



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

INOVACE DOPRAVNÍKU TŘÍSEK PRO OBRÁBĚCÍ STROJ

INNOVATION OF CHIP CONVEYOR FOR CUTTING MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN KOČICA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN BRANDEJS, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Kočica

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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:

Inovace dopravníku třísek pro obráběcí stroj

v anglickém jazyce:

Innovation of chip conveyor for cutting machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh úpravy stávajícího dopravníku třísek s následujícími parametry: použití nového řetězu a pohonu, použití nové ochrany proti přetížení pro soustruh SPT32NC pro Slovenské strojárny a.s.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Návrh konstrukčních řešení
5. Výsledné konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení

Typ práce: konstrukční; Účel práce: pro potřeby průmyslu

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2014.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam odborné literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jan Brandejs, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 10.11.2013

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Cílem práce je konstrukční návrh úpravy stávajícího dosluhujícího dopravníku třísek pro soustruh SPT 32 NC firmy Slovácké strojírný a.s. závodu 1 strojírný Uherský Brod. Práce se člení na seznámení s problematikou dopravníku třísek a na požadavky, které jsou na dopravník kladeny. V práci jsou shrnuta možná konstrukční řešení, z nich je vybráno nejlepší konstrukční řešení. Následují výpočty rozměrů, volba materiálů a polotovarů pro tvorbu výkresové dokumentace. Primárním vstupem pro práci je rám stávajícího dopravníku. Všechny rozměry a funkční členy byly voleny s ohledem na parametry rámu dopravníku, který se bude upravovat minimálně. Výstupem je kompletní výkresová dokumentace a průvodní zpráva.

Klíčová slova: dopravník třísek, výpočet dopravního řetězu, mezní stavy dopravníku, ochrana proti přetížení dopravníku

ABSTRACT

The aim of this project is the design modification of existing outdated chip conveyor for the lathe SPT 32 NC, owned by Slovácké strojírný OJSC factory 1 Strojírny Uherský Brod. The work is divided into acquaintance with the problem of chip conveyor and the requirements that are placed on the conveyor. The thesis summarizes possible design solutions, of which is chosen the best design solution. Followed by calculations dimensions, choice of materials and semifinished products for creating drawings. The primary input for the work is existing conveyor frame. All dimensions and functional members were chosen with regard to the parameters of the conveyor frame, which will be modified at least. The output is a complete drawing documentation and accompanying report.

Key words: chip conveyor, calculation of conveyor chain, failure of chip conveyor, overload protection of the conveyor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOČICA, M. *Inovace dopravníku třísek pro obráběcí stroj*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 48 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Brandejs, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci *Inovace dopravníku třísek pro obráběcí stroj* vypracoval samostatně s pomocí vedoucího bakalářské práce doc. Ing. Jana Brandejse, CSc., konzultanta Ing. Zdenka Kubeny a s využitím literatury a zdrojů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 15. května 2014

.....
Martin Kočica

PODĚKOVÁNÍ

Zde bych rád poděkoval doc. Ing. Janu Brandejsovi, CSc. a konzultantu z firmy Slovácké strojírny a.s. Ing. Zdenku Kubenovi za jejich odborné vedení, cenné rady a celkovou pomoc při psaní této bakalářské práce. Za umožnění zpracovat bakalářskou práci ve firmě Slovácké strojírny a.s. Uherský Brod děkuji Ing. Jiřímu Rosenfeldovi, CSc. předsedovi představenstva a generálnímu řediteli. Dále bych rád poděkoval své rodině a přátelům, kteří mě podporovali po celou dobu mého studia.

OBSAH

ÚVOD	12
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
1.1 Třískové hospodářství	13
1.2 Účel dopravníku třísek	13
1.3 Charakteristické rysy třísek	13
1.4 Typy dopravníků třísek	14
1.4.1 Článekový dopravník	14
1.4.2 Hrablový dopravník	15
1.4.3 Magnetický dopravník	15
1.4.4 Šnekový dopravník	16
1.4.5 Harpunový dopravník	16
2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	17
2.1 Třísky a problémy spojené s třískami	17
2.1.1 Manipulovatelnost třísek	17
2.1.2 Ovlivňující faktory	18
2.2 Funkce dopravníku třísek	18
2.2.1 Mezní stavy ohrožující funkci dopravníku	18
2.2.2 Ochrana proti přetížení	18
3 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ	19
3.1 Druh dopravníku třísek	19
3.2 Návrh pohonu dopravníku	20
3.2.1 Elektromotor	20
3.2.2 Převodový člen	20
3.3 Návrh řetězu dopravníku	21
3.3.1 Varianta rovných bočních plechů	22
3.3.2 Varianta ohýbaných bočních plechů	22
3.4 Ochrana proti přetížení	23
4 VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	25
4.1 Konstrukční řešení pohonu dopravníku	25
4.1.1 Výběr elektromotoru	25
4.1.2 Výběr převodovky	25
4.2 Konstrukční řešení řetězu a řetězového kola dopravníku	26
4.2.1 Normalizované rozměry řetězu dle ČSN 01 3311	27
4.2.2 Normalizovaný výpočet řetězového kola dle ČSN 01 4811	27
4.2.3 Určení hřídele	29
4.2.4 Výpočet namáhání plechů bočnic	26
4.3 Konstrukční řešení ochrany proti přetížení	38
5 DISKUZE	41
6 ZÁVĚR	42
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	43
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	48
SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ	47
PŘÍLOHY	48

ÚVOD

Cílem práce je konstrukční návrh inovace dopravníku třísek pro firmu Slovácké strojírný a.s. konkrétně soustruh SPT 32 NC. Z technologických a ekonomických důvodů, se u převážné většiny obráběcích strojů, u kterých vzniká kovový odpad ve formě třísek, používá dopravník třísek jako součást třískového hospodářství. Vychází se z rámu původního dopravníku třísek, který se bude upravovat minimálně, výsledkem jsou výkresy součástí a sestavení a práce zpracována formou průvodní technické zprávy. Pokud se dopravník osvědčí, plánuje firma Slovácké strojírný rozšířit svůj výrobní program také na dopravníky třísek, k vyráběným obráběcím strojům. Firma Slovácké strojírný a.s. vznikla v roce 1951, k dnešnímu dni má zhruba 1750 zaměstnanců, šest výrobních závodů a obrat na úrovni 2,5 mld. Kč ročně přičemž cca. 65% produkce je exportována do zahraničí. Výkresová dokumentace je zhotovena na základě požadavků a zvyklostí firmy.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1

Nejprve něco málo k názvosloví. Základní fakta kolem dopravníků třísek, motivace použití dopravníku třísek. Tříska, nebo taky špona patří neodmyslitelně k soustružení. Rozlišujeme několik druhů dopravníků třísek podle způsobu dopravy.

1.1 Třískové hospodářství

1.1

Třískové hospodářství je soubor operací, které mají za cíl minimalizovat náklady na transport třísek, zvýšit kvalitu odpadního materiálu. To vše za minimální náklady. Například jenom v hutích představuje náhrada surového železa stejným množstvím šrotu značnou úsporu. Úspora energií při tavení šrotu je až 60% energie při využití primárních zdrojů [1]. To dokazuje, že odpad, který pro výrobní podnik nemá zdánlivě žádnou cenu a často činí jen různé potíže při udržování čistoty pracoviště a jeho bezpečnosti, je ve skutečnosti velmi důležitou surovinou v podnicích jiného průmyslového odvětví [2]. Situaci komplikuje skutečnost, že výrobní odpad je několikanásobně objemnější než původní výchozí materiál. Proto je také vhodnější tento odpad zpracovat pro snížení tohoto poměru objem / hmotnosti. Stejně jako všechna další technologická rozhodnutí, musí být určena ekonomičnost třískového hospodářství a jeho prvků, což ale není předmětem této práce. Dopravník třísek bývá obvykle prvním členem třískového hospodářství, vynáší třísky do sběrné nádoby nebo vozíku. Další fází třískového hospodářství pak může být drcení, odstraňování oleje a sušení třísek, pakětování, briketování a různé další činnosti vedoucí k zvýšení kvality odpadu. Tedy ke zvýšení výkupní ceny tohoto odpadu. K odvozu stejného množství tun rozdrčených třísek se použije zhruba 1/3 místa nerozdrčených třísek [3]. Použitím drtiče třísek, který rozdrťí dlouhé třísky lze dosáhnout snížení objemu třísek v závislosti na výchozím stavu až o 80% [18].

1.2 Účel dopravníků třísek

1.2

Pod pojmem tříska se rozumí vedlejší produkt řezného obráběcího procesu. Z důvodu práce většiny moderních strojů v automatickém režimu je výhodné využívat dopravník třísek. Dopravník je základní součástí třískového hospodářství. Druhý podstatný faktor použití dopravníku třísek pro obráběcí stroj je minimalizace vedlejšího času při obrábění. Třísky jsou odváděny v průběhu obrábění a není třeba zastavit obrábění pro potřebu vynášení třísek z obráběcího stroje [6]. Poslední faktor je moderní doba, kdy jsou zaměstnanci stále více pohodlní a nechtějí vykonávat „podřadné“ nebo fyzicky náročné činnosti.

1.3 Charakteristické rysy třísek

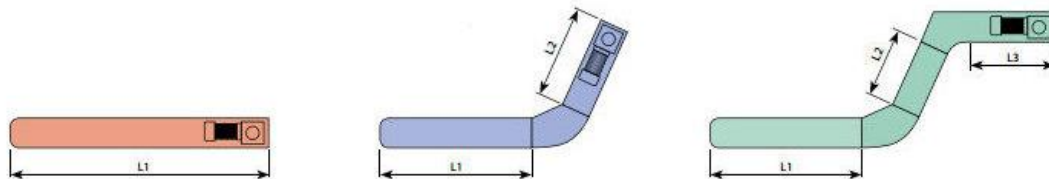
1.3

Protože stroj, ke kterému bude tento dopravník připojen, je soustruh, budeme se nadále zaměřovat zejména na tuto možnost. Největší problém tvoří dlouhé třísky vznikající při soustružení, které se splétají a tvoří chuchvalce. Proto je potřeba dopravník třísek opatřit adekvátní, rychlou a flexibilní ochranou proti jeho přetížení. Mnohdy stačí správnou volbou použité technologie obrábění ovlivnit tvar třísek, aby činil minimální problémy. Rozumíme tím použití vhodných utvařečů třísek na břitových destičkách, rychlost posuvu a šířku záběru [7]. To však není při dnešní snaze maximalizovat efektivitu výroby možné vždy splnit. Jako konstruktéři tedy

musíme uvažovat nejhorší, ale samozřejmě možné podmínky. Samotné vynášení třísek ze stroje pak udává objemové množství třísek vznikající ve stroji za jednotku času [4]. Potřebujeme tedy určit tuto hodnotu nejlépe při nejtěžších možných podmínkách. Proto jsme během nejnáročnější operace, při níž je odebíráno velké množství materiálu, za krátký čas na daném stroji SPT 32 NC určili maximální možnou produkci objemu třísek za čas. Předpokládám taktéž, že jistě bude existovat náročnější operace, než kterou jsme si vybrali, dáme tudíž rezervu 20% z hodnoty. Funkcí dopravníku je také zachytávání řezné kapaliny, která zároveň provádí mazání pohyblivých částí, ale primárně slouží k chlazení řezného procesu. Řezná kapalina je čerpána za filtrem odstraňujícím drobné kovové nečistoty, které by mohli čerpadlo poškodit. Hladina řezné kapaliny je v rámu dopravníku kontrolována snímači. Po překročení horní přípustné výšky hladiny logický obvod řízení dopravníku sepne čerpadlo. Naopak po odčerpání pod dolní potřebnou hladinu se čerpadlo stejným způsobem vypne.

1.4 Typy třískových dopravníků

Nejčastěji se používají dopravníky článkové, hrablové, harpunové, šnekové a magnetické. Rozdíl dopravníku třísek oproti běžným dopravníkům je v konstrukci rámu dopravníku, která zajišťuje zachytávání řezné kapaliny a za filtrem je opětovně čerpána do zásobníku obráběcího stroje. Článkový společně s hrablovým a magnetickým dopravníkem jsou schopné tvarové přizpůsobivosti [6]. Je tedy možno udělat na rozdíl od dopravníků šnekových a harpunových lomený tvar. Můžeme tedy hovořit o rozdělení na přímé, lomené a dvakrát lomené.



Obr. 1 Zleva přímý, lomený a dvakrát lomený dopravník třísek [7].

1.4.1 Článkový dopravník

Články pásu jsou ve většině případů tvořeny nosným plechem a tažnou částí převážně válečkovým řetězem. Nosný plech může být děrovaný z důvodu menších ztrát řezné kapaliny a lepšího vysoušení třísek. Často je ale nosný plech s vroubkou zvaný pimplovaný, a na trhu se vyskytují taktéž kombinace obou předchozích variant. Třísky jsou odváženy na horním pásu konkrétně nosném plechu stejně, jako tomu je v případě magnetického dopravníku. Článkový dopravník je vhodný pro většinu druhů třísek [5].



Obr. 2 Článekový dopravník firmy Broxtec [20].

1.4.2 Hrablový dopravník

1.4.2

Hrablový dopravník je velice blízký článkovému dopravníku co se konstrukce týče. Hlavní rozdíl je ve vynášení třísky. Článekový nese na sobě váhu třísek, hrablovým dopravníkem třísky propadnou na dno, po kterém jsou hrablovým pásem unášeny. Je tu tudíž požadavek na vysokou otěruvzdornost dna rámu dopravníku. Hrablové dopravníky jsou doporučovány na drobné lámavé třísky, příklad litina, hliník a další [6].



Obr. 3 Hrablový dopravník firmy Astos [22].

1.4.3 Magnetický dopravník

1.4.3

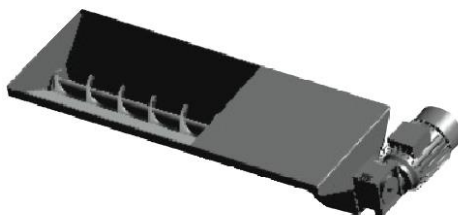
Využívá princip magnetické síly, která působí na třísky. Ty padají na nehybný nemagnetický plech, po kterém jsou magnetickou silou smýkány. Magnetické dopravníky jsou používány převážně v aplikacích, kde se hrablové a článkové dopravníky kvůli velmi malé velikosti třísek nedají použít [7].



Obr. 4 Magnetický dopravník [20].

1.4.4 Šnekový dopravník

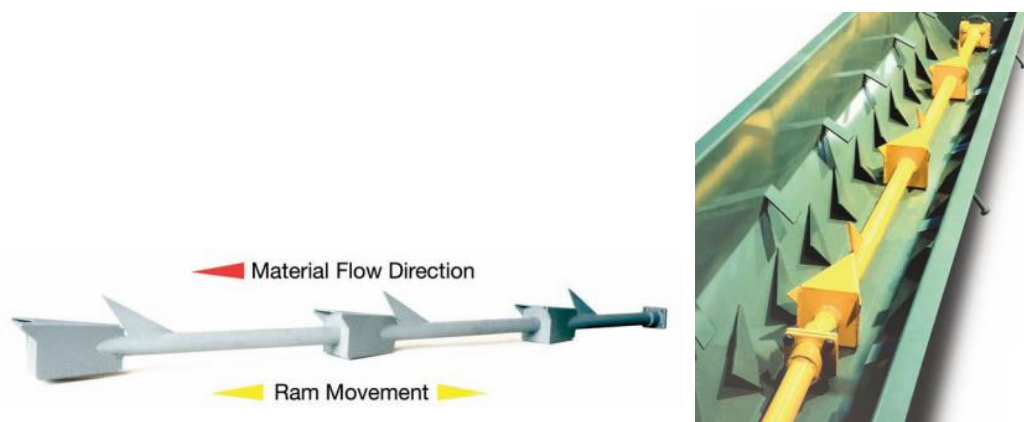
Je konstrukčně lehký, levný a málo prostorově náročný. Bohužel může dopravovat třísky pouze vodorovně nebo šikmo. Je spíše vhodný na drobné a menší vinuté třísky. Využívá princip rotace šnekové šrouby, převedení rotačního pohybu na translační [5].



Obr. 5 Šnekový dopravník firmy Astos [22].

1.4.5 Harpunový dopravník

Princip harpunového dopravníku je vratný pohyb, který koná tyč opatřený trny. Trny na tyči a na korytě zajišťují dopředný pohyb třísek.



Obr. 6 Funkce harpunového dopravníku firmy Prab [18].

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2

Prvním bodem této kapitoly je manipulovatelnost třísek a faktory, které ji ovlivňují. Taktéž možnosti vyřazení z provozu v důsledku vzniku menších „tepelně upravených“ třísek. Návrh dopravníku vychází primárně z rozměrů rámu, poté z hlediska kinematiky a volby pohonu dopravníku. Analýza mezních stavů, které mohou vyřadit dopravník z provozu. Budeme se bavit o funkčních součástech a způsobu jejich namáhání. Výpočtové obsáhnutí těchto mezních stavů, určení funkčních rozměrů při zahrnutí bezpečnosti vzhledem k daným mezním stavům. Zajištění ochrany proti přetížení, složené z mechanické a elektrické části.

2.1 Třísky a problémy spojené s třískami

2.1

Třísky jsou neodmyslitelnou součástí soustružení, způsobují však velkou škálu problémů s jejich odstraňováním [7]. Jemné třísky kupříkladu mohou ulpívat na kontaktních plochách funkčních součástí dopravníku a způsobovat abrazivní poškození těchto funkčních ploch. S touto skutečností nemůžeme udělat nic kromě volby nejvhodnějšího materiálu. Dále je potřeba myslet na použití filtru před komorou čerpadla v rámu dopravníku. V řezné kapalině, která zde bude přítomná mezi horní hladinou a dolní přípustnou hladinou, kontrolována snímači, mohou zůstat částičky třísek nebo malé třísky. Pokud by se dostaly do čerpadla, může dojít k jeho poškození.

2.1.1 Manipulovatelnost třísek

2.1.1

Třísky mají určité vlastnosti z hlediska rozměrů a tvaru. Charakterizované objemovým součinitelem W , hodnota objemového součinitele třísky charakterizuje zejména manipulovatelnost při odstraňování z prostoru obráběcího stroje.

Objemový součinitel třísek W - udává, kolikrát více objemu zaujímají volně ložené třísky vzhledem k objemu výchozího materiálu, který tvoří třísky [5].

TVAR TŘÍSEK		W	TVAR TŘÍSEK		W
	STUŽKOVÉ DLOUHÉ	400 a více		SPIRÁLOVÉ PLOCHÉ	10 až 20
	STUŽKOVÉ SMOTANÉ	300 až 400		OBLOUKOVITÉ SPOJENÉ	8 až 10
	VINUTÉ DLOUHÉ	80 až 150		ELEMENTÁRNÍ	4 až 6
	VINUTÉ KRÁTKÉ	40 až 60			

Obr. 7 Obrázek součinitele třísek W [5].

$$W = \frac{V_t}{V_m} [-]$$

V_t [dm³] - objem volně ložených třísek

V_m [dm³] - objem odebraného materiálu korespondující s V_t

2.1.2 Ovlivňující faktory

Tvar třísky lze ovlivnit použitím vhodné geometrie a tvaru bříty, zejména u houževnatých materiálů lze použít vhodně navržené lamače a utvařeče třísky [7]. Dalším faktorem ovlivňujícím tvar třísek jsou řezné podmínky při soustružení, zejména šířka záběru řezná a posuvová rychlost [6]. Neméně významným faktorem je opracováváný materiál, ale většinou se nemění materiál pro utváření vhodného tvaru třísek, neboť jsou na výrobek kladeny požadavky únosnosti a životnosti. Je to taktéž jedna z možností, která stejně jako volba vhodných řezných podmínek není častým řešením v praxi.

2.2 Funkce dopravníku třísek, rozklad na uzly k řešení

Dopravník pro snadnější práci budu řešit v jednotlivých uzlech, které zde první rozeberu. Primárním vstupním členem dopravníku je pohon. Potřebujeme zajistit transport třísek, pro tento transport je používán válečkový dopravní řetěz [21]. Zároveň musíme zabránit zapadání třísek do prostoru řetězu. Řetěz je napnut mezi řetězovými koly a poháněn jedním z nich [12]. Vzhledem ke konfiguraci jsou tu dva řetězy, každý na jedné boční straně rámu. Na spodním konci dopravníku budou pouze napínací kola, která se budou na kluzných ložiscích otáčet na ose. Mazání kluzného ložiska zajistí řezná kapalina, která bude v rámu dopravníku zachytávána. Na horním konci dopravníku budou tato řetězová kola nasazena na hnací hřídeli, která bude přes převodový člen poháněna elektromotorem. Zvykem je opatřit pohon mechanickou ochranou proti přetížení, i přesto že elektromotor má i elektrické jištění.

2.2.1 Mezní stavy ohrožující funkci dopravníku

Mezi nejdůležitější a na první pohled patrné mezní stavy patří jistě životnost ložisek na hnací hřídeli, která bude pohánět celý dopravník. Únavové poškození hnací hřídele se zahrnutím vrubů od drážek na pera. Kontrola pera od spojení s převodovkou i pera spojovacího řetězové kola k hnací hřídeli na otláčení. Výpočet únosnosti řetězu v tahovém cyklu, zohlednění vrubu pro čep článku dopravníku. Otláčení čepu v místě kontaktu s bočními plechy tažného řetězu.

2.2.2 Ochrana proti přetížení

S ohledem na charakter funkce, při níž může v důsledku nepříznivého tvaru třísek docházet k zaseknutí dopravníku. Tudiž k zvýšení namáhání a při nedostatečně rychlé ochraně i k devastaci částí pohonu dopravníku.

3 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

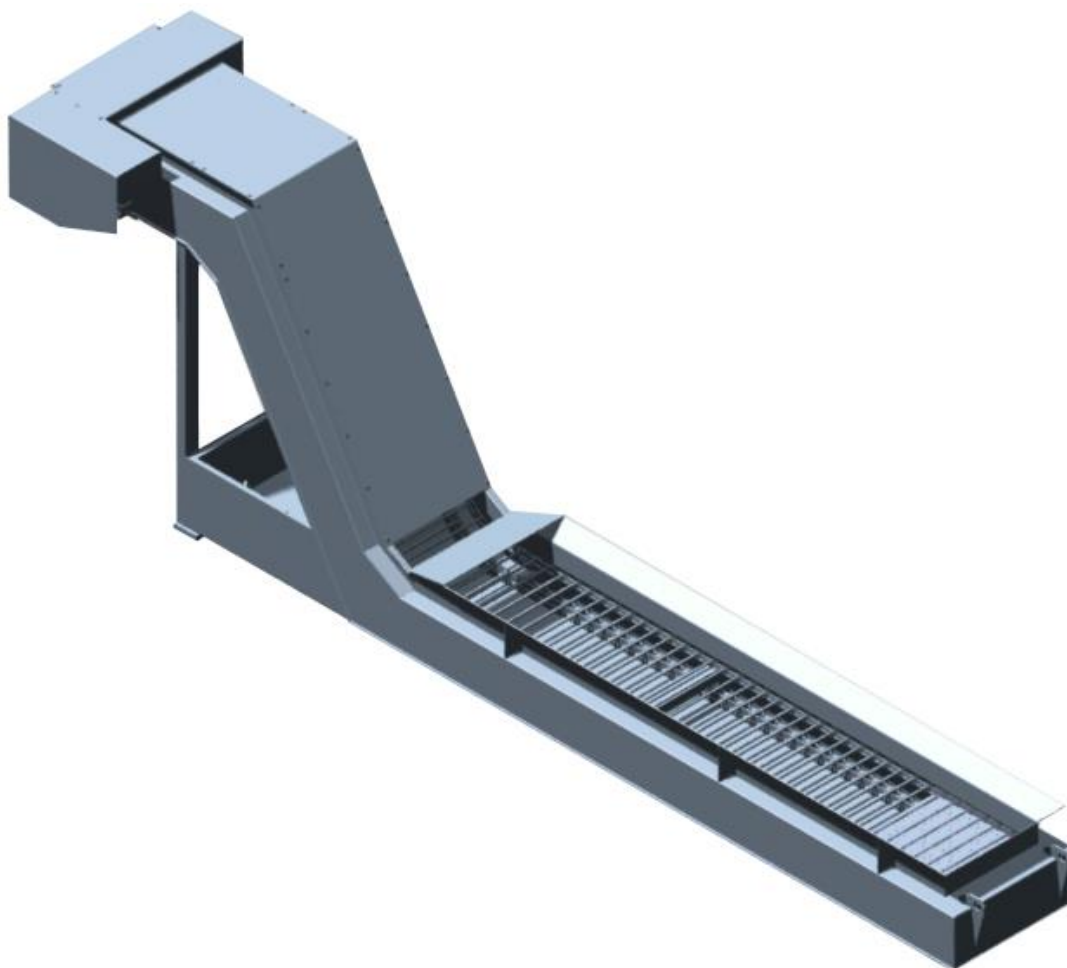
3

Každá součást může být zkonstruována více způsoby, na začátku každé konstrukční úlohy je třeba ujasnit si možná řešení, porovnat jejich výhody a nevýhody. Následně realizaci výroby součásti a z nich vybrat z daných podkladů nejlepší možné řešení, část výběru konstrukčních řešení je v další kapitole.

3.1 Druh dopravníku třísek

3.1

Vycházím z rámu dopravníku, který byl typem článkového dopravníku. Jsou tudíž možné pouze dva druhy dopravníku. Hrablový dopravník má vysoké požadavky na otěruvzdornost dna rámu dopravníku. Nemusím dlouze zjišťovat, o jaký materiál se jedná, protože konstrukci jako hrablový dopravník vylučuje druhá z podmínek hrablových dopravníků. Dno dopravníku v místě zalomení části dopravníku je ostře lomené, ze zadání plyne, že rám dopravníku má být upravován minimálně. Proto se jako jediné přijatelné řešení nabízí článkový dopravník. Další faktor je samozřejmě kromě zadání i drahá úprava rámu na rám pro hrablový dopravník. Jediným možným konstrukčním řešením je tedy dopravník článkový.



Obr. 8 Finální podoba dopravníku třísek.

3.2 Návrh pohonu dopravníku

Článekové dopravníky se pohání převážně vždy elektromotorem. Určení konkrétního elektromotoru je součástí následující kapitoly, máme samozřejmě na výběr mezi mnoha provedeními elektromotorů. Hlavní odlišnost mezi běžně prodávanými dopravníky je v realizaci převodu na sílu a snížení otáček. Máme na výběr mezi řemenovým převodem, šnekovou nebo jinou převodovkou. Pro vybrání typu elektromotoru a převodového členu musí být oba navrhovány společně. Na tuto dokola opakující činnost jsem použil algoritmus v programu MathCAD, kde pouze budu měnit vstupní veličiny a sledovat jaká bude nejvýhodnější kombinace obou členů.

3.2.1 Elektromotor

Výhody a nevýhody jednotlivých strojů, jsem si ověřil ve zdroji [17].

3.2.1.1 Třífázový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko

Je nejpoužívanější motor pohánějící dopravníky třísk, je nenáročný po elektrotechnické stránce a vhodnější než synchronní elektromotor. Není zde proudový ráz při zapnutí, zároveň nejnižší cena.

3.2.1.2 Třífázový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko a měničem frekvence
Tato varianta je velice náročná finančně a neodpovídá aplikaci. Požívá se v případě vyšších požadavků na automatizaci dopravníku - regulaci otáček.

3.2.1.3 Synchronní elektromotor

Otáčky nezávislé na zátěži, nesmí však přesáhnout zatížení, které určuje startovní výkon. Proudový ráz, dá se mu předejít zapojením při startu jako asynchronní motor, znamená zvýšené náklady. Na konst. otáčkách nám v případě dopravníku až tak nezáleží.

3.2.1.4 Synchronní elektromotor s měničem frekvence

Tato varianta je taktéž velice finančně náročná a neodpovídá aplikaci. Ale je to taktéž jedna z variant, které se mohou vyskytovat u dopravníků s vyšším stupněm automatizace v náročných výrobních aplikacích.

3.2.2 Převodový člen

Možností na převodový člen je velká řada. Pro náš případ přichází do úvahy pouze několik málo z nich. Řemenový převod, převod převodovkou s ozubenými koly kuželovými, šnekovými i čelními s příčnými a šikmými zuby [12].

3.2.2.1 Převod řemenem

Výhody: Převod řemenem má kromě funkce redukce rychlosti a zvýšení síly také funkci ochrany proti přetížení, kdy při zaseknutí dopravníku začne prokluzovat.

Výhoda flexibilního převodového čísla - pro naši aplikaci budeme potřebovat vysoké převodové číslo. Hnací hřídel zatížena pouze silou radiální pod kolem řemenice.

Nevýhody: Dochází k výraznému opotřebení řemenu a v průběhu provozu bude třeba několikrát měnit řemen, také výrazná zástavba a potřeba rovnoběžnosti osy hřídele motoru a hnací hřídele dopravníku.

3.2.2.2 Převod ozubenými koly s přímými zuby

Výhody: Funkce redukce rychlosti a zvýšení síly.

Nevýhody: Vibrace a hluk. Elektromotor bude muset mít osu hřídele rovnoběžně s osou hnací hřídele dopravníku, bude tedy zabírat více místa v prostoru. Špatná realizace mechanické ochrany proti přetížení. Velká zástavba s vyššími převodovými čísly. Hnací hřídel zatížena radiální a tečnou silou od ozubeného kola.

3.2.2.3 Převod ozubenými koly s šikmými zuby

Výhody: Funkce redukce rychlosti a zvýšení síly.

Nevýhody: Elektromotor bude muset mít osu hřídele rovnoběžně s osou hnací hřídele dopravníku, bude tedy zabírat více místa v prostoru. Špatná realizace mechanické ochrany proti přetížení. Pro vyšší převodová čísla se zvětšuje zástavba. Hnací hřídel zatížena axiální, radiální a tečnou silou od ozubeného kola.

3.2.2.4 Převod kuželovými ozubenými koly

Výhody: Funkce redukce rychlosti a zvýšení síly. Možnost libovolného úhlu výstupní a výstupní hřídele. Elektromotor může mít osu hřídele kolmou na osu hnací hřídele dopravníku, tudíž šetříme prostor kolem dopravníku.

Nevýhody: Nízké převodové číslo, pro naši aplikaci potřebujeme vysoké převodové číslo. Hnací hřídel zatížena axiální, radiální a tečnou silou od ozubeného kola.

3.2.2.4 Převod šnekový

Výhody: Funkce redukce rychlosti a zvýšení síly. Elektromotor má osu hřídele kolmou na osu hnací hřídele dopravníku, tudíž šetříme prostor kolem dopravníku. Možnost vysokých převodových čísel při malé zástavbě.

Nevýhody: Hnací hřídel zatížena axiální, radiální a tečnou silou od šnekového kola.

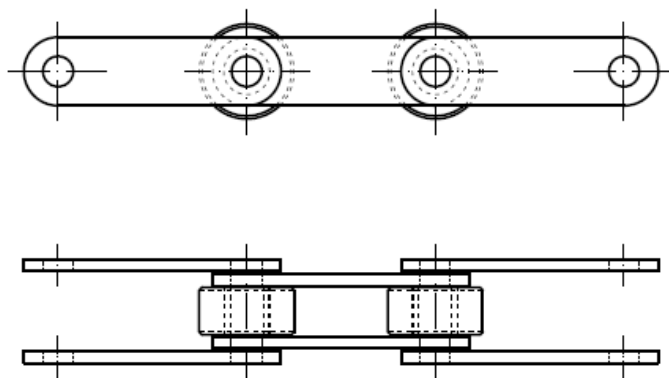
3.3 Návrh řetězu dopravníku

Řetěz nebude kupován jako hotový výrobek, i když pro nesériovou výrobu by zcela jistě bylo třeba zvážit pozitiva a negativa. Požadavkem firmy je vypracovat vlastní řetěz, který by mohl následně vstoupit do výroby dopravníků třísek v dceřině společnosti TOS Čelákovice Slovácké strojírný a.s. jako doplněk výrobní nabídky

k firmou vyráběným obráběcím strojům. Pro takto velkou firmu není problém na strojích, které vlastní, zvládnout naprostou většinu všech technologických úkonů. Pro dopravníky se používají dopravní válečkové řetězy s kladkami, které snižují odpor soustavy. Víme, že valivý odpor je mnohem menší než smykový odpor. Další hledisko je také opotřebení kontaktních ploch. Důsledkem smykového tření může docházet k abrazivnímu opotřebení kontaktních ploch. K jejich postupné degradaci až ztrátě funkčnosti. V tomto směru není možné hledat alternativní konstrukční řešení. Je to praxí a léty ověřený způsob, který funguje po celém světě bez problémů. Ale toto konstrukční řešení má více variant provedení bočních, tedy nosných plechů.

3.3.1 Varianta rovných bočních plechů

Tato varianta je v minulosti velice často používaná u řetězů všech aplikací. Často se vyskytuje v modifikaci, kdy je v čelním pohledu na obrázku v místě mezi průchozími dírami pro čep zúžen plech řetězu, neboť je v tomto místě předimenzován.



Obr. 9 Obrázek rovných bočních plechů válečkového řetězu.

3.3.1.1 Výhody

V plechu vzniká pouze tahové napětí s výjimkou realizace díry pro čep, kde vzniká kontaktní tlak. Správnou konstrukcí, rozumíme blízkosti průměrů styčných ploch, se dá zvýšit kontaktní plocha a tudíž snížit maximální hodnotu napětí.

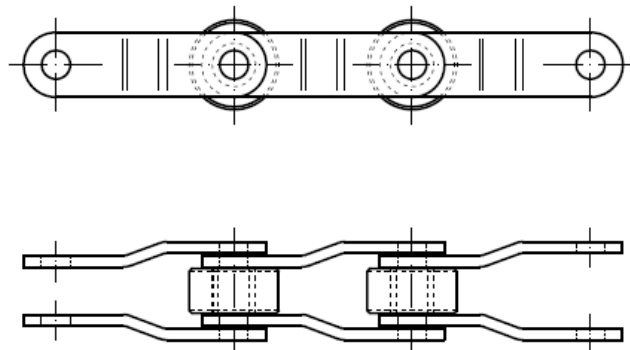
3.3.1.1 Nevýhody

Vyšší požadavky na přesnost rozteče mezi otvory než u ohýbaných.

3.3.2 Varianta ohýbaných bočních plechů

Tato varianta je progresivní metodou konstrukce dopravních pásů, která začíná vytlačovat řetězy s rovnými bočními plechy. Existují varianty kdy pro aplikaci dopravníku třísek, je vnitřní bočnice masivnější a má funkci zadržování třísek v prostoru určeném pro jejich dopravu. Tato varianta mi ale nepřijde jako šťastná, důvodem je prakticky nulová vzdálenost třísek od dopravního řetězu, kde může lehce

dojít k zapadnutí třísek a následnému zanesení do kontaktu řetězu s vedením nebo řetězovým kolem.



Obr. 10 Obrázek ohýbaných bočních plechů válečkového řetězu.

3.3.2.1 Výhody

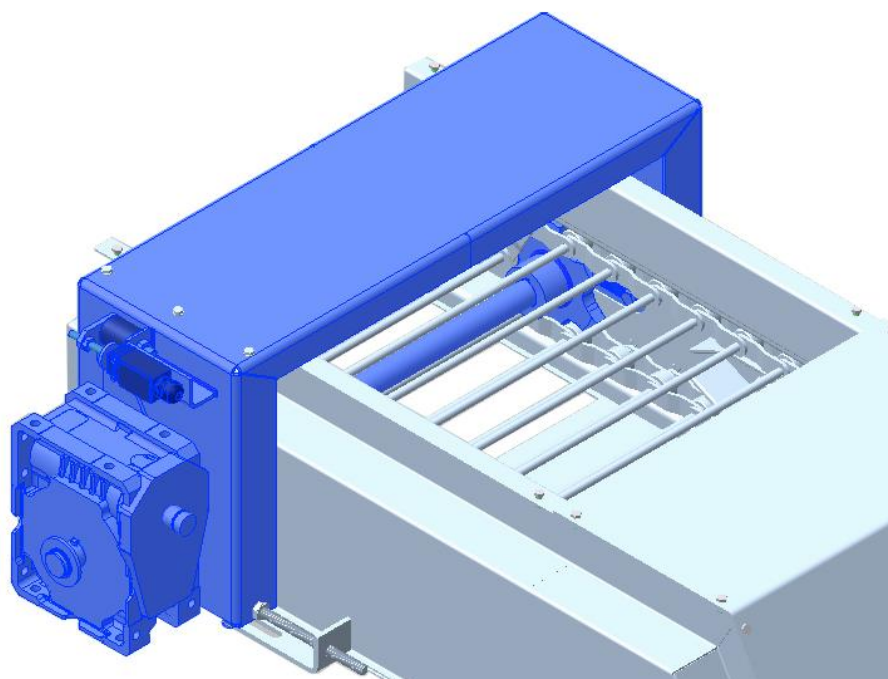
V plechu vzniká tah v kombinaci s ohybem, ohyb způsobí vyšší deformaci, která vyrovná výrobní nepřesnosti a zlepší tahové vlastnosti a distribuci zatížení. Síla potřebná na předepnutí řetězu je nižší než u předchozí varianty. Jako u předchozí varianty zde vzniká kontaktní tlak v místě určeném pro čep. Taktéž platí část o možnosti minimalizovat napětí v důsledku blízkého průměru.

3.3.2.2 Nevýhody

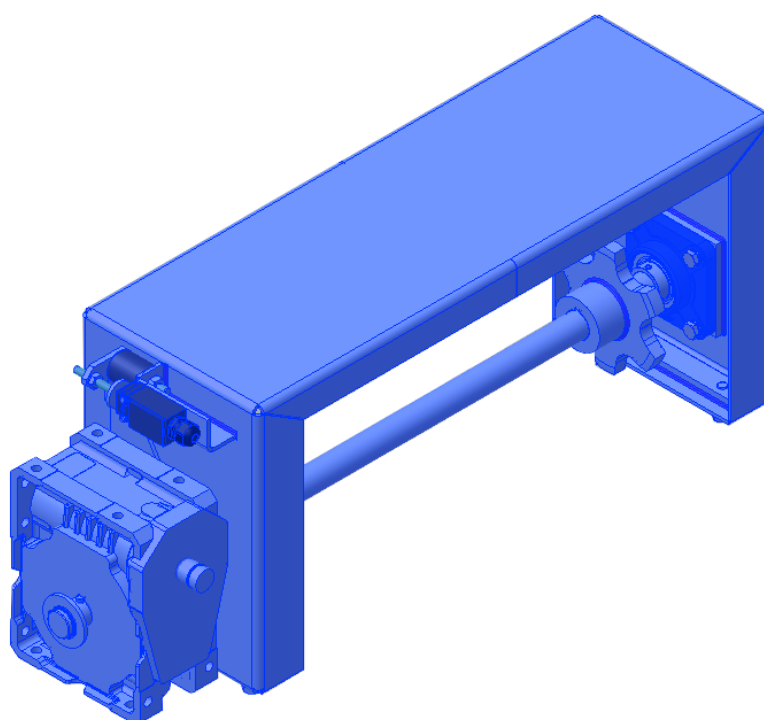
Technologicky náročnější výroba, ale s menšími požadavky na přesnost.

3.4 Ochrana proti přetížení

V minulosti se pro zamezení přetížení dopravníků používaly třecí spojky a řemenové převodovky, které se používají dodnes. Dochází však k jejich vysokému opotřebení [11]. Tudíž je potřeba poohlédnout se po nové progresivní metodě. V dnešní době se používá ochrana elektrickým jištěním v kombinaci s mechanickou ochranou proti přetížení. Další možností mechanické ochrany je využití relativního pohybu hnací hřídele pohonu [13]. Při zaseknutí řetězu dopravníku, vlivem setrvačnosti v tomto relativním pohybu, bude působit moment na převodovou skříň s elektromotorem proti směru otáčení hřídele. Zde může být převodová skříň připevněna k rámu dopravníku pružně. Tlačnou válcovou pružinou, která zajistí malou pohyblivost při přetížení, měla by být ale dostatečně tuhá, aby při normálním provozu nedocházelo k vypnutí. Stavěcím šroubem, který bude potřeba seřadit po montáži a bude jím v případě přetížení sepnut koncový spínač, který dá signál do řídicího systému pro vypnutí pohonu dopravníku. Jedna z dalších možností je taktéž použít hlídač zařízení. Sleduje elektrické veličiny motoru a umožňuje určení blízkého přetížení, případně i chodu naprázdno [23]. Pro aplikaci dopravníku třísek toto není žádoucí v závislosti na náročnosti zapojení a ceně.



Obr. 11 Detail modelu dopravníku se zprůhledněným pásem a krytem.



Obr. 12 Model pohonu dopravníku.

4 VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

4

Po rozboru výhod a nevýhod jednotlivých konstrukčních řešení z předešlé kapitoly jsem vybral nejvhodnější spojení v návaznosti na všeobecné požadavky, které jsou na dopravníky kladeny. Rychlost pásu v , standardního dopravníku pro obráběcí stroj je mezi 2,5m/min až 3,5m/min [10]. Pro naši aplikaci, pro kterou jsme určovali potřebu odvádět objemové množství třísek za jednotku času po započítání bezpečnosti, z důvodu nejistoty jestli existují náročnější operace než námi vybraná, vyšla minimální rychlost pásu dopravníku 2,3m/min. Budeme tedy respektovat tento požadavek při návrhu pohonu z kinematického hlediska.

4.1 Konstrukční řešení pohonu dopravníku

4.1

Vybírám soustavu třífázového asynchronního elektromotoru s kotvou na krátko a šnekovou převodovkou. Hlavní faktor, kterého je třeba dosáhnout je vysoký převodový poměr, který většina převodových členů nesplnila. Taktéž prostorová náročnost některých převodů, byla faktorem vedoucím k jejich vyřazení. Pro náš případ je vhodné vybrat elektromotor přírubový, který bude namontován přímo na šnekovou převodovku. Zároveň nám tato konfigurace umožňuje použít mechanickou ochranu proti přetížení na bázi relativního pohybu převodovky a hřídele. Princip spočívá v pružném uložení převodovky pevně spojené s elektromotorem. Převodová skříň je nasazena na hřídel a přidržována pomocí páky dorazu tlačnou pružinou od dorazu na rámu pohonu. Při zaseknutí vlivem setrvačných sil dojde k relativnímu otáčivému pohybu převodové skříně vůči hřídeli. Pružné uložení dovolí do jisté míry toto natočení. Na páce připojené k převodovce bude zároveň stavěcí šroub, který bude při přetížení najíždět na koncový spínač, jenž vypne pohon dopravníku. Ideální poloha koncového spínače se bude určovat až po montáži cíleným zaseknutím dopravníku, aby nedocházelo k vypínání pohonu zbytečně často, ale zároveň plnil svou funkci v případě přetížení [13].

4.1.1 Výběr elektromotoru

4.1.1

Elektromotory jsem vybíral z katalogu firmy Siemens, která je jednou z největších firem v tomto oboru a nabízí mnoho variant. Je možné si vybrat elektromotor přímo na míru pro naše konkrétní požadavky. Nabízí taktéž přímo elektrickou ochranu proti přetížení elektromotoru, což není standardem u všech výrobců.

Vybraný elektromotor 1LA7090-8AB12, vysvětlení značky elektromotoru. 1LA7 – třífázový elektromotor s kotvou na krátko. 09 – osová výška 90mm, 0 – velikost kostry (svazku) krátká. 8 – počet pólů osmipólový. A – základní provedení motor s hliníkovou kotrrou, B – třída rotoru 13. Zapojení trojúhelník/hvězda 230/400V 50Hz. 12 – IM B14 s malou přírubou. Vysvětlivky byly převzaty z katalogu firmy siemens. Výkon elektromotoru je $P=0,37\text{kW}$ a jmenovité otáčky $n=675\text{ ot/min}$. [25].

4.1.2 Výběr převodovky

4.1.2

Vybral jsem z výše zmíněných důvodů šnekovou převodovku. Nyní je ještě potřeba vybrat právě převodovku, která dosáhne našich požadavků. Pro tuto volbu bude potřeba znát roztečnou kružnici řetězového kola, samozřejmě je určena před výběrem

motoru. V tomto dokumentu, abych následoval strukturu, je uvedena následně. Převodový poměr značka i byla hledaná veličina, iterativně získána.

Vstupní rychlost převodovky:

$$\omega_1 = 2 * \pi * \frac{n_1}{60} = 2 * \pi * \frac{675}{60} = 70,626 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Výstupní rychlost z převodovky:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{70,626}{80} = 0,884 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Rychlost přepočítaná na roztečnou kružnici totožná s rychlostí pásu dopravníku:

$$v_2 = \omega_2 * \frac{d}{2} * 60 = 0,884 * \frac{0,127}{2} * 60 = 3,36 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Moment na výstupní hřídeli (ideální):

$$M_{K2} = \frac{P}{\omega_2} = \frac{370}{0,884} = 418,754 \text{Nm}$$

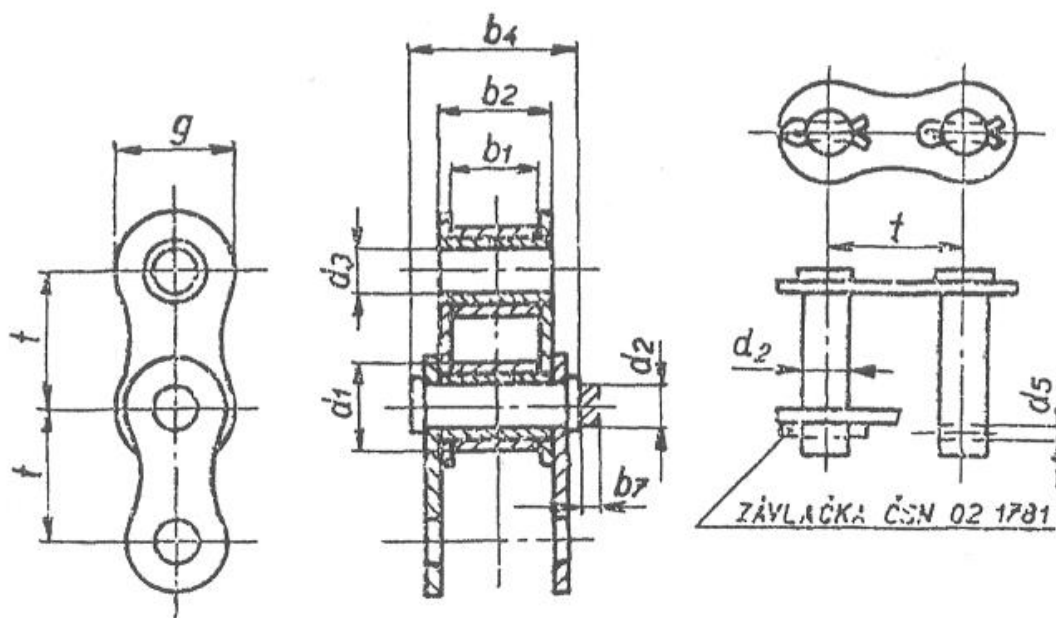
S ohledem na variaci výpočtu v programu MathCAD jsem určil převodový poměr, který dosáhne příznivé rychlosti pásu na $i=80$. Pro tento poměr a známou přírubu elektromotoru jsem na internetu nenalezl vhodnou šnekovou převodovku. Prodejce firmy OPIS engineering, mi pomohl určit převodovku na míru příruby elektromotoru v konfiguraci, kterou žádáme s převodovým číslem $i=80$, jako Bonfiglioli typ W 75 U D30 80 P90 B14 B3.

4.2 Konstrukční řešení řetězu a řetězového kola dopravníku

S ohledem na vysokou přesnost výroby rovných plechů bočnic, důsledkem že síla předepnutí této varianty bude větší, tudíž budou větší namáhání při stejných rozměrech, je zvolena varianta ohýbaných pechů bočnic řetězu. Výpočet na provedení je realizován ze společností zakoupené normy pro určení rozměrů hnacích válečkových řetězů ČSN 02 3311. Tato norma je úzce svázána s normou ČSN 01 4811 pro řetězová kola pro hnací válečkové a pouzdrové řetězy. Postup práce je určení z rozměru stávajícího rámu dopravníku odhad na roztečnou kružnici tohoto řetězového kola a určení počtu zubů. Následně se postupuje skrze celý normalizovaný výpočet, z něhož dostaneme veškeré rozměry pro řetězové kolo.

4.2.1 Normalizované rozměry řetězu dle ČSN 01 3311

Podle rozteče kontaktních ploch dopravníku vychází patní kružnice ozubeného kola na 90-100mm. Když přepočítáme podle normy pro řetězová kola na počet zubů $z = 6$, jako nejpravděpodobnější rozteč nám vyjde rozteč, která přesně neodpovídá ale je nejbližší rozteči $t = 63,5\text{mm}$.

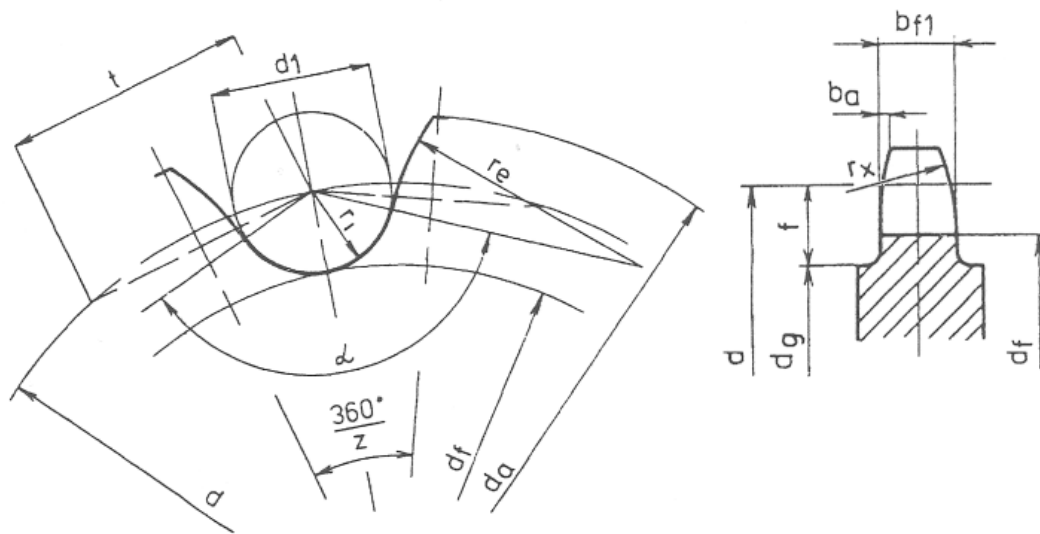


Obr. 13 Obrázek rozměrů řetězu podle normy [8].

Z tabulky normy odečítáme rozměry $b_1=17\text{mm}$, $b_2=25\text{mm}$, $d_1=32\text{mm}$ v toleranci h10 a $d_2=10\text{mm}$ v toleranci h9. Také se dozvíme pro tyto rozměry statickou sílu potřebnou k přetržení řetězu 35 400-38 000 kp přibližně 347-372 kN [8]. Pevnostní výpočet řetězu uvedu v kapitole 4.2.4.

4.2.2 Normalizovaný výpočet řetězového kola dle ČSN 01 4811

Skutečný profil zubu může mít libovolný tvar a musí ležet mezi vypočtenými tvary mezer s nejmenší a největší výškou. Výpočet je prováděn podle obrázku 14 na další straně a značek z něj vyplývajících [9].



Obr. 14 Obrázek řetězového kola podle normy [9].

Průměr roztečné kružnice:

$$d = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{63,5}{\sin \frac{180}{6}} = 127 \text{ mm}$$

Minimální a maximální rádius dna zubní mezery:

$$r_{i_min} = 0,505 * d_1 = 0,505 * 32 = 16,16 \text{ mm}$$

$$r_{i_max} = 0,505 * d_1 + 0,069 * \sqrt[3]{d_1} = 0,505 * 32 + 0,069 * \sqrt[3]{32} = 16,379 \text{ mm}$$

Volím rádius dna zubní mezery:

$$r_i = 16,2 \text{ mm}$$

Minimální a maximální rádius boku zubu:

$$r_{e_min} = 0,12 * d_1 * (z + 2) = 0,12 * 32 * (6 + 2) = 30,72 \text{ mm}$$

$$r_{e_max} = 0,008 * d_1 * (z^2 + 2) = 0,008 * 32 * (6^2 + 180) = 55,296 \text{ mm}$$

Volíme rádius boku zubu:

$$r_e = 55 \text{ mm}$$

Minimální a maximální úhel otevření:

$$\alpha_{\max} = 140 - \frac{90}{z} = 140 - \frac{90}{6} = 125^\circ$$

$$\alpha_{\max} = 120 - \frac{90}{z} = 120 - \frac{90}{6} = 105^\circ$$

Průměr patní kružnice:

$$d_f = d - 2 * r_i = 127 - 2 * 16,2 = 94,6\text{mm}$$

Minimální a maximální průměr hlavové kružnice:

$$d_{a_{\min}} = d + 0,5 * d_1 = 127 + 0,5 * 32 = 143\text{mm}$$

$$d_{a_{\max}} = d + 1,25 * t - d_1 = 127 + 1,25 * 63,5 - 32 = 174\text{mm}$$

Vybraný průměr hlavové kružnice:

$$d_a = 143\text{mm}$$

Poloměr zaoblení zubu:

$$r_x = 1,5 * d_1 = 1,5 * 32 = 48\text{mm}$$

Hodnota zaoblení zubů:

$$b_a = 0,7\text{mm}$$

Nyní máme kompletní rozměry řetězového kola podle ČSN normy. Dále musíme zvážit délku náboje řetězového kola, pro přenos krouticího momentu použijeme pero délky 50mm, volím tedy délku náboje 55mm. Délka vypočtena v kapitole 4.2.3.3.

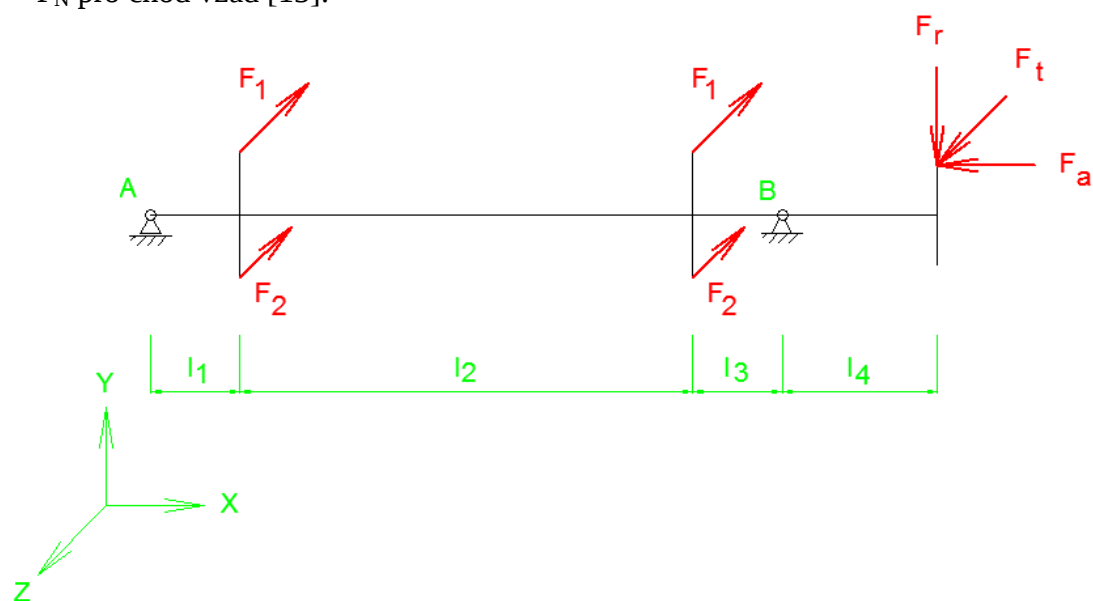
4.2.3 Určení hřídele

Nyní již známe zatížení od převodovky. Pomocí statické rovnováhy určíme z krouticího momentu zatížení řetězových kol, které bude aplikováno do výpočtu hřídele. Určíme nebezpečná místa a určíme minimální průměr hřídele pro námi zvolenou bezpečnost. Musíme brát ohled na koncentrátory napětí jako je například drážka pro pero. V tomto místě může i pokud není nejnebezpečnější díky koncentraci napětí, dojít k většímu namáhání než v nejnebezpečnějším místě. Průměr hřídele tedy bude větší než tento průměr vypočítaný. Určující faktory jsou mezní stav pružnosti a mezní stav únavového poškození. Pro určení je pravidlem používat minimálně dvě únavová kritéria. Vybraná kritéria pro určení minimálního průměru hřídele jsou ASME kritérium spojené s redukováným napětím podle HMH (Měrná energie napjatosti změny tvaru). Dále použijeme kritérium Gerberovo kritérium spojené s redukováným napětím HMH.

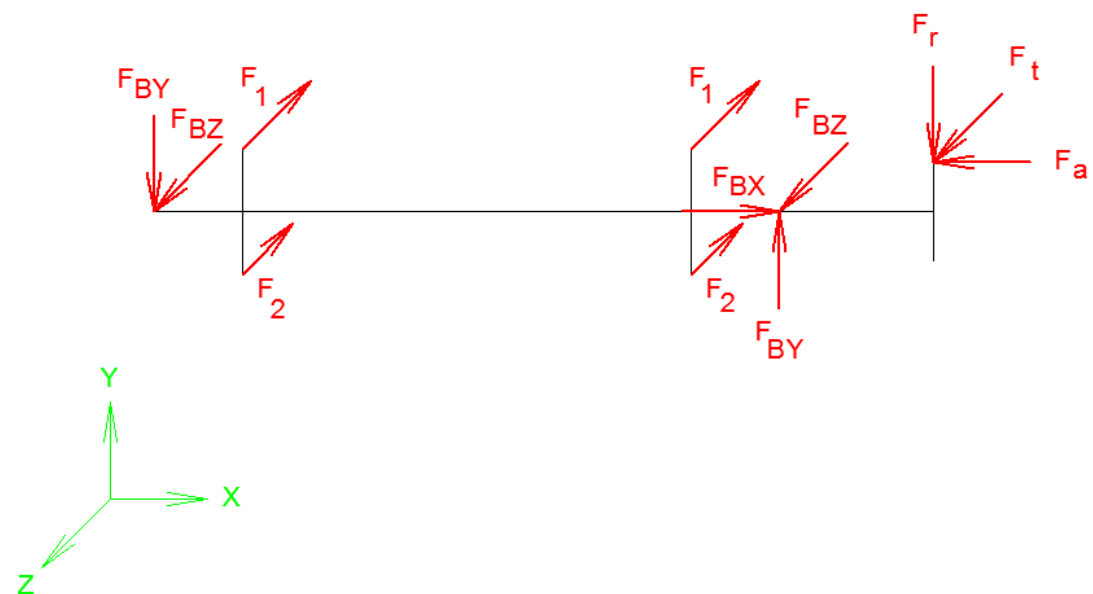
4.2.3

4.2.3.1 Určení reakčních sil v ložiskách

Pro určení reakčních sil jsem si vytvořil výpočtový model hřídele. Délky jednotlivých částí jsem určil z rozměrů rámu dopravníku. Zvažuji taktéž možnost reverzace dopravníku. Délky $l_1 = 90 \text{ mm}$, $l_2 = 456 \text{ mm}$, $l_3 = 90 \text{ mm}$, $l_4 = 156 \text{ mm}$. Pomocí tohoto znázornění jsem vytvořil z podmínek statické rovnováhy reakce ve vazbách tedy ložiscích. Tyto hodnoty poté vstupují do určení výsledných vnitřních účinků, ze kterých pro námi zvolenou bezpečnost použitím vhodného únavového kritéria, vyjde minimální průměr hřídele. Na hřídel také působí řetěz napínací silou, která je $F_N = 500 \text{ N}$. Tato síla je za klidu dopravníku na obou stranách stejně velká, po rozběhu dopravníku je v tažné části řetězu zvýšena o tečnou sílu vypočítanou z momentu. Pro chod dopravníku vpřed $F_1 = F_N + F_T$ a $F_2 = F_N$ nebo $F_2 = F_N + F_T$ $F_1 = F_N$ pro chod vzad [13].



Obr. 15 Obrázek silového působení na hřídel, směr dopravníku vpřed.



Obr. 16 Obrázek uvolněné hřídele a silového působení, směr dopravníku vpřed.

Pro výše uvedený směr otáčení vpřed rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{BX} - F_a = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{AY} + F_{BY} - F_r = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_{AZ} - 2(F_1 + F_2) + F_{BZ} + F_t = 0$$

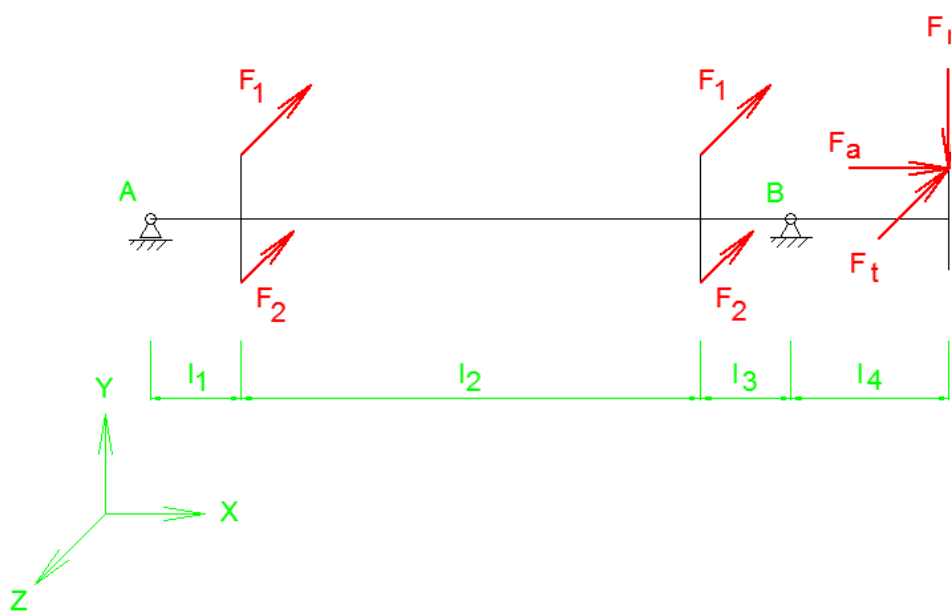
$$\sum M_x^A = 0 \quad F_t \frac{d_s}{2} - 2(F_1 - F_2) \frac{d_f}{2} = 0$$

$$\sum M_y^A = 0$$

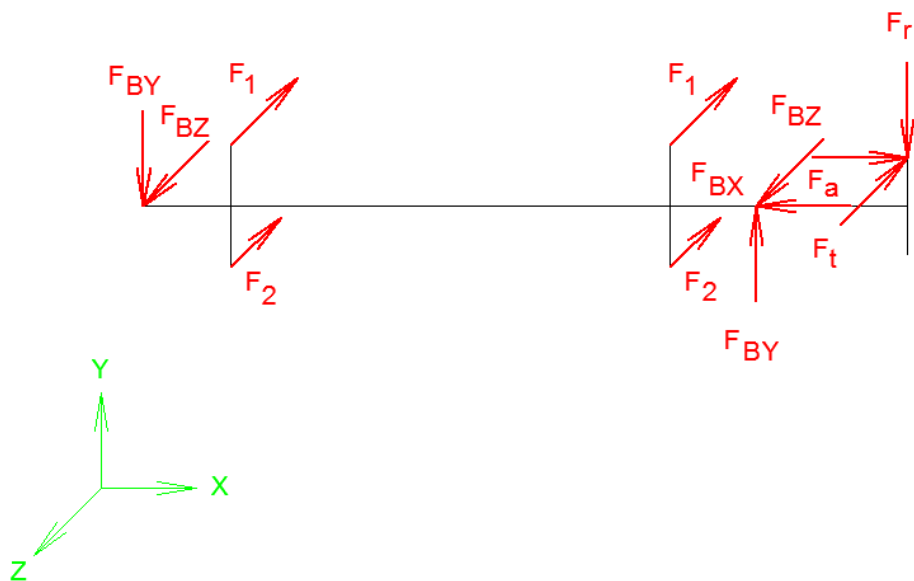
$$l_1(F_1 + F_2) + (l_1 + l_2)(F_1 + F_2) - (l_1 + l_2 + l_3)F_{BZ} - (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)F_t = 0$$

$$\sum M_z^B = 0$$

$$F_a \frac{d_s}{2} - l_4 F_r + (l_1 + l_2 + l_3)F_{AY} = 0$$



Obr. 17 Obrázek silového působení na hřídel, směr dopravníku vzad.



Obr. 18 Obrázek uvolněné hřídele a silového působení, směr dopravníku vzad.

Pro výše uvedené schéma směr otáčení vzad rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{BX} - F_a = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{AY} + F_{BY} - F_r = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_{AZ} - 2(F_1 + F_2) + F_{BZ} - F_t = 0$$

$$\sum M_x^A = 0 \quad -F_t \frac{d_s}{2} - 2(-F_1 + F_2) \frac{d_r}{2} = 0$$

$$\sum M_y^A = 0$$

$$l_1(F_1 + F_2) + (l_1 + l_2)(F_1 + F_2) - (l_1 + l_2 + l_3)F_{BZ} + (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)F_t = 0$$

$$\sum M_z^B = 0$$

$$F_a \frac{d_s}{2} - F_r + (l_1 + l_2 + l_3)F_{AY} = 0$$

Výsledné síly pro obě varianty smyslu otáčení, stačí vyřešit soustavu lineárních rovnic. Díky statické určitosti máme tolik neznámých jako rovnic a dostáváme se k výsledkům pro pohyb:

Vpřed:

Ložisko B:

$$F_{BX} = 716\text{N}$$

$$F_{BY} = 927\text{N}$$

$$F_{BZ} = 341\text{N}$$

Ložisko A:

$$F_{AY} = 228\text{N}$$

$$F_{AZ} = 5079\text{N}$$

Vzad:

Ložisko B:

$$F_{BX} = 716\text{N}$$

$$F_{BY} = 815\text{N}$$

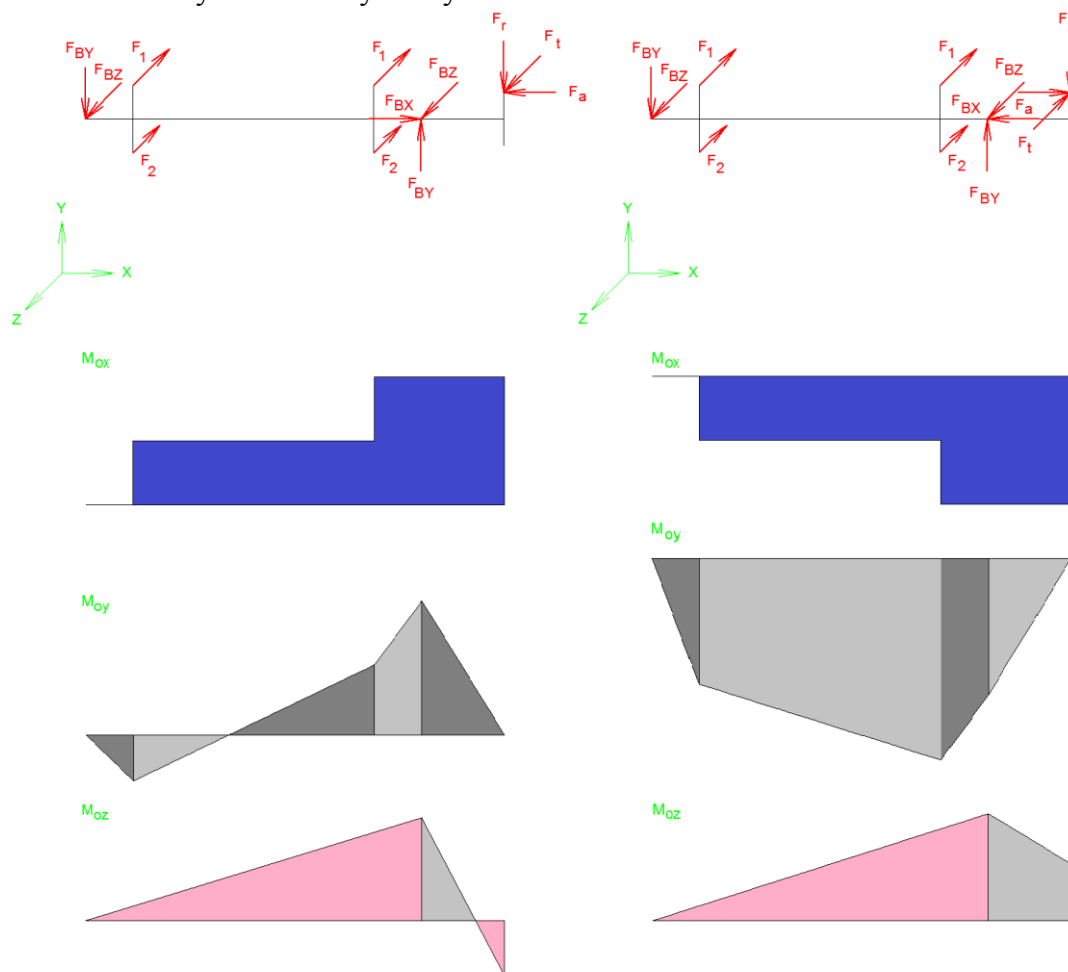
$$F_{BZ} = 8254\text{N}$$

Ložisko A:

$$F_{AY} = 340\text{N}$$

$$F_{AZ} = 3516\text{N}$$

4.2.3.2 Průběhy vnitřních výsledných účinků



Obr. 19 Znáznornění krouticího a ohybových momentů po délce hřídele vlevo chod vpřed, nalevo vzad.

Jednoznačně vidíme, že největší hodnoty ohybových momentů působí na část hřídele kolem vazby (ložiska) B pro pohyb vzad. Musíme si však uvědomit, že hřídel není zcela hladká a má vruby v podobě drážek pro pero v místě řetězových kol. Z hodnot ohybových momentů k osám Y a Z určíme pomocí pythagorovy věty ohybový moment celkový.

$$M_O = \sqrt{M_{OY}^2 + M_{OZ}^2} = \sqrt{406^2 + 64^2} = 411,013 \text{ Nm}$$

4.2.3.2 Použití únavového kritéria pro výpočet kombinovaného namáhání hřídele
Pro hřídel jsem zvolil materiál S355J2C+C s mezí pevnosti $R_m = 630 \text{ MPa}$ jako jeden z mnoha materiálů který se pro hřídele běžně používá a který je zároveň materiálem polotovaru, jenž hodláme pro výrobu této hřídele použít.

Vypočítám mez únavy [11]:

$$\sigma_{co} = 0,504 * R_m = 0,504 * 630 = 317,52 \text{ MPa}$$

Určím koeficienty do Mariniovy rovnice:*Součinitel vlivu jakosti povrchu:*

$$k_a = 57,7 * R_m^{-0,718} = 57,7 * 630^{-0,718} = 0,53$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{10,2}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,969$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžení:

$$k_c = 0,85$$

Součinitel:

$$k_d = 1$$

Součinitel spolehlivosti:

$$k_e = 1$$

Součinitel zahrnující další vlivy:

$$k_f = 1$$

Z Marinovy rovnice pak dostanu **korigovanou mez únavy pro naši součást:**

$$\sigma_{co}' = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * \sigma_{co} = 0,53 * 0,969 * 0,85 * 317,52 = 147\text{MPa}$$

Nyní zvolím bezpečnost k_u , obvykle se u těchto druhů strojů používá spíše nižší bezpečnost. Volím tedy $k_u = 1,4$ a potřebuji taktéž učit β_σ a β_τ . Tyto hodnoty závisí podle nomogramu pouze na pevnosti materiálu [11].

$$\beta_\sigma = 1,51 - 2,55 * 10^{-3} * (10^3 - R_m)^{0,75} = 1,295$$

$$\beta_\tau = 1,90 - 2,09 * 10^{-3} * (10^3 - R_m)^{0,84} = 1,599$$

V nejnebezpečnějším místě po zahrnutí vrubu drážky na pero, vyšlo po dosazení předchozích mezivýsledků $d_{\min}$ pro méně konzervativní únavové kritérium podle ASME [11]:

$$d_{1\min} := \left[\frac{16 \cdot k_u}{\pi} \cdot \left[4 \left[\beta_\sigma \cdot \left(\frac{M_O}{\sigma' C} \right) \right]^2 + 3 \left(\beta_\tau \cdot \frac{M_k}{Re} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 29.661 \cdot \text{mm}$$

Vybraný průměr pro hřídel je 30mm, s tímto průměrem bude hřídel pracovat prakticky nekonečně dlouho, protože přesáhne životnost inženýrského nekonečna.

4.2.3.3 Výpočet otláčení pera

Pero pro vstupní šnekové kolo ze šnekové převodovky.*Síla působící na průměru hřídele:*

$$F_{P1} = \frac{M_k}{\frac{d_h}{2}} = \frac{418,754}{\frac{30}{2}} = 27,917 \text{ kN}$$

Tabulkový tlak ocel na ocel:

$$p_0 = 150 \text{ MPa [16]}$$

Dovolený tlak na pero:

$$p_d = 0,8 * p_0 = 120 \text{ MPa}$$

Minimální délka pera:

$$L_{P1\min} = \frac{F_{P1}}{t_{P1} * p_d} + b_{P1} = \frac{27917}{2,9 * 120} + 8 = 88,221 \text{ mm}$$

Volím tedy z normalizované řady pero ČSN 02 2562 8x7x100

Souhlasí s šířkou šnekového kola převodovky, tudíž není problém pro spojení.

Pero pro obě řetězová kola.*Síla působící na průměru hřídele:*

$$F_{P2} = \frac{M_k}{2 * \frac{d_h}{2}} = \frac{418,754}{2 * \frac{30}{2}} = 13,958 \text{ kN}$$

Tabulkový tlak ocel na ocel:

$$p_0 = 150 \text{ MPa [14]}$$

Dovolený tlak na pero:

$$p_d = 0,8 * p_0 = 120 \text{ MPa}$$

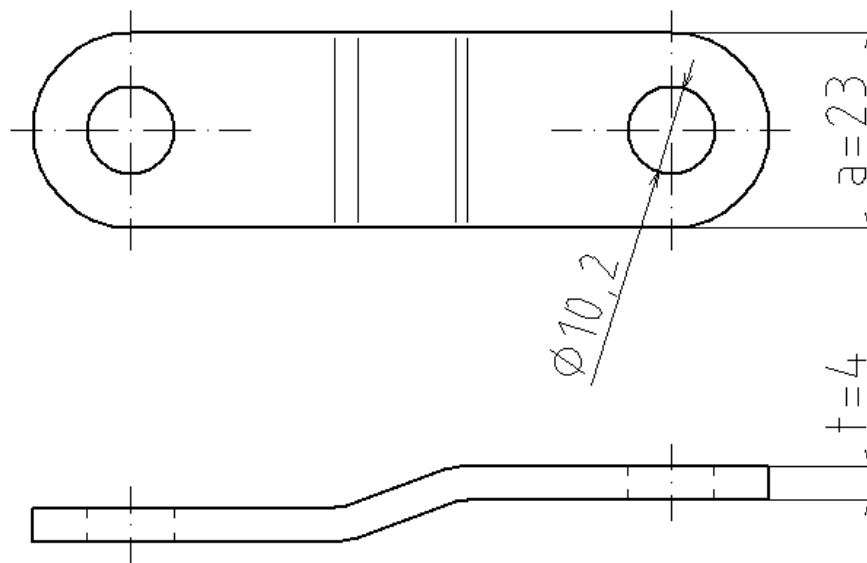
Minimální délka pera:

$$L_{P2\min} = \frac{2}{t_{P2} * p_d} + b_{P2} = \frac{13958}{2,9 * 120} + 8 = 48,111 \text{ mm}$$

Volím tedy z normalizované řady pero ČSN 02 2562 8x7x50.

4.2.4 Výpočet namáhání plechů bočnic

Jedná se o cyklicky zatíženou součást, určující mezní stav bude tedy únava. Může však také dojít k otlacení v kontaktu s čepem. Pro únavové kritérium určíme nominální horní a dolní napětí v plechu. Pomocí součinitele vrubu určíme reálné napětí v plechu, jeho hodnotu určíme z nomogramu pro plech s průchozí dírou namáhaný tahem. Z těchto hodnot reálného napětí poté přepočítáme na střední napětí a amplitudu napětí. Nyní nám nic nebrání vypočítat bezpečnost vůči únavě k_u . Pro ověření použijeme dvě kritéria. Plechy jsou z materiálu S355J0 s mezí pevnosti $R_m = 630\text{MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 255\text{MPa}$.



Obr. 20 Rozměry plechu bočnice potřebné pro výpočet.

Plocha průřezu bočnice bez zahrnutí díry:

$$S = t * a = 4 * 23 = 92\text{mm}^2$$

Nominální napětí v bočnici minimální:

$$\sigma_{Nn} = \frac{F_N}{S} = \frac{500}{92} = 5,435\text{MPa}$$

Nominální napětí v bočnici pro zapnutý pohon:

$$\sigma_N = \frac{F_N + F_T}{S} = \frac{500 + 3287}{92} = 41,275\text{MPa}$$

Součinitel tvaru α [12]:

$$\alpha_\sigma = 2,25$$

Maximální napětí statické pro Langerovo kritérium:

$$\sigma_{\max} = \alpha_{\sigma} * \sigma_N = 2,25 * 41,275 = 92,868 \text{ MPa}$$

Bezpečnost Langerovo kritérium, mezní stav pružnosti:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{355}{92,868} = 3,823$$

Součinitel vrubu β [11]:

$$\beta = \frac{\alpha_{\sigma}}{1 + \frac{2 * (\alpha_{\sigma} - 1)}{\alpha_{\sigma}} * \frac{\frac{174}{R_m}}{\sqrt{\frac{d}{2}}}} = \frac{2,25}{1 + \frac{2 * (2,25 - 1)}{2,25} * \frac{\frac{174}{630}}{\sqrt{\frac{10,2}{2}}}} = 1,981$$

Maximální a minimální napětí v bočnici po zahrnutí součinitele vrubu:

$$\sigma_{\max u} = \beta * \sigma_N = 1,981 * 41,275 = 81,758 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min u} = \beta * \sigma_{Nn} = 1,981 * 5,435 = 10,765 \text{ MPa}$$

Určím střední napětí a amplitudu napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max u} + \sigma_{\min u}}{2} = \frac{81,758 + 10,765}{2} = 46,262 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_{\min u} = 46,262 + 10,765 = 57,027 \text{ MPa}$$

Vypočítám mez únavy:

$$\sigma_{co} = 0,504 * R_m = 0,504 * 630 = 317,52 \text{ MPa}$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu:

$$k_a = 57,7 * R_m^{-0,718} = 57,7 * 630^{-0,718} = 0,53$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{10,2}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,969$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování:

$$k_c = 0,85$$

Součinitel vlivu teploty:

$$k_d = 1$$

Součinitel spolehlivosti:

$$k_e = 1$$

Součinitel zahrnující další vlivy:

$$k_f = 1$$

Z Marinovy rovnice pak dostanu **korigovanou mez únavy pro naši součást [11]:**

$$\sigma_{co}' = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * \sigma_{co} = 0,53 * 0,969 * 0,85 * 317,52 = 138 \text{MPa}$$

Vypočítám bezpečnost vůči únavovému poškození podle ASME a Godman [12]:

$$k_{u\text{Godman}} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{co}'} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{1}{\frac{46,262}{138} + \frac{57,027}{630}} = 2,35$$

$$k_{u\text{ASME}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{co}'}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{R_m}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{46,262}{138}\right)^2 + \left(\frac{57,027}{630}\right)^2}} = 2,88$$

Tlaková část bočních plechů a čepu článku pásu dopravníku:

Díky totožnému průměru čepu a díry můžu uvažovat konstantní kontaktní tlak.

Plocha díry pro čep:

$$S = t * d = 4 * 10,2 = 40,8 \text{mm}^2$$

Kontaktní tlak:

$$p_R = \frac{F_N + F_T}{S} = \frac{500 + 3287}{40,8} = 93,071 \text{MPa}$$

Dovolený tlak pro míjivý cyklus [16]:

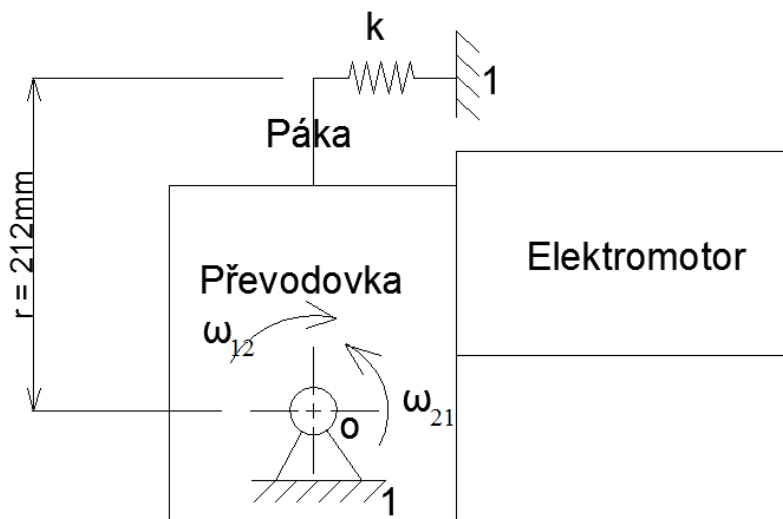
$$p_D = 110 \text{MPa}$$

Kontaktní tlak je menší než dovolený tlak, není tudíž žádný problém s použitím tohoto řetězu podle normy ČSN.

4.3 Konstrukční řešení ochrany proti přetížení

Jak jsem již uvedl v kapitole 3.4, dopravník bude jištěn mechanicky a elektricky. V kapitole 4.1.1 byl vybrán jako pohon třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko, jehož výrobce firma Siemens k němu nabízí i el. ochranu proti přetížení. Dále je potřeba zajistit také mechanickou ochranu proti přetížení. Vzhledem k vybraným variantám elektromotoru přírubově spojeným s převodovkou, se jako nejvhodnější řešení nabízí využití rotačně pružného uložení převodovky, kolem hřídele. Princip této ochrany spočívá v jednostranně pružném uložení převodovky vůči rámu dopravníku. Toto je patrné z nákresu na obrázku 21. Tento nákres taktéž slouží pro výpočet vhodné pružiny pro toto uložení. Při zaseknutí zde působí momenty hybnosti a momenty setrvačnosti projevující se relativním pohybem převodovky vůči rámu dopravníku. Tento pohyb zachytí koncový spínač, který pošle signál do řídicího systému soustruhu a ten vypne pohon dopravníku. Při normální funkci je těleso 2, které je složeno z páky převodovky a elektromotoru v klidu.

Rychlost ω_{21} je rychlost otáčení hřídele vůči převodovce a ω_{12} je rychlost otáčení převodovky kolem hřídele. Pokud funguje dopravník normálně, otáčí se hřídel rychlostí ω_{21} . V případě zaseknutí dojde k zamezení tohoto pohybu, vlivem setrvačnosti však dojde k relativnímu pohybu ω_{12} , která bude zachycena pružinou. Zaseknutí se projeví rotací ve směru hodinových ručiček, na páce bude namontován stavěcí šroub, z důvodu nastavení vypínání pohonu při přetížení, který sepne koncový spínač.



Obr. 21 Dynamické schéma pro počít.

V programu Inventor jsem si nechal spočítat moment setrvačnosti elektromotoru a převodovky k ose otáčení **o** naznačené na schématu na obrázku 21. Vycházím z předpokladu, že síla působící v pružině bude konstantní, což není úplně pravda. Pružina bude v závislosti na času působit silou s kvadratickým průběhem [13], kdy od nuly vzroste do maxima a padne zase na nulu. Dalším předpokladem zavedeným do výpočtu je zaseknutí. Nikdy není okamžitá ztráta otáček z provozních, na nulové. Tento děj trvá minimálně dvě vteřiny. Budeme ale počítat se zaseknutím trvajícím jednu vteřinu, protože tím ošetříme nahrazení kvadratického průběhu konstantním.

Moment setrvačnosti tělesa 2:

$$J = 1,5992 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment hybnosti tělesa 2:

$$L = J \cdot \omega = 1,5992 \cdot 0,884 = 1,413 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}}$$

Jedinou neznámou v 2. impulsové větě je tedy síla pružiny:

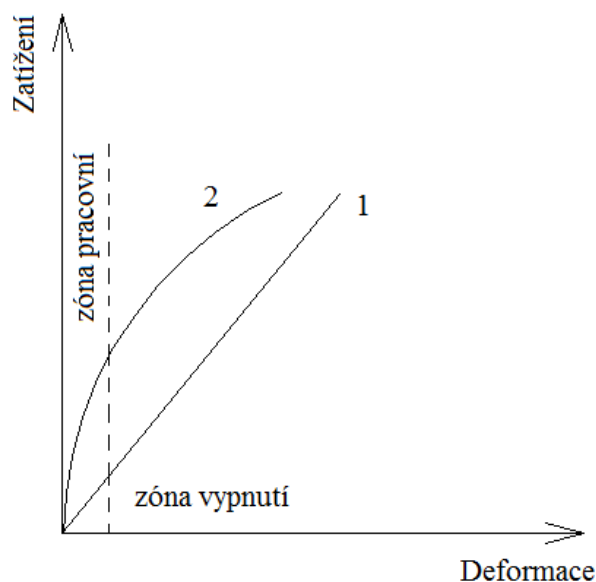
$$F = \frac{L}{r \cdot t} = \frac{1,413}{0,212 \cdot 1} = 6,5 \text{ N}$$

Pokud chceme tento pohyb zachytit, určíme si tuhost pružiny tak aby se tento pohyb dal zachytit i pro méně náhlé zaseknutí. Posunutí na páce uvažujeme 10mm.

Určení tuhosti pružiny:

$$k = \frac{F}{x} = \frac{6,5}{0,01} = 650 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

V případě častého vypínání pohonu bez zaseknutí dopravníku, by mohla být použita degresivní pružina. Mezi degresivní pružiny patří například talířové pružiny. Degresivní pružina má charakteristiku tuhosti nelineární, s malou silou nedochází téměř k deformaci, s větší silou dojde k snížení tuhosti a tudíž k větší deformaci[25]. Toto může zabránit špatné funkci ochrany proti přetížení. Z obrázku 22 vidíme, že ke zbytečnému vypnutí dopravníku bude méně docházet v případě použití degresivní pružiny. Je to ale pouze návrh řešení problému pokud ochrana nebude fungovat jak má. Použitím degresivní pružiny znecitlivíme tuto mechanickou ochranu proti přetížení vůči pomalému zaseknutí, kdy síla pružiny nebude tak velká, aby deformace způsobila vypnutí koncového spínače [13].



Obr. 22 Charakteristika lineární (1) a degresivní (2) pružiny.

Pro velice pomalé zaseknutí však tato ochrana ztrácí smysl i s pružinou s konstantní tuhostí, ochranu proti přetížení dopravníku zajistí ochrana elektrická.

5 DISKUZE

Je možno také dodělat program pro SPT 32 NC, který by řídil zapnutí a vypnutí dopravníku v závislosti na ubíraném materiálu, došlo by tak ke zvýšení efektivity.

Také je možné, že nosný plech bude přenášet tahovou sílu od čepu, záleží na výrobních nepřesnostech. Tato varianta ale vzhledem k rozměrům plechu je bezpečnější než mnou počítaná možnost že přenáší tahovou sílu pouze boční plech.

Řetězové kolo pro takto nízký počet zubů má značnou nerovnoměrnost chodu [12]. Tudíž i silového zatížení ozubeného kola. Toto je úloha, která je velmi komplexní a nebude stačit výpočet pomocí Hertzovy kontaktní teorie. Pro zpřesnění silového působení v závislosti na natočení kola by mohl sloužit model v programu využívajícím princip metody konečných prvků. Vzhledem k přenášeným silám a velikosti řetězového kola si dovoluji zanedbat výpočet ohybu zubů a kontaktních napětí při zkušnosti ve výpočtech převodů s ozubenými koly, kde několikanásobně menší šířka zubu v patě zubu ovlivňující namáhání na ohyb zubu. Zároveň kontakt je plošný na rozdíl od ozubených kol, kde jde o kontakt čarový. Poslední faktor že přenášíme nižší síly. Za těchto třech podkladů si dovoluji pevností výpočet řetězového kola vynechat. Samozřejmě silová působení řetězu na řetězové kolo ovlivňují také namáhání hřídele. Vzhledem ke komplexnosti tohoto namáhání se ve všech materiálech počítá namáhání hřídele jako celku s řetězovými koly viz. kapitola 4.2.3.1 kde je výpočet proveden.

Je také možné, že mechanická ochrana proti přetížení bude vypínat dopravník i bez jeho zaseknutí. V tomto případě jsem již uvedl, že bude potřeba použít místo válcové tlačné pružiny o tuhosti 650 N/m pružinu talířovou, s degresivní charakteristikou tuhosti. Tato charakteristika povede k nízké pohyblivosti na pružném členu zajišťujícím mechanickou ochranu proti přetížení, pro případy kdy díky nerovnoměrnosti chodu bude tato ochrana detekovat přetížení bez zaseknutí.

6 ZÁVĚR

Cílem této práce byl konstrukční návrh inovace dopravníku pro obráběcí stroj firmy Slovácké Strojírny a.s. SPT 32 NC. Dopravník je určen pro dopravu třísek o objemu až 80,784 dm³/min. Nejtěžší technologickou operací na tomto stroji SPT 32 NC bylo přibližně 50 dm³/min. Navrhnutá inovace slouží k opravě stávajícího dopravníku třísek, který firma vlastní. Pokud se dopravník osvědčí, má firma v plánu začít vyrábět dopravníky třísek jako příslušenství k vyráběným obráběcím strojům.

Předpoklad nezávislosti na nerovnoměrnosti chodu rychlost dopravníku nemá přesahovat 3,5 m/min. Rychlost mnou navrhnutého dopravníku je 3,366 m/min, tudíž není potřeba uvažovat vliv přidavných dynamických sil působících na dopravník, které navyšují namáhání dopravníku.

Byl proveden rozbor úlohy a stav současného poznání, kde jsem se inspiroval současnými dopravníky. Také jsem vybral určující mezní stavy, které mohou vyřadit dopravník z provozu. Tyto mezní stavy jsem v kapitole 4. určil číselně, pokud to bylo možno, počítal jsem rozměr přímo vyjádřením z rovnice. V případě kde bylo více neznámých, jsem variačně zkoušel v programu MathCAD upravovat vstupy, dokud jsem nedospěl k vyhovující bezpečnosti.

Všechny bezpečnosti součinitelé namáhaných součástí jsou větší než 1,4. Což je pro aplikaci dopravníku třísek dostatečná bezpečnost. Bezpečnost dopravního řetězu je větší a byla by možnost optimalizovat rozměry. Důvodem vysokých bezpečností je použití normalizovaných rozměrů dopravního řetězu. Vzhledem k rozměrům, které je potřeba zachovat tedy výšku plechu, jedinou možností bylo zmenšit tloušťku plechu. Normalizované rozměry plechů, kde nižší tloušťka nevyhovuje bezpečnosti vůči únavovému poškození. Tudíž tato bezpečnost při použití normalizovaných polotovarů nelze snížit.

Jak jsem vedl v kapitole 5, je zde několik zjednodušení, které by mohli být předmětem k navázání. Ať už je to opatření jistým stupněm automatizace, nebo komplexní výpočet namáhání hřídele a řetězového kola metodou konečných prvků. Případně i ověření experimentální metodou, fotoelasticimetrie.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] JUNGER, Jiří, Zdeněk GAUSE a Bedřich HELLMANN. Hospodaření s kovovým odpadem. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966, 198 s., příl.
- [2] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. Manipulace s materiálem: vysokoškolská učebnice. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979, 454 s.
- [3] JUNGER, Jiří. Třískové hospodářství. 1. vyd. Praha: Práce, 1968, 73 s.
- [4] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [5] KOČMAN, K., PROKOP, J. Technologie obrábění. 2. vyd. Brno : CERM, 2005. 270 s. ISBN 80-214-3068-0.
- [6] HUMÁR, Antonín. Technologie I - Technologie obrábění – 1. část. [online]. Studijní opory pro magisterskou formu studia. VUT v Brně, FSI, 2004. 138 s. [cit. 2013-11-9]. Dostupné z WWW: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf.
- [7] FOREJT, Milan - PÍŠKA, Miroslav. Teorie obrábění, tváření a nástroje. Vysoké učení technické v Brně – Fakulta strojního inženýrství. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2006. 225s. ISBN 80-214-2374-9.
- [8] ČSN 02 3311. Kloubové řetězy: válečkové řetězy - rozměry. Praha: ČNI, 1973.
- [9] ČSN 01 4811. řetězová kola pro hnací válečkové a pouzdrové řetězy. Praha: ČNI, 1960.
- [10] ČSN ISO 5048. Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: ČNI, 1993. 15 s.
- [11] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTUM, Brno 2010, 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward a Charles R MISCHKE. Mechanisms: a mechanical designer's workbook. New York: McGraw-Hill, 1990, 12, 241 s. ISBN 0-07-056926-6.
- [13] JOHN J. UICKER, John J.Gordon R. Theory of machines and mechanisms. 3a ed. Oxford: Oxford University Press. ISBN 01-980-6232-X.
- [14] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS, Jiří DVOŘÁČEK a František PROKEŠ. Základy konstruování. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011, 234 s. ISBN 978-80-7204-750-5.
- [15] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011, 227 s. ISBN 978-80-7204-751-2.
- [16] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. Strojírenské tabulky. 3. vyd. Praha: Science, s.r.o., 2000, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [17] HAMMER, Miloš. Elektrotechnika a elektronika: přednášky. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006, 134 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-3334-5.
- [18] Prab [online]. [cit. 2013-12-3]. Dostupný z WWW: <http://www.prab.com>.
- [19] Gebr. Steimel GmbH & Co. [online]. [cit. 2013-12-3]. Dostupný z WWW: <http://www.steimel.com>.

- [20] Broxtec s.r.o. [online]. [cit. 2013-12-3]. Dostupný z WWW: <http://www.broxtec.cz>.
- [21] Katalog Řetězy Vamberk [online]. [cit. 2014-01-12]. Dostupný z WWW: <http://www.retezy-vam.com>.
- [22] Astos, dopravníky třísek a filtrace [online]. [cit. 2013-12-3]. Dostupný z WWW: <http://www.astos.cz>.
- [23] ELPRO DRIVE. Hlídače zatížení [online]. [cit. 2013-12-14]. Dostupné z WWW: <http://www.elprodrive.cz>.
- [24] SKF GROUP: Katalog: Ložiskové domky [online]. [cit. 2014-02-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/518262.pdf>.
- [25] SIEMENS, s. r. o.: Katalog: Elektromotory nízkonapětové [online]. [cit. 2014-01-20]. Dostupné z: <http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1la7-0605-k02-cz.pdf>.
- [26] TST servis, a.s.: Talířové pružiny Mubea [online]. [cit. 2014-05-12]. dostupné z: http://www.tstservis.cz/pdf/Mubea_Katalog.pdf.
- [27] MISUMI Europa GmbH.: Cylindrical compression springs [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.misumi-europe.com/>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Symbol	Jednotka	Název
W	$[-]$	Součinitel třisek
V_t	$[\text{dm}^3]$	Objem volně ložených třisek
V_m	$[\text{dm}^3]$	Objem odebraného materiálu
v_2	$[\text{m s}^{-1}]$	Rychlost dopravního řetězu
ω_1	$[\text{rad s}^{-1}]$	Vstupní úhlová rychlost převodovky
ω_2	$[\text{rad s}^{-1}]$	Výstupní úhlová rychlost převodovky
M_{k2}	$[\text{N m}]$	Výstupní krouticí moment z převodovky
P	$[\text{kW}]$	Výkon elektromotoru
z	$[-]$	Počet zubů řetězového kola
d	$[\text{mm}]$	Průměr roztečné kružnice řetězového kola
d_1	$[\text{mm}]$	Průměr válečku řetězu
b_1	$[\text{mm}]$	Šířka válečku řetězu
r_i	$[\text{mm}]$	Rádus u dna zubní mezery
r_e	$[\text{mm}]$	Rádus boku zubu
d_f	$[\text{mm}]$	Průměr patní kružnice ozubeného kola
d_a	$[\text{mm}]$	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola
r_x	$[\text{mm}]$	Poloměr zaoblení zubu
b_a	$[\text{mm}]$	Hodnota zaoblení zubu
F_1	$[\text{N}]$	Tahová síla v horní větvi řetězu
F_2	$[\text{N}]$	Tahová síla v dolní větvi řetězu
F_t	$[\text{N}]$	Tečná síla šnekového kola převodovky
F_r	$[\text{N}]$	Radiální síla šnekového kola převodovky
F_a	$[\text{N}]$	Axiální síla šnekového kola převodovky
F_T	$[\text{N}]$	Tažná síla na kole od krouticího momentu
F_N	$[\text{N}]$	Napínací síla na řetězovém kole
l_1	$[\text{mm}]$	Délka od ložiska k řetězovému kolu
l_2	$[\text{mm}]$	Délka mezi řetězovými koly
l_3	$[\text{mm}]$	Délka mezi řetězovým kolem a ložiskem
l_4	$[\text{mm}]$	Délka mezi ložiskem a šnekovým kolem
M_x^A	$[\text{N m}]$	Moment v ose x kolem bodu A
M_y^A	$[\text{N m}]$	Moment v ose y kolem bodu A
M_z^B	$[\text{N m}]$	Moment v ose z kolem bodu B
M_{OY}	$[\text{N m}]$	Ohybový moment v ose y
M_{OZ}	$[\text{N m}]$	Ohybový moment v ose z
σ_{co}	$[\text{MPa}]$	Mez únavy
k_a	$[-]$	Součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	$[-]$	Součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	$[-]$	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	$[-]$	Součinitel vlivu teploty
k_e	$[-]$	Součinitel spolehlivosti
k_f	$[-]$	Součinitel zahrnující další vlivy
σ_{co}'	$[\text{MPa}]$	Korigovaná mez únavy
β_σ	$[-]$	Součinitel vrubu pro normálové napětí
β_τ	$[-]$	Součinitel vrubu pro smykové napětí
d_{hmin}	$[\text{mm}]$	Minimální průměr hřídele

F_P	[N]	Síla působící na pero
d_h	[mm]	Průměr hřídele
p_0	[MPa]	Tlak ocel na ocel
p_d	[MPa]	Dovolený tlak na pero
L_{Pmin}	[mm]	Minimální délka pera
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
a	[mm]	Výška bočnice řetězu
t	[mm]	Tloušťka plechu bočnice
α	[-]	Součinitel tvaru
σ	[MPa]	Normálové napětí
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_m	[MPa]	Střední napětí
σ_{max}	[MPa]	Maximální napětí
σ_{min}	[MPa]	Minimální napětí
k_u	[-]	Bezpečnost
S	[mm ²]	Příčný průřez
p_r	[MPa]	Kontaktní tlak
J	[kg m ²]	Moment setrvačnosti
L	[kg m ² s ⁻¹]	Moment hybnosti
F	[N]	Síla na pružině
k	[N m ⁻¹]	Tuhost pružiny
t	[s]	Trvání zaseknutí
r	[m]	Rameno páky
x	[mm]	Stlačení pružiny

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1 Zleva přímý, lomený a dvakrát lomený dopravník třísek [7]	14
Obr. 2 Článekový dopravník firmy Broxtec [20]	15
Obr. 3 Hrablový dopravník firmy Astos [22]	14
Obr. 4 Magnetický dopravník [20]	16
Obr. 5 Šnekový dopravník firmy Astos [22]	16
Obr. 6 Funkce harpunového dopravníku firmy Prab [18]	16
Obr. 7 Obrázek součinitele třísek W [5]	17
Obr. 8 Finální podoba dopravníku třísek	19
Obr. 9 Obrázek rovných bočních plechů válečkového řetězu	22
Obr. 10 Obrázek ohýbaných bočních plechů válečkového řetězu	23
Obr. 11 Detail modelu dopravníku se zprůhledněným pásem a krytem	24
Obr. 12 Model pohonu dopravníku	24
Obr. 13 Obrázek rozměrů řetězu podle normy [8]	27
Obr. 14 Obrázek řetězového kola podle normy [9]	28
Obr. 15 Obrázek silového působení na hřídel, směr dopravníku vpřed	30
Obr. 16 Obrázek uvolněné hřídele a silového působení, směr dopravníku vpřed	30
Obr. 17 Obrázek silového působení na hřídel, směr dopravníku vzad	31
Obr. 18 Obrázek uvolněné hřídele a silového působení, směr dopravníku vzad	31
Obr. 19 Znázornění krouticího a ohybových momentů po délce hřídele vlevo chod vpřed, nalevo vzad	33
Obr. 20 Rozměry plechu bočnice potřebné pro výpočet	36
Obr. 21 Dynamické schéma pro počet	39
Obr. 22 Charakteristika lineární (1) a degressivní (2) pružiny	40

PŘÍLOHY**Seznam výkresové dokumentace****Označení výkresu**

479230/S001A01
 479230/S009B01
 479230/01061D01
 479230/01062D01
 479230/01035D01
 479230/S010B01
 479230/S020B01
 479230/S021B01
 479230/02101E01
 479230/02102E01
 479230/02103E01
 479230/02104E01
 479230/02105E01
 479230/S022B01
 479230/02201E01
 479230/02202E01
 479230/S023E01
 479230/S025D01
 479230/02501D01
 479230/02502D01
 479230/02011D01
 479230/S023E01
 479230/02301E01
 479230/02302E01
 479230/S041B01
 479230/S029C01
 479230/S030C01
 479230/S031C01
 479230/03101D01
 479230/03102E01
 479230/03103D01
 479230/03104D01
 479230/04101D01
 479230/04102D01
 479230/04103D01
 479230/03010D01
 479230/03013E01
 479230/03012E01
 479230/03011E01
 479230/S024D01
 479230/02411D01
 479230/S026D01
 479230/02602E01

Název součásti

Inovace dopravníku
 Rám kompletní
 Vedení
 Vedení
 Plech dráhy
 Rám dopravníku
 Pohon
 Rám pohonu
 Plech mostu
 Deska
 Plech dolní
 Podložka
 Doraz
 Páka
 Plech páky
 Doraz
 Šroub
 Kolo řetězové
 Řetězka
 Náboj
 Hřídel hnací
 Šroub
 Hlava šroubu
 Šroub
 Kryt
 Řetěz dopravníku
 Sestava článku
 Článek řetězu
 Plech
 Trubka pantu
 Plech boční
 Plech boční
 Plech krytu
 Plech krytu
 Plech krytu
 Plech boční
 Čep
 Kladka
 Vložka
 Kola vodící
 Hřídel
 Kolo řetězové
 Náboj