [\text{mm}^4] \quad (42)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (100^4 - 88^4)}{32 \cdot 100}$$

$$W_o = 39300 \text{mm}^4$$

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

$$\sigma_o = \frac{947}{39300}$$

$$\sigma_o = 24,1 \text{MPa}$$

Kontrola na tlak

$$S_h = \pi \frac{(D_h^2 - d_h^2)}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (44)$$

$$S_h = \pi \frac{(100^2 - 88^2)}{4}$$

$$S_h = 1772 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_t = \frac{F_a}{S_h} \quad [\text{MPa}] \quad (45)$$

$$\sigma_t = \frac{7085}{1772}$$

$$\sigma_t = 4 \text{ MPa}$$

Kontrola na kombinované namáhání

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad [\text{MPa}] \quad (46)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(4 + 24,1)^2 + 3 \cdot 10,8^2}$$

$$\sigma_{red} = 33,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad [-] \quad (47)$$

$$k = \frac{195}{34}$$

$$k = 5,8$$

Kde:

R_e – je mez kluzu pro materiál 11.343 dle [20, s. 1127]

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti je $k = 5,8$, z čehož vyplývá, že bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti VYHOVUJE, vzhledem k navržené bezpečnosti zařízení. Platí: $k_{dv} \geq k$.

10.2 KONTROLA ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE K MEZNÍMU STAVU DEFORMACE OD SILOVÝCH ÚČINKŮ

Tuto kontrolu je důležité provést, aby nedošlo ke kontaktu šnekovnice se žlabem a k následnému poškození obou součástí. Zatížení od tíhy šneku způsobí elastickou deformaci, jejíž velikost je nutné vypočítat a ověřit, zda je dodržena navržená bezpečnost zařízení. Navrhovaná vůle mezi žlabem a šnekovnicí je $y = 5 \text{ mm}$.

Kvadratický moment

$$I = \frac{\pi \cdot (D_n^4 - d_n^4)}{32} \quad [\text{mm}^4] \quad (48)$$

$$I = \frac{\pi \cdot (100^4 - 88^4)}{32}$$

$$I = 3930000 \text{ mm}^4$$

Průhyb

$$y_m = \frac{F_{gr} \cdot l_s^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad [\text{mm}] \quad (49)$$

$$y_m = \frac{1234 \cdot 3068}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3930000}$$

$$y_m = 0,9 \text{ mm}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu deformace od silových účinků

$$k = \frac{y}{y_m} \quad [-] \quad (50)$$

$$k = \frac{5}{0,9}$$

$$k = 5,6$$

Z výpočtu je zřejmé, že bezpečnost vůči meznímu stavu deformace od silových účinků VYHOVUJE, vzhledem k navržené bezpečnosti zařízení. Platí: $k_{dv} \geq k$.

10.3 KONTROLA ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE K MEZNÍMU STAVU DEFORMACE OD TEPELNÉ DILATACE

Protože je tento šnekový dopravník konstruován na elektrárenský popílek s maximální teplotou $t_{max} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ a bude používán ve venkovním prostředí, kde bude vystaven slunečnímu záření a v zimě také chladu, je nutné provést kontrolu tepelné dilatace šnekového hřídele. Tato kontrola se provádí z důvodu vhodné konstrukce uložení šnekového hřídele. Z důvodu poměrně malého objemu materiálu a složitější konstrukci, vzhledem k šnekovému hřídeli, nebude započítána tepelná dilatace vstupního a výstupního hřídele. Počáteční teplota hřídele šnekového dopravníku je předpokládána $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ a teplota maximální a minimální je předpokládána v rozpětí $\Delta T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Navrhovaná vůle v koncovém uložení je $v = \mp 8 \text{ mm}$.

Prodloužení jednoho dílu krajního šnekového hřídele

$$\Delta l_{\xi 1} = l_{\xi} \cdot \Delta T \cdot \alpha \quad [\text{mm}] \quad (51)$$

$$\Delta l_{\xi 1} = 3068 \cdot 40 \cdot 0,0000120$$

$$\Delta l_{\xi 1} = 1,48 \text{ mm}$$

Celkové prodloužení šneku

$$\Delta l_{celk} = 3 \cdot \Delta l_{\xi 1} \quad [\text{mm}] \quad (52)$$

$$\Delta l_{celk} = 3 \cdot 1,48$$

$$\Delta l_{celk} = 4,4 \text{ mm}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu deformace od účinků tepelné dilatace

$$k = \frac{v}{\Delta l_{celk}} \quad [-] \quad (53)$$

$$k = \frac{8}{4,4}$$

$$k = 1,8$$

Kde:

ΔT – rozdíl teplot

α – teplotní součinitel délkové roztažnosti dle [15, s. 61]

Z výpočtů jasně plyne, že bezpečnost vůči meznímu stavu deformace od účinků tepelné dilatace VYHOVUJE vzhledem k navržené bezpečnosti zařízení. Platí: $k_{dv} \geq k$.

10.4 KONTROLA ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉHO PORUŠENÍ.

Protože zařízení je navrženo na trvanlivost, při které dosáhne více než milionu cyklů, je nutné provést kontrolu vůči meznímu stavu únavového porušení, která se provádí zpravidla pro součásti zatěžované dynamickým zatížením. Ve výpočtu bylo zanedbáno zatížení od axiální síly, jehož velikost je pro výpočet nepodstatná.

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad [-] \quad (54)$$

$$k_a = 4,51 \cdot 310^{-0,265}$$

$$k_a = 0,986$$

Kde:

a – součinitel vlivu jakosti povrchu dle [20, s. 346]

b – součinitel vlivu jakosti povrchu dle [20, s. 346]

R_m – mez pevnosti materiálu 11 3433 dle [20, s. 1128]

Součinitel vlivu velikosti tělesa

$$k_b = 1,51 \cdot d_v^{-0,157} \quad [-] \quad (55)$$

$$k_b = 1,51 \cdot 100^{-0,157}$$

$$k_b = 0,759$$

Kde:

d_v – průměr hřídele

Mez únavy pro materiály, které splňují:

$$R_m \leq 1460 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m \quad [\text{MPa}] \quad (56)$$

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot 310$$

$$\sigma_{Co} = 156,2 \text{ MPa}$$

Korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad [\text{MPa}] \quad (57)$$

$$\sigma'_{Co} = 0,986 \cdot 0,759 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 246,96$$

$$\sigma'_{Co} = 95,2 \text{ MPa}$$

Kde:

k_c – součinitel vlivu zatěžování dle [20, s. 348]

k_d – součinitel vlivu teploty dle [20, s. 348]

k_e – součinitel vlivu spolehlivosti dle [20, s. 351]

k_f – součinitel zahrnující další vlivy dle [20, s. 350]

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavovému porušení podle Goodmana

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{co}} + \frac{\sigma_m}{R_m}} \quad [-] \quad (58)$$

$$k = \frac{1}{\frac{32 \cdot D_h \cdot M_o}{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4) \cdot \sigma'_{co}} + \frac{\sqrt{3} \cdot 16 \cdot D_h \cdot M_k}{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4) \cdot R_m}} \quad [-] \quad (59)$$

$$k = \frac{1}{\frac{32 \cdot 100 \cdot 947}{\pi \cdot (100^4 - 88^4) \cdot 95,2} + \frac{\sqrt{3} \cdot 16 \cdot 100 \cdot 850}{\pi \cdot (100^4 - 88^4) \cdot 310}}$$

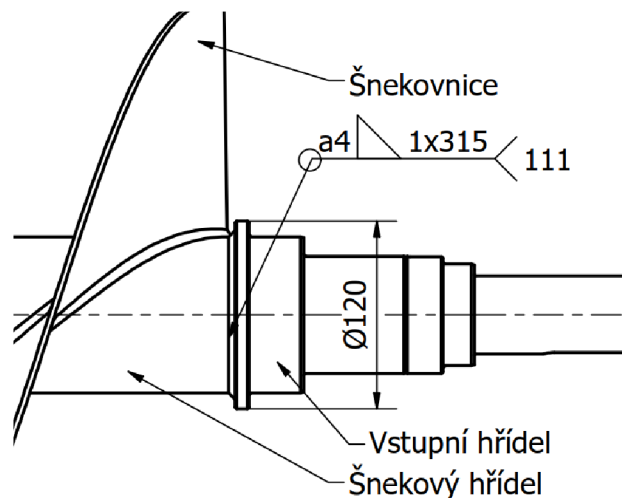
$$k = 3,2$$

Po provedení kontroly vzhledem k meznímu stavu únavového porušení je zřejmé, že šnekový hřídel VYHOVUJE vůči zvolené bezpečnosti zařízení. Platí: $k_a \geq k$.

Z pevnostní kontroly šnekového hřídele vyplývá, že navržený hřídel z mat. 11.343 o vnějším průměru $D_h = 100 \text{ mm}$ a vnitřním průměru $d_h = 88 \text{ mm}$ VYHOVUJE vzhledem ke všem mezním stavům, které mohou nastat a to s námi požadovanou minimální bezpečností $k_{dv} = 1,5$.

10.5 KONTROLA SVAROVÉHO SPOJE

Pro spojení vstupní a výstupní hřídele se hřídelem šnekovým byl zvolen svarový spoj a to hlavně z důvodu snazší montáže do trubkového žlabu. Pro přesné vymezení polohy osy vstupních a výstupních hřídelí vůči šnekovému hřídeli je na vstupních a výstupních hřídelích osazení. V místě dosednutí šnekového hřídele na hřídel vstupní je proveden koutový svar o délce strany $a = 4 \text{ mm}$. Svar bude proveden elektrodou E-B 121 pro ruční obloukové svařování, která je používána pro svařování namáhaných konstrukcí, je vhodná pro materiály s pevností do $R_m = 500 \text{ MPa}$.



Obr. 27 Spoj vstupní a šnekové hřídele

Kontrola koutového svaru na smyk

Výpočet napětí v koutovém svaru je proveden dle [15, s. 693]

$$\tau_{II} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot [(D+2 \cdot a)^4 - D^4]}{16 \cdot (D+2 \cdot a)}} \quad [\text{MPa}] \quad (60)$$

$$\tau_{II} = \frac{850}{\frac{\pi \cdot [(100+2 \cdot 4)^4 - 100^4]}{16 \cdot (100+2 \cdot 4)}}$$

$$\tau_{II} = 12,9 \text{ MPa}$$

Stanovení maximálního dovoleného napětí

Stanovení maximálního dovoleného smykového napětí je provedeno dle ČSN 05 0120

$$\tau_{D,sv} = \alpha_\tau \cdot \frac{R_e}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (61)$$

$$\tau_{D,sv} = 0,65 \cdot \frac{355}{1,5}$$

$$\tau_{D,sv} = 153,8 \text{ MPa}$$

Kde:

D – průměr šnekového hřídele

α_τ – součinitel svarového spoje ve smyku

k – součinitel bezpečnosti který je dle ČSN 05 0120 volen v rozmezí $k = 1,25 - 2$

Výsledné smykové napětí ve svarovém spoji je $\tau_{II} = 12,9 \text{ MPa}$ z čehož je zřejmé, že podmínka dle ČSN 05 0120 kde $\tau_{D,sv} = 153,8 \text{ MPa}$ je splněna a navržený spoj VYHOVUJE vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

10.6 KONTROLA PERA

Pero sloužící k přenášení kroutícího momentu o velikosti $M_k = 850 \text{ Nm}$ (viz. kapitola 7.4) z převodového elektromotoru na vstupní hřídel, je nutné u něj provést pevnostní kontrolu na otlačení. Je zvoleno pero dle ČSN 02 2562 s označením 14e9 x 9 x 125 [15]. Pero je vyrobeno z oceli 11 600.

Velikost tlaku na boku pera v náboji

$$p = \frac{2 \cdot M_k}{d_v \cdot t_{1p} \cdot (l-b)} \quad [\text{MPa}] \quad (62)$$

$$p = \frac{2 \cdot 850}{50 \cdot 3,5 \cdot (125 - 14)}$$

$$p = 87,5 \text{ MPa}$$

Maximální dovolený tlak na boku náboje volím dle [20, s. 1081] pro jednosměrný smysl otáčení a malé rázy $p_{dov} = 105 \text{ MPa}$, z čehož vyplývá $p < p_{dov}$. Zvolené pero vyhovuje vzhledem k mezímu stavu pružnosti.

10.7 KONTROLA LÍCOVANÉHO SPOJE

Šnekové hřídele jsou spojeny pomocí lícovaných šroubů dle [3], které jsou pootočený o 90° kvůli vzniku vůle při otlačení šroubu a náboje. Jsou voleny lícované šrouby s šestihlannou hlavou dle [15, s. 409] ČSN 02 1111 M20x 130 s třídou pevnosti 5.6 a pro zajištění jsou voleny samojistné šestihlanné matice dle ČSN 7040 M20 s třídou pevnosti 5.6.

Volba průměru lícovaných šroubů

$$d_s = (0,2 \div 0,3) \cdot d_c \quad [\text{mm}] \quad (63)$$

$$d_s = (0,2 \div 0,3) \cdot 90$$

$$d_s = 18 \div 27 \text{ mm}$$

výpočet byl proveden dle [22]

Kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_s^2 \cdot d_c \cdot i_s} \quad [\text{MPa}] \quad (64)$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 850}{\pi \cdot 21^2 \cdot 80 \cdot 2}$$

$$\tau_s = 15,338 \text{ MPa}$$

Bezpečnost lícovaného spoje

$$k = \frac{\tau_{sdov}}{\tau_s}$$

$$k = \frac{40}{15,3}$$

$$k = 2,6$$

Maximální dovolené napětí ve smyku pro střídavé zatížení dle [15, s. 55] pro materiál 11 500 je v rozmezí 40-60 MPa, pro naši aplikaci je volena konzervativnější hranice $\tau_{sdov} = 40 \text{ MPa}$ z čehož vyplývá $\tau_s < \tau_{sdov}$, navržený lícovaný spoj vyhovuje vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

Kontrola na otláčení v čepu

$$p_{\check{c}} = \frac{6 \cdot M_k}{d_{\check{c}}^2 \cdot d_s \cdot i_s} \quad [\text{MPa}] \quad (65)$$

$$p_{\check{c}} = \frac{6 \cdot 850}{80^2 \cdot 21 \cdot 2}$$

$$p_{\check{c}} = 18,973 \text{ MPa}$$

Kontrola otláčení ve šnekovém hřídeli

$$p_h = \frac{4 \cdot M_k}{d_s \cdot (D_h^2 - d_{\check{c}}^2) \cdot i_s} \quad [\text{MPa}] \quad (66)$$

$$p_h = \frac{4 \cdot 630}{21 \cdot (100^2 - 80^2) \cdot 2}$$

$$p_h = 22,487 \text{ MPa}$$

Maximální dovolené tlakové napětí pro střídavé zatížení dle [15, s. 54] pro materiál hřídele 11 353, který má obdobné vlastnosti jako materiál 11 343 v rozmezí 60 – 80 MPa, stejně tak pro materiál spojovacího čepu, který je vyroben z materiálu 11 353. Pro naši aplikaci je volena konzervativnější hodnota $\sigma_{tdov} = 60 \text{ MPa}$ z čehož vyplývá $p_{sh}, p_{\check{c}} < \sigma_{tdov}$ a tudíž navržený lícovaný spoj vyhovuje vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo provést návrh konstrukčního řešení šnekového dopravníku na dopravu elektrárenského popílku ze sila. Hlavní vstupní parametry byly určeny ze zadání této práce. Byly to tyto klíčové parametry pro návrh: dopravní výkon který činil 30t/h, dopravní vzdálenost, která byla ze zadání 9m s úhlem stoupání 10° a dopravovaný materiál, kterým byl elektrárenský popílek s přesnou specifikací místa odběru, kterým bylo silo. Konstrukční návrh, byl proveden dle provedené kritické rešerše obdobných zařízení, dle dostupné literatury, informačních zdrojů a norem ČSN.

V první části této práce byla provedena kritická rešerše obdobných zařízení a byly zjištěny potřebné parametry dopravovaného materiálu. Následně byly vypočteny hlavní parametry šnekového dopravníku. Poté byl navržen pohon. Na základě těchto údajů bylo vypočteno silové zatížení a zvolena vhodná šnekovnice a šnekový hřídel. Dále bylo zvoleno vhodné uložení a zvolena vhodná ložiska. Nakonec bylo nutné provést kontrolu jednotlivých součástí vzhledem k mezním stavům, které mohou při provozu nastat.

V programu Inventor od společnosti Autodesk byl vytvořen model pomocí kterého byly zjištěny klíčové parametry pro pevnostní analýzu. Také byla pomocí tohoto programu vytvořena výkresová dokumentace dle požadavků vedoucího.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BOGER, David. Move difficult-to-handle bulk materials with flexible screw conveyors: convey tough bulk materials that tend to pack, cake, smear, break apart or fluidize, and prevent separation of blended products.(Cover story). *Chemical Engineering* [online]. Access Intelligence, LLC, 2008, **115**(4), 36 [cit. 2020-06-07]. ISSN 0009-2460. Dostupné z: https://search.proquest.com/docview/33057333?rfr_id=info%3Axri%2Fsid%3Aprimo
- [2] CVEKL, Zdeněk a František DRAŽAN. *Teoretické základy transportních zařízení: vysokoškolská učebnice*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1976. Řada strojírenské literatury.
- [3] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: Technická univerzita v Košiciach, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [4] POLÁK, Jaromír a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení III*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0963-X.
- [5] E-learning. *Vutbr* [online]. [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://moodle.vutbr.cz/mod/folder/view.php?id=78173>
- [6] SMITH, Ricky. *Industrial Machinery Repair: Best Maintenance Practices Pocket Guide*. 1st ed. 2003. ISBN 9780080478470.
- [7] KUBASÁKOVÁ, Iveta, Marián GOGOLA, Juraj JAGELČÁK, Jarmila SOSEDOVÁ a Marián ŠULGAN. *Tovarovnalectvo a manipulácia s materiálom*. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2016. Vysokoškolské učebnice. ISBN 978-80-554-1215-.
- [8] *THE PROCESS OF GRAIN RELOCATION WITH SCREW CONVEYORS* [online]. 2007, , 96 [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/TMot7/Dreszer.pdf>
- [9] FEČKO, Peter. *Popílky*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0327-5.
- [10] *Odpadové fórum: Waste Management Forum : odborný měsíčník o odpadech a druhotných surovinách*. 4. Praha: České ekologické manažerské centrum, 2010. ISBN 1212-7779.
- [11] *ASTM C618: Standard Specification for Coal Fly Ash and Raw or Calcined Natural Pozzolan for Use in Concrete*. 19. West Conshohocken: ASTM International, 2019. Dostupné také z: <https://www.astm.org/Standards/C618.htm>

- [12] SEW EURODRIVE. *SEW-EURODRIVE* [online]. Bruchsal, 2006 [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11358955.pdf>
- [13] Taurus. *Taurus s.r.o. Chrudim* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://www.taurus-sro.cz/snekovnice.php>
- [14] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vydání šesté, přepracované a doplněné. Brno: CERM, Akademické nakladatelství, 2019. ISBN 978-80-7623-010-1.
- [15] 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.
- [16] Vytváření tvrdých a otěruvzdorných povrchů pomocí boridování. *MMSpektrum* [online]. 2010, **23**(3), 53 [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vytvareni-tvrдых-a-otěruvzdorných-povrchu-pomoci-boridování.html>
- [17] SKF Rolling bearings. *SKF* [online]. Göteborg, 2018 [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [18] Hřídlová těsnění. *SKF* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196802e8ff2-10919_CZ_lowres_tcm_54-129139.pdf
- [19] O-kroužek. *Proprumysl* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://www.proprumysl.cz/o-krouzek-nbr-90-sha-240x3-dichtomatik/>
- [20] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [21] Kluzná pouzdra. *ARKOV* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: [https://www.arkov.cz/getattachment/f182b271-5616-4cbf-936c-fc90f91dd6e5/Kluzna-pouzdra-SKF-\(CZ\)](https://www.arkov.cz/getattachment/f182b271-5616-4cbf-936c-fc90f91dd6e5/Kluzna-pouzdra-SKF-(CZ))
- [22] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů: učebnice stř. prům. škol strojnických*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1977. Řada strojírenské literatury.
- [23] Henan Zheng Zhou Mining Machinery Co., Ltd. In: *Zkballmills* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://www.zkballmills.com/shaftless-screw-conveyor.htm>
- [24] Agropost 50. In: *Agropost 50* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://agropost50.ru/g1845910-transportery-shneki>
- [25] Fiedler. In: *Kotlenabiomasu* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <http://www.kotlenabiomasu.com/?38,snekovy-dopravnik>

[26] Pinterest. In: *Pinterest* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z:
<https://www.pinterest.ca/pin/797066834029742279/>

[27] Pinterest. In: *Pinterest* [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z:
<https://www.pinterest.jp/pin/466615211373176114/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[N]	Součinitel spolehlivosti
a	[mm]	Hlavní osa elipsoidu
a_{skf}	[N]	Součinitel modifikované spolehlivosti
b	[mm]	Šířka pera
C	[kN]	Dynamická únosnost
c	[mm]	Vedlejší osa elipsoidu
C_0	[kN]	Statická únosnost
c_H	[-]	Korekční součinitel
D	[m]	Průměr šnekovnice
$d_č$	[mm]	Průměr čepu
D_h	[mm ²]	Vnější průměr hřídele
d_h	[mm ²]	Průměr čepu
$d_š$	[mm]	Průměr lícovaného šroubu
d_z	[μm]	Střední rozměr zrna
E	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
e	[-]	Koeficient poměru zatížení
f	[-]	Součinitel tření
F_a	[N]	Celková axiální síla
F_{a1}	[N]	Axiální síla od pohybu materiálu
F_{a2}	[N]	Axiální síla od tíhy šnekovnice
f_B	[-]	Skutečný provozní faktor
f_b	[-]	Vhodný provozní faktor
F_g	[N]	Tíha jednoho dílu šneku
F_{gr}	[N]	Radiální zatížení jednoho dílu šneku
F_{mp}	[N]	Síla působící na žlab
F_r	[N]	Radiální síla
F_{r1}	[N]	Radiální síla působící na valivá ložiska
F_{r2}	[N]	Radiální síla působící na kluzná ložiska
g	[m/s ² -]	Gravitační zrychlení
h	[m]	Dopravní výška
I	[mm ⁴]	Kvadratický moment

i	[-]	Teoretický převodový poměr
i_p	[-]	Skutečný převodový poměr
i_s	[-]	Četnost spínání
i_ξ	[-]	Počet lícovaných šroubů v jednom spoji
k	[-]	Skutečná bezpečnost
k_a	[-]	Součinitel jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	Součinitel vlivu zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_{dv}	[-]	Požadovaná bezpečnost hřídele
k_e	[-]	Součinitel vlivu spolehlivosti
k_f	[-]	Součinitel zahrnující další vlivy
L	[mm]	Vůle mezi šnekem a žlabem
l	[mm]	Délka pera
L_{10h}	[h]	Základní trvanlivost ložiska
L_{nm}	[N]	Provozní trvanlivost ložiska
l_ξ	[m]	Délka jednoho dílu šneku
l_v	[m]	Dopravní délka
m	[kg]	Hmotnost převodového elektromotoru
m_{celk}	[kg/m ³]	Celková hmotnost šnekovnice včetně spojovacích čepů
M_k	[Nm]	Kroutící moment
M_o	[Nm]	Ohybový moment
m_p	[kg]	Hmotnost popílku ve žlabu
n	[ot ⁻¹]	Otáčky
n_1	[ot ⁻¹]	Jmenovité výstupní otáčky převodovky
n_M	[ot ⁻¹]	Nominální otáčky elektromotoru
n_v	[ot ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
p	[-]	Počet pólů elektromotoru
P_o	[N]	Ekvivalentní statické zatížení
p_ξ	[MPa]	Tlakové napětí v čepu
p_{dov}	[MPa]	Maximální dovolený tlak v kluzném pouzdře
p_h	[MPa]	Tlakové napětí ve hřídeli

p_L	[MPa]	Tlak v kluzném pouzdře
p_l	[-]	Koeficient pro ložiska s čárovým stykem
P_M	[W]	Požadovaný výkon
P_n	[W]	Jmenovitý výkon elektromotoru
P_{skut}	[kW]	Skutečný výkon při dané účinnosti
Q_m	[t/h]	Hmotnostní dopravní výkon
Q_v	[m ³ /h]	Objemový dopravní výkon
Q_{Vskut}	[m ³ /h]	Skutečný objemový dopravní výkon
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
R_{ξ}	[m]	Účinný poloměr šnekovnice
s	[mm]	Stoupání šnekovnice
s_0	[-]	Koeficient součinitele statické bezpečnosti
S_h	[mm ²]	Obsah šnekového hřídele v řezu
t	[h/den]	Doba provozu
t_1	[°C]	Počáteční teplota dopravníku
t_{1p}	[mm]	Hloubka drážky pro pero v náboji
t_{max}	[°C]	Maximální teplota popílku
v	[mm]	Vůle v kluzném uložení koncového ložiska
V_p	[m ³]	Objem popílku ve žlabu
w	[-]	Odporový součinitel
W_k	[mm ⁴]	Modul průřezu v krutu
W_o	[mm ⁴]	Modul průřezu v ohybu
y	[mm]	Vůle mezi žlabem a šnekovnicí
Y_0	[-]	Koeficient ekvivalentního statického zatížení
Y_2	[-]	Koeficient ekvivalentního dynamického zatížení
y_m	[mm]	Maximální průhyb hřídele
α	[°]	Úhel stoupání šnekovnice
α_{τ}	[-]	Součinitel svarového spoje ve smyku
β	[°]	Úhel stoupání dopravníku
Δl_{celk}	[mm]	Celkové prodloužení šnekového hřídele
$\Delta l_{\xi 1}$	[mm]	Prodloužení jednoho dílu šneku
ΔQ_v	[m ³ /h]	Rozdíl dopravovaného množství

ΔT	[°C]	Rozdíl teplot
η	[-]	Účinnost
μ_k	[-]	Koeficient kinematického tření mezi zrny a povrchem šnekovnice
ξ	[μm]	Poloměr zaoblení hrany šnekovnice
ρ	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	Měrná hmotnost
ρ_s	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	Sypná hmotnost
ρ_v	[kg/m^3]	Objemová hmotnost
σ'_{Co}	[MPa]	Korigovaná mez únavy
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_{Co}	[MPa]	Mez únavy
σ_m	[MPa]	Střední napětí
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_t	[MPa]	Tlakové napětí
$\tau_{D,sv}$	[MPa]	Maximální dovolené smykové napětí
τ_{II}	[MPa]	Smykové napětí ve svaru
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
τ_s	[MPa]	Sřihové napětí
τ_{sdov}	[MPa]	Maximální dovolené napětí ve stříhu
φ	[deg]	Úhel vnitřního tření
φ_d	[deg]	Dynamický sypný úhel
φ_s	[deg]	Sypný úhel
ψ	[-]	Součinitel plnění
δ	[°]	Úhel vnějšího tření

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy:	Šnekový dopravník	0-01-20	1ks
	Žlab přední	3-02-20	1ks
Výkres součástí:	Násypka	3-03-20	1ks
Seznam položek:	Šnekový dopravník	4-16-20	3ks
Tabulka:	ČSN 26 2802	P1	1ks
	ČSN 26 2802	P2	1ks

Tab. 4 Skupiny materiálů dle ČSN 26 2802

Skupina materiálu	Vlastnost	Příklad
1	Velmi abrazivní, drobně kusový a lepkavý materiál	Hrubozrné vápno, koksová krupice
2	Abrazivní prachový a drobně zrnitý materiál	Cement, popílek, sádra, písek
3	Neabrazivní zrnitý materiál	Drobné uhlí, cukr, hrubozrná sůl, fosfát
4	Neabrazivní, lehký, drobně zrnitý materiál s prachem	Uhelný prach, mouka, prachové vápno, zrno, semínka, piliny

Tab. 5 Hodnoty korekčního součinitele dle ČSN 2802

Skupina materiálu podle tab. 1.	1	2	3	4
w	4 až 5	3,2 až 4	2,5 až 3,2	2 až 2,5
Skupina materiálu podle tab. 1.	1	2	3	4
w	4 až 5	3,2 až 4	2,5 až 3,2	2 až 2,5

Tab. 6 Hodnoty součinitele plnění dle ČSN 26 2802

Skupina materiálů	ψ	D [mm]	160	200	250	320	400	500	630
1	0,16 – 0,25	n/min	63	50	40	32	32	32	
		V m ³ /h	1,6 – 2,5	2,5 - 4	4 - 6,3	6,3 - 10	12,5 - 20	25 - 40	
2	0,2 – 0,32	n/min	100	80	63	50	40		
		V m ³ /h	3,2 - 5	5 - 8	8 - 12,5	12,5 - 20	20 - 32		
3	0,25 – 0,4	n/min			100	80	63	50	40
		V m ³ /h			16 - 25	25 - 40	40 - 63	63 - 100	100 - 160
4	0,32 – 0,5	n/min	160	125	100	80	63		
		V m ³ /h	8 – 12,5	12,5 - 20	20 - 32	32 - 50	50 - 80		
Pozn.: Minimální hodnoty ψ platí pro minimální dopravované objemové množství Maximální hodnoty ψ platí pro maximální dopravované objemové množství									