



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

## KONSTRUKCE DRTIČKY PLASTOVÝCH DÍLŮ

MECHANICAL DESIGN OF PLASTIC PARTS CRUSHER

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Karel Šebesta

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. David Paloušek, Ph.D.

BRNO 2018



## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	<b>Karel Šebesta</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. David Paloušek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2017/18

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:

### Konstrukce drtičky plastových dílů

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při vývoji nového produktu vzniká několik variant a prototypů, které jsou často po ověření funkce likvidovány. V případě dílů vyráběných pomocí 3D tisku plastů (ABS, PLA, ASA, PET-G) mohou být tyto modely recyklovány a opětovně využity. Prvním krokem v recyklaci je rozdrčení materiálu na granulát. Ten je následně zpracován do podoby struny. Práce je zaměřena na drcení plastových dílů vyrobených pomocí 3D tisku technologie fused deposition manufacturing.

Typ práce: vývojová - konstrukční

#### Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je konstrukce drtiče plastových dílů pro následné využití při výrobě plastových strun pro 3D tisk.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- identifikace parametrů ovlivňujících návrh,
- návrh konstrukčních variant,
- konstrukční řešení finální varianty,
- realizace 3D modelu a výkresové dokumentace.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

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

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

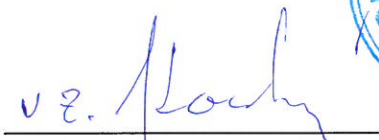
[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2018.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2018.pdf)

**Seznam doporučené literatury:**

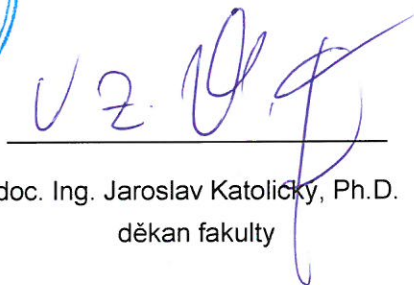
SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 28. 10. 2017



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



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

---

## **ABSTRAKT**

---

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem drtičky plastových dílů, vyráběných pomocí 3D tisku. Cílem práce je navrhnout konstrukci drtičky, jejíž výstupní frakci tzv. granulát je možno použít pro výrobu recyklované struny. První část práce je tvořena analýzou současného stavu technologie drcení. Dále jsou určeny vlastnosti drceného materiálu a definovány požadavky na kvalitu výstupního granulátu. Na základě zhodnocení poznatků z rešerše jsou vytvořeny parametry, jež by měla vhodná konstrukce drtičky splňovat. Dle těchto parametru je navrženo několik variant, z nichž je vybráno finální řešení – dvojstupňová drtička, která je v poslední části práce zkonstruována.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

---

Drtička, Recyklace, Plasty, 3D tisk

## **ABSTRACT**

---

The thesis focuses on the construction of shredder of plastic components produced by 3D printers. The aim of the thesis is to design a shredder whose output components, the so-called flakes, could be used to produce recycled filament. The first part of the thesis covers an analysis of technology of shredding. Furthermore, the properties of shredded material and the requirements for the quality of output granules are determined. Based on the research, the parameters for the efficient shredder are defined. In accordance with these parameters, several variants are created, from which the final design of the two-stage shredder is selected and constructed.

## **KEY WORDS**

---

Shredder, Recycling, Plastic, 3D printer

---

---

---

---

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

---

ŠEBESTA, K. *Konstrukce drtičky plastových dílů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 81 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. David Paloušek, Ph.D..

---

---

---

---

## PODĚKOVÁNÍ

---

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce, doc. Ing. Davidu Palouškovi, Ph.D., za jeho odborné rady. Dále bych chtěl poděkoval rodině, která mě po celou dobu studia podporovala. V neposlední řadě bych rád poděkoval všem těm, které jsem během svého studia měl to štěstí potkat, a kteří mi byli oporou a inspirací v těžkých chvílích.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

---

Čestně prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Konstrukce drtičky plastových dílů* napsal sám pod vedením doc. Ing. Davidu Palouškovi, Ph.D. s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu na konci této práce.

V Brně dne 18. května 2018.

Karel Šebesta:

---



**OBSAH**

<b>ÚVOD .....</b>	<b>13</b>
<b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....</b>	<b>14</b>
1.1 Technologie drcení .....	14
1.2 Rozdělení drtičů.....	15
1.2.1 Drtiče kuželové.....	16
1.2.2 Drtiče čelist'ové .....	16
1.2.3 Drtiče odrazové.....	17
1.2.4 Drtiče-mlýny kladivové.....	17
1.2.5 Drtiče válcové.....	18
1.2.6 Drtiče nožové.....	18
1.2.7 Talířové nárazové mlýny-jemné drcení .....	20
1.3 Proces drcení .....	21
1.4 Vlastnosti drceného materiálu .....	22
1.4.1 Určení meze pevnosti v tlaku .....	23
1.4.2 Určení rázové houževnatosti .....	24
1.5 Technologie extruze .....	25
<b>2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE .....</b>	<b>26</b>
2.1 Cíl práce.....	26
2.2 Identifikace parametrů ovlivňující návrh .....	26
<b>3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ.....</b>	<b>27</b>
3.1 Experiment .....	27
3.1.1 Technické parametry drtičky .....	27
3.1.2 Vstupní součásti.....	28
3.1.3 Průběh drcení.....	28
3.1.4 Závěr – výsledky experimentu .....	29
3.2 Pomaloběžný drtič .....	30
3.3 Rychloběžný mlýn.....	30
3.4 Varianty dvojstupňového drtiče.....	31
3.4.1 Dvojstupňový drtič – A .....	32
3.4.2 Dvojstupňový drtič – B .....	32
3.4.3 Dvojstupňový drtič – C .....	33
3.5 Závěrečná volba varianty.....	33
<b>4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....</b>	<b>34</b>
4.1 Celková konstrukce stroje .....	34
4.2 Síly při drcení .....	36
4.2.1 Pomaloběžný drtič .....	36
4.2.2 Rychloběžný drtič.....	38
4.2.3 Zhodnocení výsledků výpočtu:.....	40
4.3 Konstrukce pomaloběžného drtiče .....	41

---

4.3.1 Hřídele prvního stupně drtiče .....	42
4.3.2 Ložiska prvního stupně drtiče .....	47
4.3.3 Těsná pera .....	49
4.3.4 Ozubený převod .....	49
4.3.5 Násypka .....	51
4.3.6 Rám prvního stupně .....	51
4.3.7 Ruční otočení drtičky .....	52
<b>4.4 Konstrukce rychloběžného drtiče .....</b>	<b>53</b>
4.4.1 Hřídel druhého stupně drtiče .....	54
4.4.2 Ložiska druhého stupně drtiče .....	56
4.4.3 Těsná pera .....	58
4.4.4 Rám druhého stupně .....	58
<b>4.5 Spojovací komponenty .....</b>	<b>59</b>
4.5.1 Šneková převodovka .....	59
4.5.2 Řemenový převod .....	60
4.5.3 Řetězová spojka .....	66
4.5.4 Volba vhodného motoru .....	66
4.6 Nosný rám .....	67
4.7 Ekonomická kalkulace .....	68
<b>5. DISKUZE .....</b>	<b>70</b>
5.1 Shrnutí práce .....	70
5.2 Technologické, bezpečnostní a ekonomické kritérium .....	70
5.2 Využití návrhu .....	70
<b>6. ZÁVĚR .....</b>	<b>71</b>
<b>7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>72</b>
<b>8. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN .....</b>	<b>75</b>
<b>9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ .....</b>	<b>78</b>
<b>10 SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>80</b>
<b>11 SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>81</b>

## ÚVOD

---

V dnešní době je vyrobeno velké množství plastových součástí, jež jsou využívány pouze dočasně. Po splnění jejich účelů jsou tyto součásti nepotřebné a nemají další reálné využití. Současná společnost klade důraz na jejich znovu-použití, tzv. recyklaci. Pro proces recyklace plastů je klíčové, aby byly součástky nejprve rozdrčeny na menší díly, k čemuž slouží *drtiče*. Velikost a kvalita výstupního *granulátu*, jenž je použit pro výrobu *struny* na *extruderech* je závislá na mnoha parametrech – zejména na vlastnostech drčených těles, a na samotné konstrukci drtičky. Tato práce si klade za cíl navrhnout drtičku pro rozměňování plastových součástí vyrobených 3D tiskem tak, aby je bylo možno využít jako vstupní materiál pro výrobu struny.

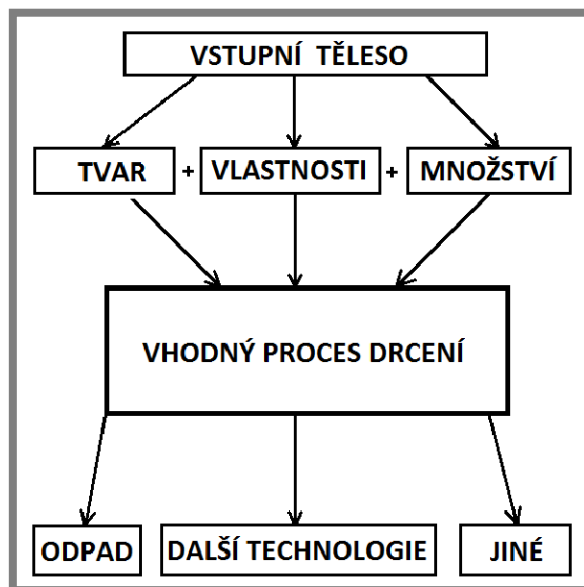
## 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

První kapitola představuje technologii drcení a její využití. Kapitola se dále detailně zaměřuje na rozdělení drtiček do sedmi kategorií na základě vybraných kritérií. Zmíněny jsou taktéž tři nejčastější metody drcení plastů. Poté jsou v další podkapitole stručně popsány procesy, které se při drcení těles uplatňují. Na závěr jsou uvedeny důležité mechanické vlastnosti drceného plastu a požadavky na kvalitu vstupního materiálu do extruderu.

### 1.1 Technologie drcení

Technologie drcení je metoda pro řízenou redukci velikosti (celkového objemu vstupních těles) za použití příslušných strojů, které obsahují rozdělovací konstrukční prvky k tomuto účelu vytvořené: např. nožové mlýny disponují noži upevněnými na rotoru a statoru. [1]

Stroje pro rozměňování mají široké spektrum využití a uplatňují se v mnoha odvětvích – od hranolových drtičů používaných k drcení pneumatik [2], přes kuželové drtiče kamenů [3], až po nárazové talířové mlýny pro velmi jemné mletí (například pro fluidní nanášení) [1]. Snižování rozměrů vstupních těles na malé velikosti vychází z celé řady požadavků: ekologických, ekonomických, úsporných (úspora prostorů), nejčastěji však technologických.



Obr. 1-1 Schéma technologie drcení

Jedním z hlavních důvodů k drcení plastových součástí z 3D tiskáren je využití drtě pro další zpracování. Při výrobě plastových součástí 3D tiskem metodou *Fused Deposition Manufacturing (FDM)* vznikají podpory, jejichž množství je závislé na složitosti tvaru tisknutého tělesa. Během procesu vzniká též nemalé množství nepovedených komponentů, hlavně ve fázi nastavení provozu tiskárny.

V neposlední řadě vznikají také prototypy. Všechny tyto produkty tisku už nemají žádné další reálné využití. [4]

K znovupoužití těchto produktů, tzv. k jejich recyklaci, je prvním krokem rozdrčení plastových součástí na drť (granulát), která musí splňovat určité požadavky, týkající se především velikosti. Granulát je poté využit jako vstupní materiál pro technologii vytlačování, která z granulátu pomocí extruderů vyrábí *filament (strunu)*, například extrudery od firmy *Fillabot* [5]. Dalším z důvodů k drcení součástí z 3D tisku je snížení jejich objemu, zejména u nerecyklovatelných plastů, což vede k zmenšení velikosti skladovacích prostor. Výstupní plastový granulát lze obecně využít v dalších procesech výroby, například k lisování, vstřikování, nebo vyfukování.

Díky mnoha odlišným vlastnostem drcených materiálů a požadované kvalitě výstupních zrn (jednotlivých částí granulátu), existuje poměrně velké spektrum drtičů využívajících pro rozměňování těles rozdílné mechanismy. V následující kapitole jsou některé vybrané drtiče stručně představeny.

## 1.2 Rozdělení drtičů

---

1.2

K rozměňování součástí jsou používány různé druhy strojů. Níže je uvedeno sedm druhů, které byly vybrané na základě odborné literatury [1], [3] a katalogů domácích [6], [7], [8] i zahraničních firem [9], [10].

- Drtiče kuželové
- Drtiče čelist'ové
- Drtiče odrazové
- Drtiče-mlýny kladivové
- Drtiče-mlýny válcové
- Nožové drtiče
- Talířové mlýny nárazové

Obecně lze drtiče dále rozlišovat dle následujících kritérií: v případě rotační konstrukce jsou drtiče někdy označovány za tzv. *mlýny* a ty lze dělit podle rychlosti otáčení hřídele na *pomaluběžné* (desítky ot/min) a na *rychluběžné* (stovky ot/min).

Drtiče lze dále dělit podle počtu hřídelů na *jednohřídelové*, *dvojhřídelové*, a *více hřídelové*.

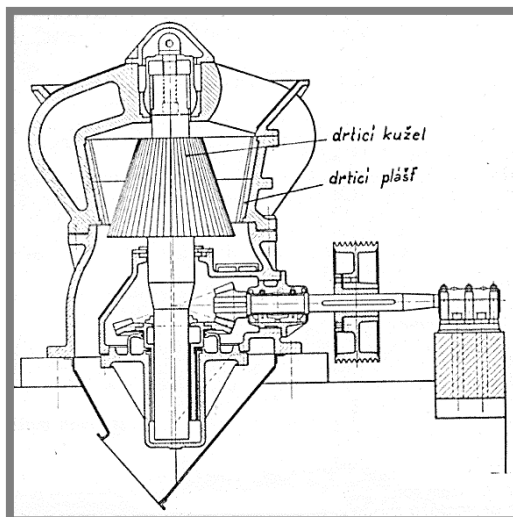
Druhořadé rozdělení je podle počtu drtičích stupňů na *jednostupňové* a *vícestupňové*, podle pracovní polohy na *horizontální* a *vertikální*, podle mobility stroje na *mobilní* a *stacionární*, a podle pohonu *elektromotorem* a *spalovacím motorem*. [3]

V mnoha případech jsou typy konstrukcí kombinovány. Vše záleží na druhu vstupního materiálu a na požadavcích výstupní kvality drtě.

Cílem této části práce je najít vhodné zařízení k rozměňování plastů. Z variant zmíněných výše se k rozměňování plastových těles vyrobených 3D tiskem jeví jako nejvhodnější použití *nožových drtičů* a *talířových mlýnů nárazových*.

### 1.2.1 Drtiče kuželové

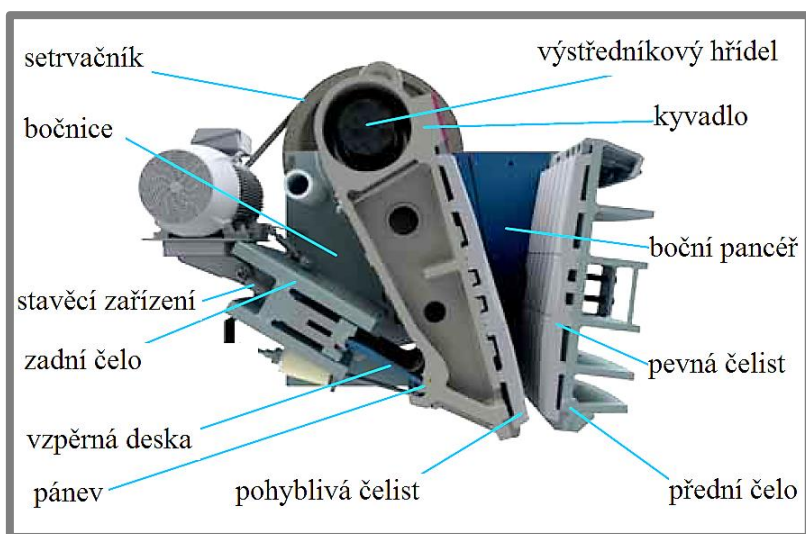
Robustní konstrukce kuželového drtiče je určena především k drcení abrazivních, tvrdých materiálů. Pracovní plocha drtiče je mezi povrchy vnitřního kužele a vnějšího krytu – „pláště“, často ve tvaru obráceného kužele [11], viz obr. 1-2. Drtící kužel se zároveň otáčí a naklání. Při neustálém přibližování a oddalování drtícího kužele od pláště dochází vlivem tlaku k rozmělnění součástí. Obě plochy drtiče mohou mít řezné výčnělky nebo rýhy. U vnitřního kužele je možnost nastavitelné výšky a tím lze upravit velikost spodní mezery pro propadávání drcených těles.[3]



Obr. 1-2 Kuželový drtič, upraveno [11]

### 1.2.2 Drtiče čelistové

Princip drcení funguje na základě přibližování dvou robustních čelistí. Jedna je pevně zachycena v rámu, druhá je rotačně pohyblivá, často opatřená řeznými vruby, výstupy nebo drážkami. V pravidelných intervalech dochází k přibližování čelistí a tím k drcení materiálů v pracovním prostoru. Drtič se nejčastěji používá pro pevné, velmi tvrdé materiály, zejména pro stavebniny a horniny. [7]



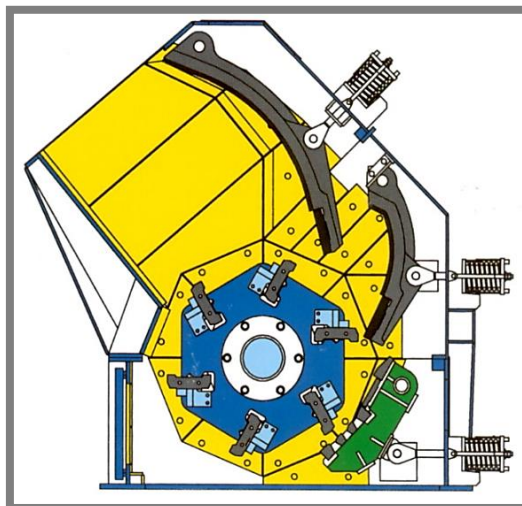
Obr. 1-3 Čelistový drtič jedno-vzpěrný, upraveno [8]

Výstupní velikost drtě není stejnorodá, pohybuje se od desítek milimetrů pro jemné čelistové drtiče, až k stovkám milimetrů pro ty hrubé. [3] Drtič je vhodný pro zpracování velmi rozměrných součástí. Tomu odpovídá i velikost stroje. Dle typu konstrukce mohou být čelistové drtiče jedno-vzpěrné, nebo dvou-vzpěrné. [8]

### 1.2.3 Drtiče odrazové

1.2.3

K drcení dochází odrazem materiálu od odrazových lišt rotoru k nárazovým deskám. Následně zmenšené části propadávají úzkým otvorem, který je umístěn mezi lištami rotoru a výstupní nárazovou deskou. Změnou otáček rotoru a odlišným nastavením a počtem odrazových desek je možno drtič přizpůsobit vlastnostem drcených těles. Výstupní drť je homogennější, s nízkým výskytem nedostatečně rozdrčených zrn. Odrazové drtiče jsou vhodné pro drcení křehkých a tvrdých materiálů. Nevýhodou jsou vyšší provozní náklady, hlučnost a prašnost. [3]

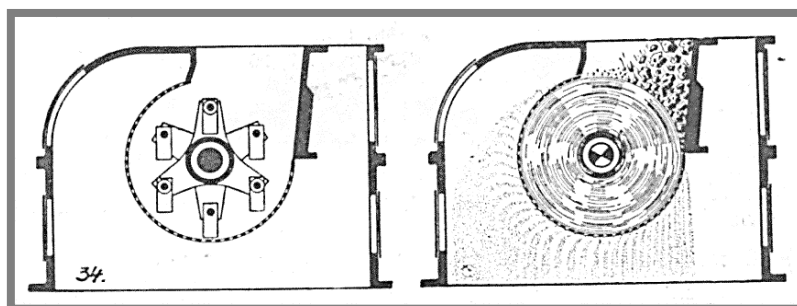


Obr. 1-4 Odrazový drtič v řezu [8]

1.2.4

### 1.2.4 Drtiče-mlýny kladivové

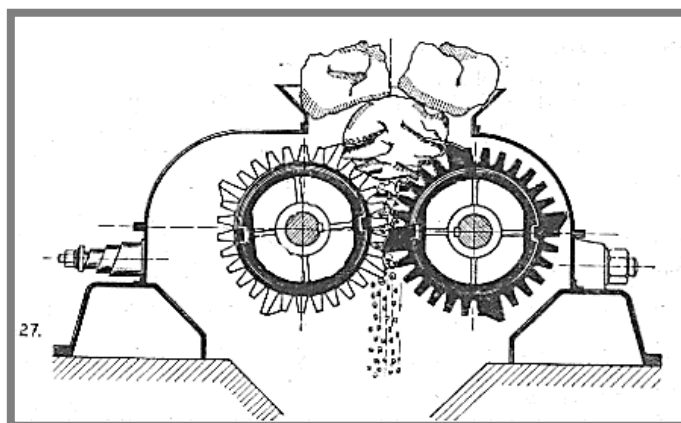
Kladivové drtiče-mlýny se skládají ze dvou částí: z rotoru složeného z kladivových segmentů, připevněných otočně na rotujícím hřídeli, a z válcového pancéřového krytu. [11] Mezi těmito částmi dochází k drcení materiálů. Lze dosáhnout jemnějšího výstupu než u předešle uvedených variant. Jsou vhodné pro měkký a středně tvrdý vstupní materiál. Vzniká relativně velké množství odpadu ve formě prachu–drtě o velmi malém rozměru. [3]



Obr. 1-5 Kladivový drtič, upraveno [11]

### 1.2.5 Drtiče válcové

Válcové drtiče fungují na principu otáčení válce nebo válců na nichž jsou umístěny řezné nástroje, které zabírají proti sobě, čímž deformují vstupující těleso. [11] Lze je použít pro měkčí materiály a mají menší zástavbovou plochu – v porovnání s drtiči, jež jsou zmíněny výše. Jejich povrch může být buď s výstupky, nebo s upevněnými řeznými nástroji (například s noži). [3]

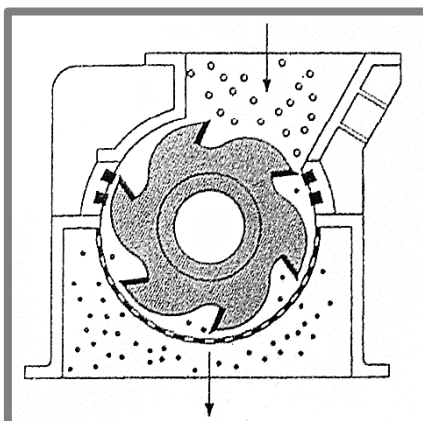


Obr. 1-6 Válcový drtič, upraveno [11]

Všechny dříve uvedené varianty drtičů patří pouze k těm základním, které mají mnoho různých konstrukčních adaptací. Ty, jež jsou zmíněny výše, produkují rozměrově příliš **velkou výstupní drť**, a jsou určeny především pro drcení rozměrných těles z velmi tvrdých materiálů. Jejich použití je nejvíce rozšířeno v těžebním průmyslu, z čehož plynou jejich přednosti, ale také nedostatky (např. **obrovské rozměry stroje, hlučnost, prašnost, cena**). Tři varianty, které budou zmíněny v další části konstrukčně vycházejí z těchto typů.

### 1.2.6 Drtiče nožové

Ukazuje se, že pro drcení plastových součástí vyrobených 3D tiskem jsou vhodné drtiče s ostrými noži. V následující podkapitole jsou popsány dvě varianty, které jsou v dnešní době výrobci drticí techniky [6], [10] doporučovány k drcení plastu o středním a hrubém výstupním granulátu.

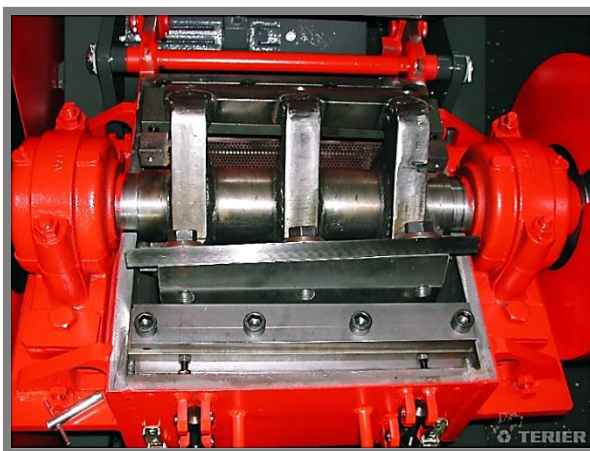


Obr. 1-7 Nožový mlýn, upraveno [1]

### Rychloběžné nožové mlýny–střední drcení

Rychloběžný nožový mlýn je složen z několika (2 až 5) nožů, které jsou konstrukčně připevněny na rotující hřídel, která se točí řádově v stovkách otáček za minutu. Drtič se dále skládá z minimálně dvou statických nožů. Břity nožů jsou nastaveny tak, aby docházelo ke stříhu materiálu, konstrukce stroje při deformaci také využívá dynamických rázů.

Lze u něj dosáhnout střední až jemné velikosti výstupního granulátu zpravidla o velikosti zrn o rozměru od dvou milimetrů. Výhodou těchto mlýnů je rovnoměrnější velikost granulátu, snadno se čistí a součástí stroje je vyměnitelné síto. [1]



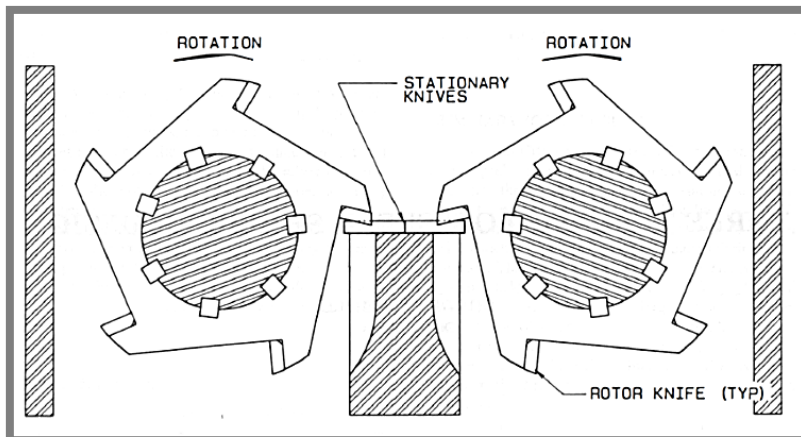
Obr. 1-8 Nožový mlýn G 300/400 TERIER [2]

Další konstrukční výhoda spočívá také v nepotřebnosti velkého převodového poměru. Rychloběžná konstrukce drtiče není vhodná pro drcení větších rozměrů. Při drcení je důležitý rozměr mezi hranou pevného a rotačního nože, lze tudíž drtit například dlouhé a tenké desky. Rozměrově velká symetrická tělesa nejsou vhodná pro tento typ drtiče, dochází k zaseknutí tělesa mezi tupými částmi rotoru a statoru. K tomu, aby bylo možné drtit velká tělesa, je zapotřebí obrovské konstrukce stroje. [12]

Při drcení rychloběžnými mlýny vznikají rázová zatížení konstrukce, ty lze snížit spojením motoru s hřídelem pomocí setrvačnicku namísto řemenového převodu. [9] Primárně se konstrukce rychloběžných nožových mlýnů odlišují tvarem a umístěním rotorových, popř. statorových nožů.

### Pomaloběžné drtiče–hrubé drcení

Obecně se tento stroj používá k hůře drtitelným materiálům jako je guma nebo kabely. [13] Jeho výhoda je nízká hlučnost a minimální rázové projevy, což je dáno pomalým chodem. Aby se dosáhlo rychlostí kolem 5-50 ot/min je vyžadován velký převodový poměr, který je realizován nejčastěji šnekovým, nebo planetovým převodem.



Obr. 1-9 Pomaluběžná drtička typ se středními pevnými noži [13]

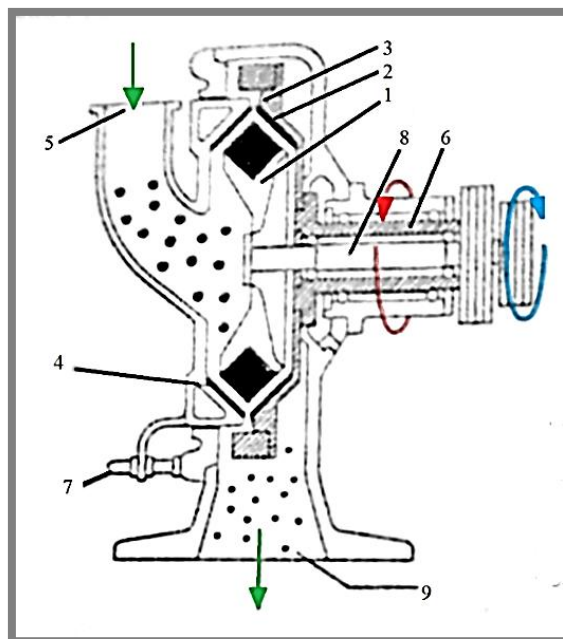
Stroj běžně využívá mechanismu reverzace. Lze ho sestavit jako jednohřídelový nebo více-hřídelový [13]. Při více-hřídelové variantě se zvyšuje objemová účinnost drcení. Pokud není těleso podrceno na požadovanou velikost napoprvé, ihned prochází přes druhé řezné kotouče. Řezné nástroje drtičky jsou někdy ve formě vyměnitelných břitových destiček, nebo ve variantě, kdy je těleso rotoru přímo řezným nástrojem. [14]



Obr. 1-10 čtyř-hřídelový drtič QUAD Q55 [12]

### 1.2.7 Talířové nárazové mlýny–jemné drcení

V dnešní době se při jemném drcení plastu uplatňují talířové nárazové mlýny. Jsou vhodné pro sekundární drcení, často jsou zařazené za nožové mlýny. Používají se tam, kde se uplatňuje požadavek na velmi malou výstupní drť s rovnoměrnou zrnitostí okolo 100  $\mu\text{m}$ . [1]



Obr. 1-10 Talířový mlýn, upraveno [1]

Vstupní tělesa (5) jsou vrhána rotorem (1) proti rýhovaným bočnicím. Jedna je nepohyblivá (4) a druhá rotační (2), poháněna v opačném smyslu rotace, viz obrázek 1-11. Modře je vyznačen pohyb hřídele (8) a červeně směr rotace bočnice (6). Drcená tělesa jsou tímto způsobem intenzivně namáhána až do doby, než se zmenší na velikost výstupního otvoru (3) mezi bočnicemi, ten lze regulovat šroubem (7), jenž pohybuje s nepohyblivou bočnicí (4). Výhoda konstrukce je, že nedochází k přehřátí materiálu při drcení. [1]

Jak jde vidět z tří předešle zmíněných podkapitol pro správnou volbu konstrukce drtičky je důležité znát požadovanou velikost výstupního granulátu, ten pak ovlivňuje vhodnost použití daného typu drtiče. Této problematice je věnována kap. 1.5.

### 1.3 Proces drcení

1.3

Při správném návrhu drtiče je třeba si nejdříve uvědomit, jaký druh zatížení bude ideální pro drcení konkrétního vstupního materiálu a jaké specifikace pro konstrukci z toho plynou.

Těleso, které je vloženo do drtícího stroje, je porušováno různými druhy mechanismu, než dojde k jeho rozlámání na dřev, která následně propadá otvorem – sítem o definovaném rozměru (často nastavitelném). Obecně se dá říci, že těleso je porušováno kombinací všech druhů základního namáhání. Dle konstrukce drtiče a typu drceného materiálu pak některá namáhání dominují. Například u ideálního rychloběžného nožového drtiče je drcené těleso vystaveno primárně namáhání na stříh, proto je základem této konstrukce ostrost řezných hran, které pracují proti sobě. [12] U kuželových a odrazových drtičů, jež slouží zejména k drcení pevných, křehkých materiálů (např. hornin), dominuje deformace vlivem namáhání na tlak [7]. Konstrukce těchto drtičů je tudíž robustní a obsahuje bezpečnostní spojky, nejčastěji pružinové. [8]

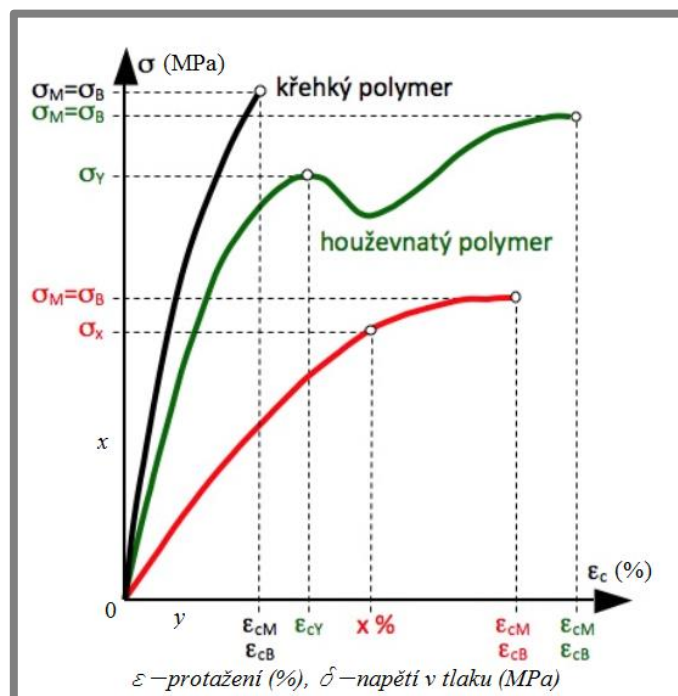
Výrobci drtící techniky [10], [14], [15] doporučují nožové drtiče na drcení plastů z důvodu nejefektivnějšího porušování těles – vlivem vnikání nožů do součástí. Při použití tohoto typu drtiče dochází k určité kombinaci namáhání. U pomaluběžných variant lze předpokládat s dominantním namáháním na tlak a vícebodovým ohybem. U rychloběžných variant bude primární mechanismus drcení: kombinace stříhu a rázového zatížení vstupujících těles.

Proces drcení dále závisí na poskládání těles v drtiči a na jejich vzájemné poloze přímo při drcení. Mohou se například poskládat na sebe, či různě odsakovat. Pro správné navržení drtičky je potřebné znát důležité vlastnosti vstupního materiálu při drcení a předběžně určit očekávané chování při deformaci. Těmto vlastnostem je věnována kapitola 1.4.

## 1.4 Vlastnosti drceného materiálu

Při určení vhodné konstrukce drtiče je nejdůležitějším parametrem druh drceného materiálu. Tato práce se věnuje konstrukci drtiče pro recyklaci materiálu používaných pro 3D tisk metodou FDM, proto je vhodné uvést u materiálů ABS, ASA, PLA, PET-G jejich souhrnné mechanické vlastnosti, které ovlivňují proces drcení. Tato kapitola se zabývá jejich určením.

Obecné vlastnosti výše zmíněných plastů jsou analyzovány. Jsou uvedeny hodnoty, jež jsou efektivně naddimenzovány pro použití ve výpočtech, aby drtič, který bude dle těchto hodnot napočítán, svoji funkci zvládl. Při drcení pevných těles jde především o pevnost materiálu, jeho houževnatost [16] a chování při deformaci. V případě plastových těles jde také o zahřívání, shlukování se a o jejich přilepení na důležité části stroje (břity, síto).



Obr. 1-12 Graf pevnosti v tlaku pro polymery, upraveno [16]

Určení těchto hodnot pro 3D tisknuté materiály bylo konzultováno s *Polymer Institut Brno* a ukázalo se jako problematické. Závisí na mnoha faktorech, např. na hustotě vnitřní konstrukce součásti [17], výšky nanášené vrstvy, směru vrstev vůči zatížení (tab. 1-1, obr. 1-13) [18], rychlosti, teplotě tisku a průměru použité trysky. [19]

**Tab. 1-1** Závislost velikosti vrstvy a orientace ku dosaženému max. napětí v tahu [18]

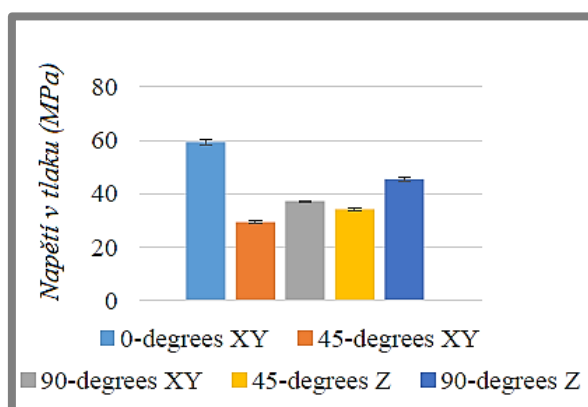
	Specimens tested	Specimens considered	Average tensile strength (MPa)	Average strain at tensile strength (mm/mm)	Average elastic modulus (MPa)
<b>ABS</b>					
0.4 mm Layer height	30	24	28.2	0.0197	1875
0.3 mm Layer height	40	39	27.6	0.0231	1736
0.2 mm Layer height	40	35	29.7	0.0201	1839
0/90 Orientation	60	52	27.7	0.0192	1867
+ 45/-45 Orientation	50	46	29.5	0.0233	1739
<b>Total</b>	<b>110</b>	<b>98</b>	<b>28.5</b>	<b>0.0212</b>	<b>1807</b>
<b>PLA</b>					
0.4 mm Layer height	30	17	54.9	0.0194	3286
0.3 mm Layer height	40	31	48.5	0.0171	3340
0.2 mm Layer height	20	18	60.4	0.0196	3480
0/90 Orientation	50	27	54.9	0.0188	3336
+ 45/-45 Orientation	40	39	52.3	0.0181	3384
<b>Total</b>	<b>90</b>	<b>66</b>	<b>56.6</b>	<b>0.0193</b>	<b>3368</b>

Za předpokladu, že vstupní materiál bude pouze tištěný čistý plast, jeden z výše uvedených, **nebude** se u drcených těles předpokládat větší zahřívání, jenž by ovlivnilo mechanické vlastnosti nebo by způsobilo přilepování drtě k částem stroje.

#### 1.4.1 Určení meze pevnosti v tlaku

1.4.1

Kvůli závislostem mechanických vlastností na mnoha faktorech uvádí použité zdroje odlišné hodnoty pro stejné druhy materiálů. Například článek *Analysing the Tensile, Compressive, and Flexural Properties* [20] uvádí maximální pevnost v tlaku materiálu ABS 60 MPa (obr. 1-13), *Matweb* uvádí téměř totožnou hodnotu 65 MPa. Naproti tomu *Makerbot* uvádí průměrnou pevnost v tlaku ABS 49 MPa. Pro součásti vyrobené z materiálu PLA udává článek *Thermal and Mechanical Properties* [21] rozsah hodnot 50-100 MPa.



**Obr. 1-13** Závislost mezi maximálním napětím v tlaku a orientací tisknuté vrstvy vůči zatěžovací síle ABS [20]

Pro vhodné určení meze pevnosti v tlaku jde o určení nejhorší možné varianty při drcení. Dle předešlé analyzovaných článků [22] a dat z prospektů výrobců filamentu: *Ultimaker*, *NatureWorks* je pro naddimenzování drtící síly stroje určen optimální tlak, jenž při dané konstrukci musí stroj vytvořit, aby porušil a rozdrtil vstupní plastové součásti.

Ze všech materiálů se jeví jako nejpevnější při namáhání na tlak materiál PLA, a to obecně s hodnotou meze pevnosti v tlaku do 100 MPa. Avšak vykazuje největší křehké chování [23]. Jinými slovy, mohlo by být problematictější rozdrtit materiál o mnohem nižší pevnosti v tlaku ale s houževnatějším chováním než uvedené PLA.

Z důvodu problematického určení mechanických vlastností 3D tisknutých plastů, z nichž by se dalo vycházet při výpočtu, je naddimenzována hodnota pevnosti v tlaku. Při této hodnotě by mělo dojít k porušení jakékoliv součásti vyrobené z výše uvedených materiálů. Tuto hodnotu musí stroj, který využívá tlak při deformaci, vytvořit, aby dostatečně porušil těleso.  $Rm_{tlak} = 100 \text{ MPa}$

#### 1.4.2 Určení rázové houževnatosti

Pro stroje, které používají rychloběžnou konstrukci s upevněnými noži, je dominantním mechanismem deformace zatížení stříhové (spolu s rázovým zatížením). Při konzultacích s *Polymer Institut Brno* se došlo k závěru, že pro určení síly nebude stříhové zatížení vhodné. Testování tisknutých plastů na smykové, popř. stříhové zatížení se standardně neprovádí, tudíž není dostatečné množství dovolených hodnot namáhání pro jednotlivé materiály, se kterými by se dal provedený výpočet porovnat. Při výpočtu síly pro rychloběžné drtiče se vychází z potřebné energie k přepůlení, která je odvozena z *Charpyho zkoušky rázové houževnatosti*.

Po analýze všech materiálů, které se budou drtit, byly vybrány transparentní hodnoty a vytvořena tab. 1-2. Hodnoty z tabulky 1-2 jsou uvedené pro 3D tisknuté plasty, u kterých byla provedena *Charpyho zkouška rázové houževnatosti* dle ISO 179. Tělesa byla testována s vrubem, zkoušky probíhaly při 23°C. Hodnoty z tabulky 1-2 jsou získány z prospektů firem, jež vyrábí struny pro 3D tisk z daných materiálů: *Innofil* [24], *Bigrep* [25], *Dutch Filaments* [26], *Fillamentum* [27] a článku [28].

Tab. 1-2 Charpyho rázová zkouška houževnatosti

<b>Charpyho rázová zkouška houževnatost</b>				
Materiál:	ABS	PLA	ASA	PET-G
	35-58 [26]	23 [28]	45 [27]	13,8 [24]
	42,6 [24]	14,9 [24]	22,9 [24]	8,1 [26]
	22 [28]	7,5 [25]	18 [26]	7,2 [25]
Charpyho rázová houževnatost (kJ/m <sup>2</sup> ), v hranaté závorce je uveden zdroj.				

Rozsah hodnot rázové houževnatosti je od 5 až 60 kJ/m<sup>2</sup>. Lze říci, že nejmenší odolnost vůči rázovému zatížení mají tělesa vyrobená z materiálu PET-G, a největší z materiálu ABS. Rozdílný rozsah hodnot u stejných materiálů je dán mírně odlišným chemickým složením vstupních pelet pro výrobu filamentu, rozdílnou výrobou samotných 3D zkušebních těles na tiskárnách a také závislosti směru zatížení ku směru tisknutých vrstev. Pro účely konstrukce drtičky je však pouze podstatný rozsah hodnot a vhodná volba maximální rázové houževnatosti pro napočítání potřebné síly pro drcení.

Součástí analýzy bylo porovnání houževnatosti tisknutých součástí se součástmi vyrobenými vstříkovaním. Článek *Charpy Impact Test on Polymeric Molded Parts* [29] uvádí *Charpyho* test bez vrubu u mat. ABS v rozsahu 15 až 65 kJ/m<sup>2</sup>. Článek *Synthesis, Properties and Applications of Acrylonitrile–Styrene–Acrylate Polymers* [30] uvádí pro mat. ASA hodnoty rázové houževnatosti v rozsahu 10-40 kJ/m<sup>2</sup>. Pro materiál PLA představuje článek *Ductile–brittle Transition Temperature of Polylactic Acid-based Biocomposite* [31] hodnotu 20 kJ/m<sup>2</sup>. Obecně se dá říci, že pro přepůlení tělesa vlivem dynamického zatěžování spotřebuje součást vyrobená vstříkovaním více energie než součást vyrobená 3D tiskem.

V rychloběžné části při dané geometrii rotoru musí stroj vykonat určitou *práci*, aby porušil tělesa. Při zjištění této *práce* se vychází ze schopnosti absorpce energie tělesa – rázové houževnatosti – a ta závisí na několika faktorech: v případě drcení součástí závisí především na geometrii nože a druhu drceného materiálu. Při volbě ostré geometrie nože, která bude napomáhat vzniku vrubu a následného šíření trhliny až do přepůlení součásti, bude hodnota rázové houževnatosti značně menší.

Vzhledem k dřívější analýze, kde vyplývá, že ze všech materiálů určených k drcení bude mít největší rázovou houževnatost ABS – a to 60 kJ/m<sup>2</sup>. Pro dostačující přepůlení tělesa je volena snížená hodnota absorpce energie z *Charpyho* testu rázové houževnatosti dle předchozích údajů na jednu čtvrtinu původní velikosti: **E=15 kJ/m<sup>2</sup>**.

## 1.5 Technologie extruze

1.5

---

Další důležité kritérium pro určení vhodného typu drtiče je velikost a kvalita jeho výstupního granulátu. V případě recyklace je výstupní granulát z drtičky použit jako vstupní surovina pro extrudery, které vytváří filament. Obecně čím menší je kvalita drtě, tím náročnější je vyrobení struny (existuje lim. hranice velikosti vstupních částí dle konstrukce, teploty tavení a velikosti šneku extruderu). [1, s. 49-85] [32]

Při nízké kvalitě granulátu dochází:

- k zasekávání v šneku (zapékání, zaseknutí a následné zastavení šneku)
- ke špatnému prohrátí materiálu, což má za následek špatnou kvalitu filamentu
- ucpaní vstupního síta u extruderu (pokud stroj síto obsahuje)

Pro extrudery lze koupit materiál ve formě pelet, například firma *Jing CAI* nabízí pelety ve velikosti 3,5 až 4 mm a firma *Julier* ve velikost do 3,5 mm. Obecně se dá říci, že ideální velikost vstupního materiálu pro extrudery je do 4 mm při použití pelet.

Výrobci, kteří vytváří přímo extrudery pro recyklování 3D výtisku *Filabot* [5], *ReDeTec* [33] a *3devo* [34], uvádí jako dostačující velikosti zrna v rozsahu **od 3 mm do 7 mm**. Ideální je homogenní granulát o symetrických rozměrech jednotlivých částí. Tato problematika je dále řešena v experimentální části práce viz kap. 3.

## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Dle výčtu možných konstrukcí v kap. 1.2 existuje celá řada druhů drtiček, jež se používají k rozdrčení širokého spektra materiálů. K tomuto účelu jsou využívány rozdílné mechanismy, ne všechny jsou však vhodné k drcení plastů. Pro určení vhodné konstrukce drtičky plastů bylo třeba provést analýzu vstupního materiálu (viz kap. 1.4) a zjistit obecné chování drceného materiálu. Dále bylo zapotřebí stanovit požadovanou kvalitu výstupního granulátu, která je závislá na technologii vytlačování (kap. 1.5). V této kapitole jsou vytyčeny cíle práce a vytvořeny parametry drtičky plastů.

### 2.1 Cíl práce

Hlavním cílem práce je konstrukce drtiče plastových dílů pro následné využití při výrobě plastových strun pro 3D tisk.

Dílní cíle bakalářské práce:

- identifikace parametrů ovlivňujících návrh
- návrh konstrukčních variant
- konstrukční řešení finální varianty
- realizace 3D modelu a výkresové dokumentace stroje

### 2.2 Identifikace parametrů ovlivňující návrh

Při identifikaci parametrů se vychází z kap. 1. Nejdříve jsou vytvořeny upřesňující požadavky na konstrukci a následně jsou sepsány důležité parametry, které by měl stroj pro správnou funkci drcení tisknutého plastu splňovat.

Drcení probíhá zhruba jednou za měsíc, prioritou konstrukce tudíž není rychlost drcení (kg/h). U drtičky se klade důraz na velikost stroje ku maximální velikosti vstupních objektů (snaha pro co možná nejmenší řešení konstrukce, jež by splňovalo kritéria drcení). Nevyžaduje se tichý provoz (pro konstrukci se nebude vyžadovat odhlučňovací stěna). Nepředpokládá se zahřátí drceného mat. nad kritickou hodnotu, při které by docházelo k přilepování. Je požadována snadná dostupnost k pracovnímu prostoru – v případě zaseknutí stroje nebo pro potřebné čištění. Je také požadována mobilita stroje. Drtička by měla být poháněna pouze jedním elektromotorem.

Co se *vstupních parametrů* týče, vstupní drcená tělesa jsou pevná a k jejich přepůlení (podrcení) je dostačující tlak 100 MPa. Absorpce energie u plastových těles je maximálně 15 kJ/m<sup>2</sup> při ostré geometrii nožů. Předpokládá se drcení hlavně menších součástí, ale stroj by měl být navrhnout i pro největší možná tělesa, která lze vytisknout na standardních 3D tiskárnách. Nepředpokládá se dlouhotrvající nepřetržitý provoz (průměrný provoz 84 min). *Parametry při drcení*: jsou vyžadovány bezpečnostní prvky, kryt a sklopená násypka (materiál má tendenci „vystřelovat“ z pracovního prostoru viz kap. 3.1.3). *Výstupní parametry*: rozměrová stálost granulátu je prioritou dle kap. 1.5 ideální do 3 mm velikosti zrna. Dalším parametrem je procentuální velikost prachu, je potřeba zvolit konstrukci drtičky tak, aby nepodrtila součásti úplně na prach (dále nepoužitelný výstupní materiál tzv. ztráty).

### 3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

3

Kapitola popisuje výběr varianty drtičky. Dle požadavků je třeba navrhnout drtičku, která bude rozmělnovat vstupní plastové součásti bez vnějšího zásahu. Výsledný granulát by měl být homogenní, bez velkého procenta prachu a zrna granulátu by ideálně měla mít velikost do 3 mm. Tyto požadavky splňují pouze dvě řešení: *rychloběžný nožový mlýn* a *pomaluběžný drtič* (kap. 1.2.6). Pro pochopení problematiky drcení a získání dalších poznatků pro správnou volbu konstrukce je v první části koncepčního řešení proveden experiment. Poté jsou vhodné konstrukce porovnány mezi sebou a vypsány jejich výhody a nevýhody. Je zvolena nejideálnější možnost, pro kterou jsou vytvořeny varianty, z nichž je vybráno finální řešení.

#### 3.1 Experiment

3.1

Proces drcení byl reálně vyzkoušen. Nashromážděné součásti z 3D tiskárny z mat. ABS byly rozdrčeny v drtičce poskytnuté plastikářskou firmou. Tato kapitola popisuje průběh experimentu.

##### 3.1.1 Technické parametry drtičky

3.1.1

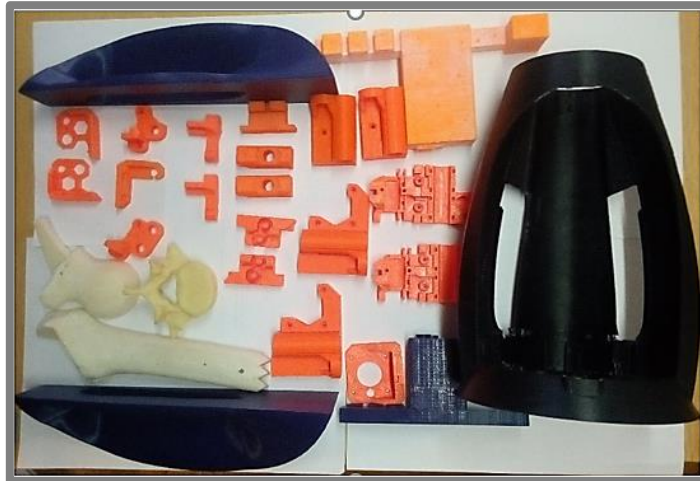


Obr. 3-1 Drtička AP112, vlevo detail pracovního prostoru

Součásti byly drceny na stroji o výkonu motoru: 2,2 kW, při otáčkách rotoru 850 ot/min. Rotor má průměr 140 mm a je přímo napojený na motor bez jakékoliv spojky. Pracovní prostor je tvořen dvěma pevnými noži a třemi rotorovými noži, které jsou přišroubovány k rotoru (viz obr. 3-1). Kvůli hlučnému provozu je stroj umístěn v oddělené odhlučněné místnosti. Síto je umístěno ve spodní části a je vyměnitelné (v případě experimentu bylo použito síto s průměrem ok 5 mm). První část vstupní násypky je rovnoběžná s motorem a druhá část je kolmá. Stroj nepoužívá žádný konstrukční prvek (např. posuvnou lištu) pro tlačení součástí do pracovního prostoru drtičky.

### 3.1.2 Vstupní součásti

Součásti na obr. 3-2 jsou vyrobeny z materiálu ABS o maximální výplni 30 %. Největší drcenou součástí je černý trychtýř na obr. 3-2 vlevo dole a jeho rozměry jsou: výška–320 mm, maximální průměr v dolní části–170 mm, a tloušťka stěny 3 mm.



Obr. 3-2 Drcené součásti na drcení

### 3.1.3 Průběh drcení

Všechny plastové součásti jsou postupně ručně vkládány do násypky drtičky, která nemá přísuvnou lištu. V případě tzv. poskakování součástí na nožích rotoru, se součásti přitlačí pomocí tyče. Dle zkušenosti obsluhy stroje, bylo potřeba modrá tělesa (obr. 3-3) před samotným drcením nalámat, což je značná nevýhoda při velkém počtu kusů. Všechny součásti byly drceny naráz a celková doba drcení byla zhruba 20 minut. Čím je síto menší, tím je drť jemnější, ale doba zpracování je zpravidla delší. Součásti ze stroje často „vystřelují“, proto se při drcení využívá ochranných brýlí a pracovní části stroje jsou zakrytované.



Obr. 3-3 Ruční drcení plastové součásti

### 3.1.4 Závěr – výsledky experimentu

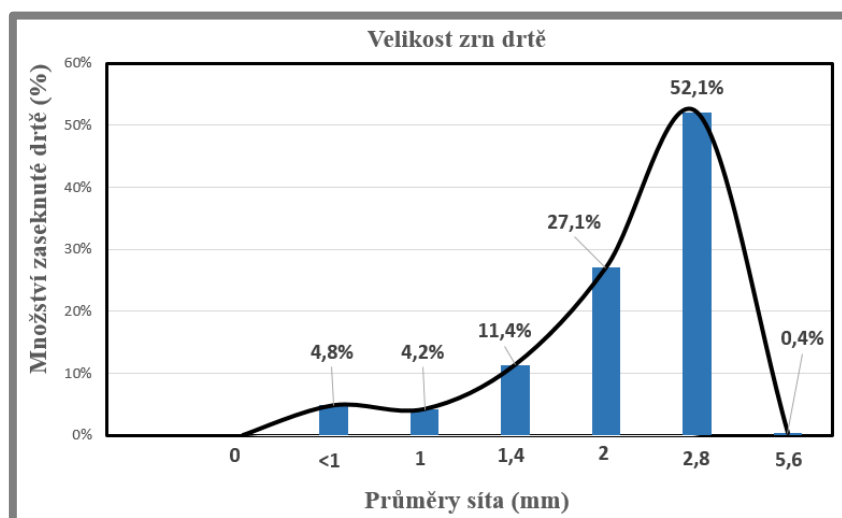
V příloze A jsou jednotlivé nadrcené součásti rozděleny podle barvy. Velikost zrn by měla být menší než 5 mm dle použitého síta.



Obr. 3-4 Oranžové součásti nadrcené

Po provedení analýzy velikosti drtě lze říct, že maximální velikost zrn je 10 mm (velmi malé procento z celkového množství). Většina zrn má podobný rozměrový poměr mezi délkou, šířkou a výškou, což je žádoucí. Fotografie drtě byly zaslány do firem, které se zabývají tvorbou filamentu viz kap. 1.5. Ty dle možností vyhodnotili drť jako hraniční pro výrobu filamentu. Například firma 3Devo uvádí, že jejich extruder je navrhnout pro maximální velikost zrna 4,5 mm. [34]

K roztřizení velikosti zrn bylo využito střešacího stroje *Fritsch Analysette*, z jehož výsledků byl pomocí *Excelu* vytvořen graf.



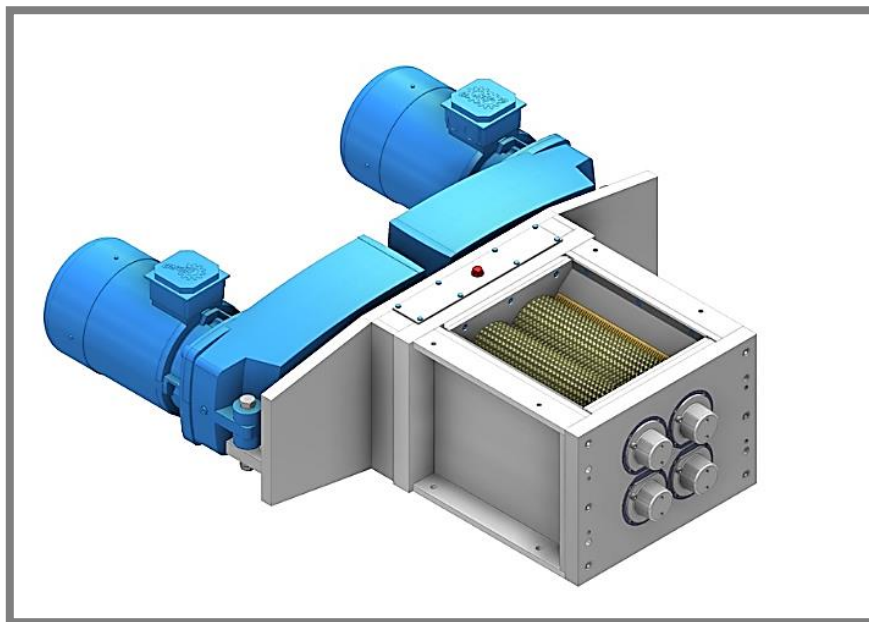
Obr. 3-5 Graf hmotnostního poměru

Graf názorně ukazuje rozložení velikosti drtě. Na ose x je průměr ok síta a na ose y je hmotnost v procentech ku celkové hmotnosti drtě, která se na daném sítu zasekla. Z jednoho kilogramu drtě bylo odebráno a proseto třikrát 200 g, každé prosévání trvalo 5 minut při amplitudě střešání 1,5 mm. Graf ukazuje průměrnou hodnotu ze tří měření. Dle grafu se 52,1 % drtě zaseklo na síte o velikosti ok 2,8 mm. V tomto případě by tudíž pouze 47,9 % drtě splňovalo kritérium o ideální velikost zrn  $\leq 3$  mm.

V následující podkapitole jsou na základě znalostí z kap.1 a na základě provedeného experimentu zvoleny dvě vyhovující řešení a uvedeny jejich výhody a nevýhody.

### 3.2 Pomaluběžný drtič

S pomalubežným drtičem lze rozdrtit větší vstupní rozměry, plně by proto v tomto ohledu vyhovoval požadavkům, ovšem výstup není zcela homogenní, závisí především na rychlosti otáčení, na šířce disku nože a na použitém sítu. Dosažení malého rozměru výstupní drtě (viz obr 3-6) přináší několik nevýhod. Na druhou stranu značnou výhodou stroje jsou malé rázy působící na konstrukci a relativně tichý chod vlivem nízké rychlosti otáčení, která je docílena redukcí rychlosti pomocí šnekového, popřípadě planetového převodu.



Obr. 3-6 čtyř-hřídelový drtič Moco Shredder 3D model [35]

Toto řešení firmou Moco Shredder [35] by splňovalo kritéria vstupních i výstupních parametrů (velikost řezných disků 3 nebo 5 mm), ale za cenu použití dvou motorů a čtyř-hřídelového provedení. Muselo by se taktéž použít dalších konstrukčních částí, jež jsou potřeba pro jejich spojení (spojky, řemenové potažmo ozubené převody, uložení hřídelů a ložisek).

### 3.3 Rychloběžný mlýn

Konstrukce rychloběžného mlýnu obecně splňuje kritéria výstupní kvality, ale při vkládání větších částí dochází k zaseknutí nožů a k následnému přetěžování motoru. Rozměrné součásti lze před drcením manuálně nebo jinak nalámat, jako při experimentu v kap. 3.1.3. Ovšem pro běh stroje se požaduje bezzásahová činnost. Cokoliv, co se vytiskne na standardní 3D tiskárně, by mělo jít bez jakékoliv úpravy podrtit.



Obr. 3-7 Terier G 400/900, upraveno [2]

Při drcení dochází k rázům, které jsou přenášeny do konstrukce stroje. Rychloběžná varianta pro drcení plastu by musela obsahovat setrvačnick k snížení těchto rázů a byla by pravděpodobně zástavbově mnohem větší než pomaluběžný drtič, aby dříve uvedené kritéria splnila.

### 3.4 Varianty dvojstupňového drtiče

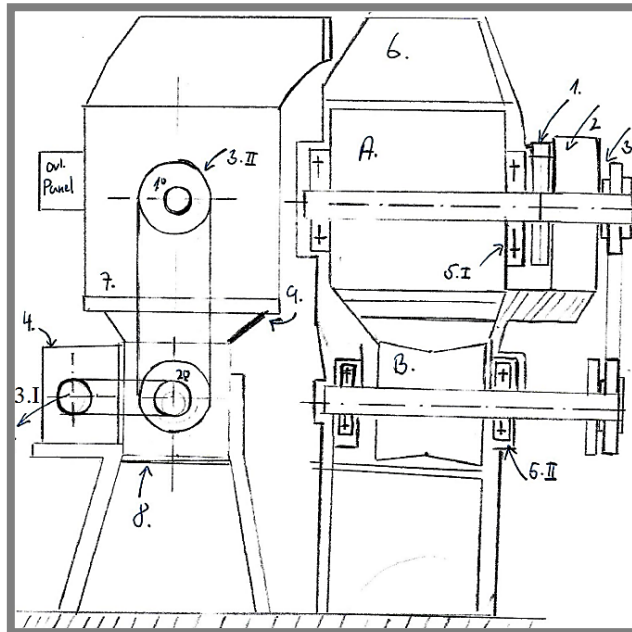
3.4

Oba dva typy drtičů by v řešení zmíněných v předcházejících kapitolách byly víceméně vyhovující pro zadání, ale zároveň by disponovaly značnými nevýhodami. Pro konečné řešení je proto zvolena varianta kombinace těchto dvou typů do jednoho.

Tato kapitola ukazuje varianty poskládání dvojstupňového stroje. Pro všechny možnosti platí několik stejných vlastností: jsou poháněny elektromotorem, první stupeň je pomaluběžný (na obrázcích značen A), druhý rychloběžný (značen B). Při pohonu obou stupňů drtiče jedním motorem jsou jednotlivé stupně spojeny řemenovým převodem, který je upřednostněn před převodem řetězovým, a to kvůli jeho funkci jako bezpečnostního prvku. Před pomaluběžným stupněm je zařazen převod dopomala. Před každý stupně je také zařazena bezpečnostní spojka. Obě dvě části jsou upevněny k rámu stejně tak jako vstupní násypka a spojovací střední člen.

Při návrhu variant jde o volení vhodných komponentů, které jsou poskládány do určité kombinace. Největším rozdílem je volba převodu dopomala (šnekový nebo planetový převod) a to kvůli změně vstupní a výstupní roviny hřídelů. Pracovní prostory obou drtičů jsou ve všech případech (konkrétní volby součástí jsou představeny v konstrukční části) stejné, taktéž celková konstrukce rámu a krytů je téměř identická.

### 3.4.1 Dvojstupňový drtič – A

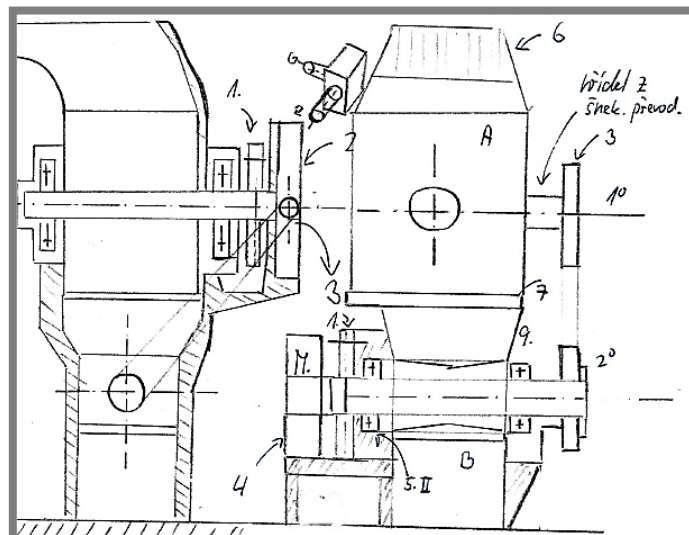


Obr. 3-8 Varianta A – náčrt

Popis obrázku: 1. bezpečnostní spojka, 2. planetová převodovka, 3.I a 3. II řemenové převody, 4. motor, 5.I a 5. II uložení ložisek, 6. násypka, 7. síto hrubé 10 mm, 8. konečné síto 3 mm, 9. spojovací část.

Oba dva pracovní prostory jsou v jedné rovině, a to díky použití planetové převodovky (dražší řešení). Z uvedených možností má varianta A minimální délku díky uložení motoru na stranu (varianta s maximální šířkou). Použity jsou dva řemenové převody.

### 3.4.2 Dvojstupňový drtič–B



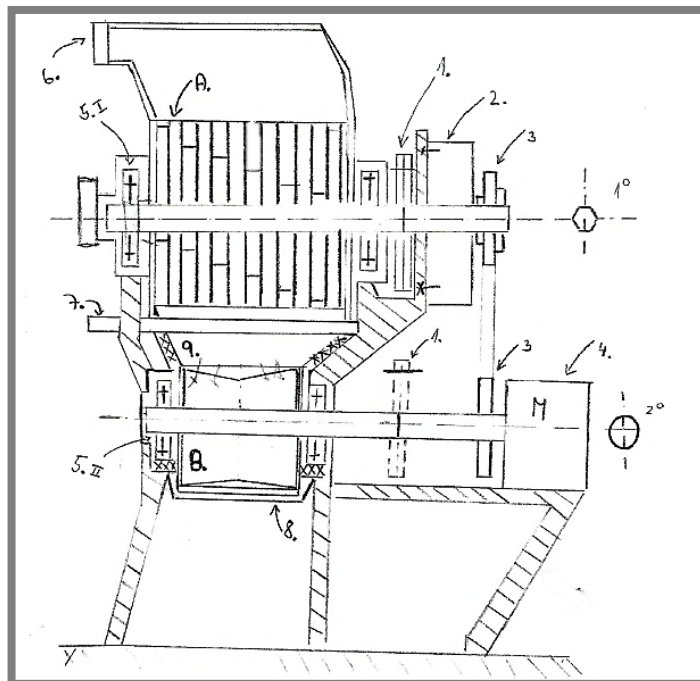
Obr. 3-9 Varianta B-náčrt

Popis obrázku: 1. bezpečnostní spojka, 2. šneková převodovka, 3. řemenový převod, 4. motor, 5.I a 5.II uložení ložisek, 6. násypka, 7. síto hrubé 10 mm, 8. konečné síto 3 mm, 9. spojovací část.

Varianta B obsahuje pouze jeden řemenový převod a šnekovou převodovku. Pracovní prostory prvního a druhého stupně jsou vůči sobě natočeny o  $90^\circ$ .

### 3.4.3 Dvojstupňový drtič – C

3.4.3



Obr. 3-10 Varianta C-náčrt

Popis obrázku: 1. bezpečnostní spojka, 2. planetová převodovka, 3. řemenový převod, 4. motor, 5.I a 5.II uložení ložisek, 6. násypka, 7. síto hrubé 10 mm, 8. konečné síto 3 mm, 9. upevnění k rámu

Varianta C obsahuje jeden řemenový převod, před pomaluběžným stupněm je umístěna planetová převodovka. Na pravé straně obrázku jsou zobrazeny průřezy hřídelů. Hřídel prvního stupně má průřez n-úhelníku a hřídel druhého stupně má kruhový průřez.

### 3.5 Závěrečná volba varianty

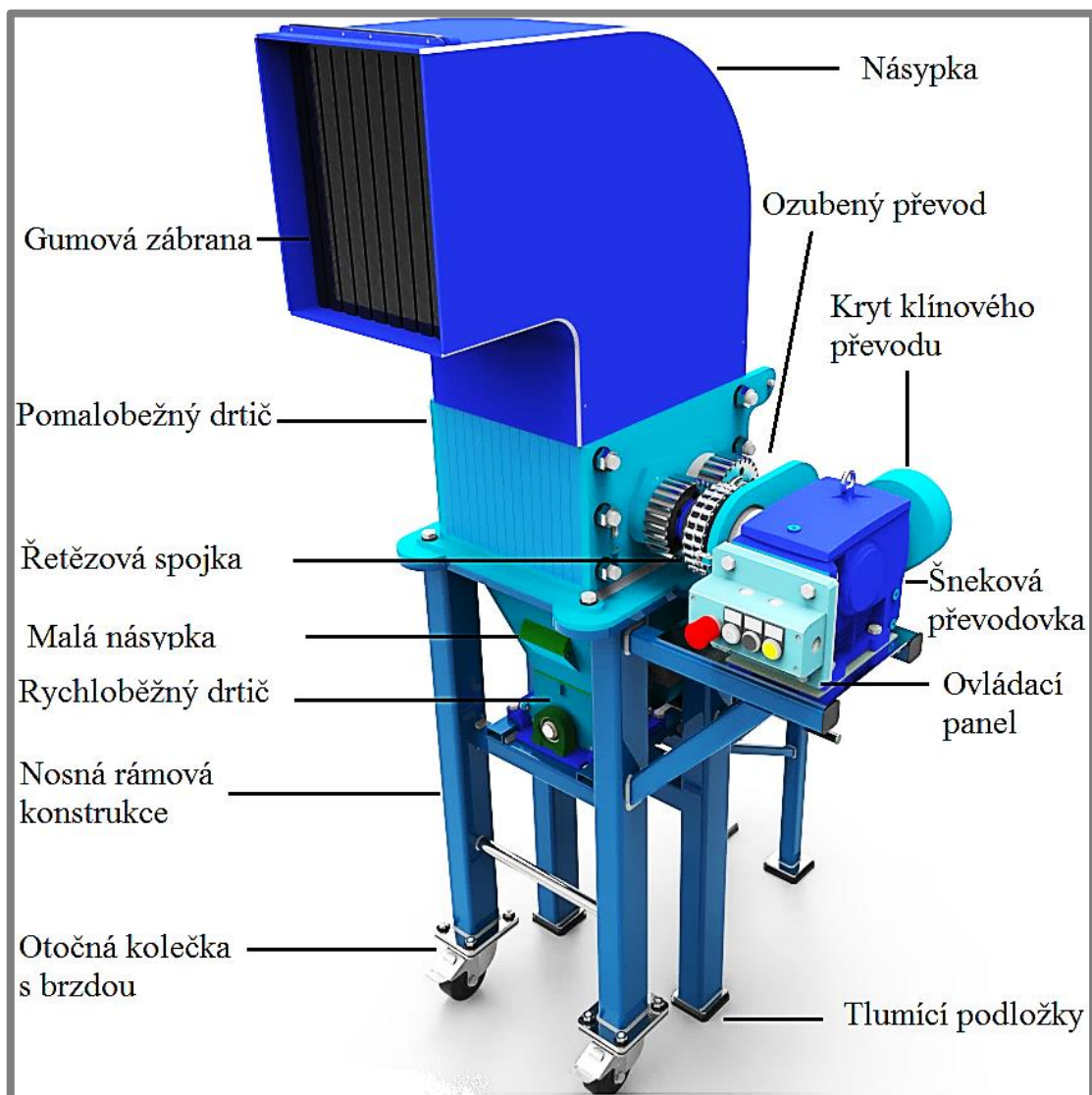
3.5

Z uvedených variant je zvolena **varianta B**. Je zde použita šneková převodovka, což při stejných konstrukčních požadavcích je levnější řešení než převodovka planetová. Je třeba pouze vyřešit napojení prvního a druhého stupně drtičky. K tomuto účelu je využít pouze jeden řemenový převod. Kvůli rozdílné vstupní a výstupní rovině šnekového převodu budou pracovní prostory drtiček vzájemně otočeny o  $90^\circ$ , dle předpokladu by to mělo mít pozitivní vliv na deformaci (větší šance k získání kolmého směru drtící síly ku směru mezer v tisknutých vrstvách). Oba dva drtičí stupně budou umístěny na svařované konstrukci rámu a budou spojeny středním spojovacím členem, který bude obsahovat samostatnou násypku. V průběhu řešení je pouze přesunut řemenový převod přímo za motor z důvodu efektivnějšího využití prostoru. V následující hlavní části práce bude popsána konstrukce celého stroje.

## 4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

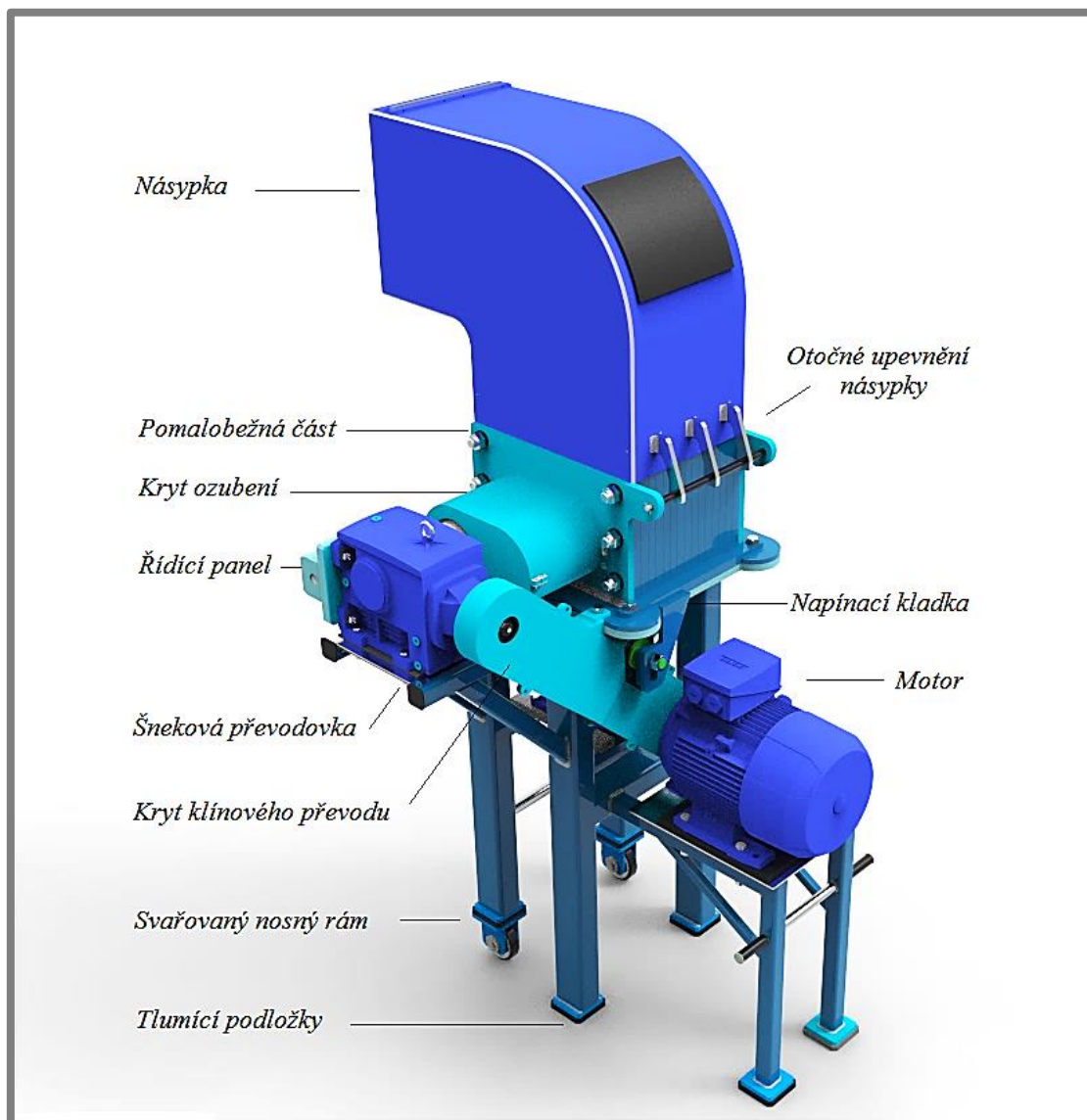
Kapitola popisuje řešení dvojestupňového drtiče dle varianty B, jež bude splňovat určené parametry z kapitoly 2. Na začátku je představena celková konstrukce stroje a jeho základní technické parametry. Poté se kapitola věnuje určení potřebných sil pro drcení a jsou popsány konstrukce jednotlivých částí. Dále jsou popsány postupy při výběrů spojovacích komponent. Zvolená řešení jsou doprovázena důležitými výpočty. Konec kapitoly se věnuje nosnému rámu a předběžnému ekonomickému zhodnocení.

### 4.1 Celková konstrukce stroje



Obr. 4-1 Dvojestupňový drtič 3D model

Na obrázku 4-1 je zobrazen celkový 3D model stroje vytvořený v *Autodesk Inventor Professional 2018*, pro lepší zobrazení funkčnosti není u ozubeného soukolí viditelný kryt, na dalším obr. 4-2 je kryt zobrazen ze zadní strany.



Obr. 4-2 Zadní pohled dvojstupňového drtiče

Drtička se skládá ze dvou strojů. Na prvním stupni je pomaloběžná část pro drcení velkých součástí o rozměrech pracovního prostoru 300 x 280 mm, která se skládá ze dvou hřídelů – na každém z nich je umístěno patnáct řezných disků. První stupeň končí sítí s průměrem ok 10 mm. Pro přenos kroučící momentu mezi hřídeli je využito ozubeného převodu. Drtička prvního stupně je poháněna dopomala šnekovým převodem. Pohon je přiveden na první stupeň pomocí klínového převodu. Druhý stupeň stroje je rychloběžný mlýn, který se skládá z rotoru (s pěti natočenými noži) a dvou pevných nožů, na jehož konci je síto o průměru ok 3 mm. Před oběma stroji je bezpečnostní řetězová spojka. Pohon obou částí stroje poskytuje elektromotor.

Výška drtičky je 1,82 m. Nejširší je drtička v místě šnekové převodovky: 0,8 m a nejdelší v místě motoru: 0,8 m. První stupeň drtičky společně s ovládacím panelem a šnekovu převodovkou jsou ve výšce 1,3 m. Hmotnost celého stroje je zhruba 280 kg. V dalších podkapitolách jsou součásti drtičky popsány podrobně.

## 4.2 Síly při drčení

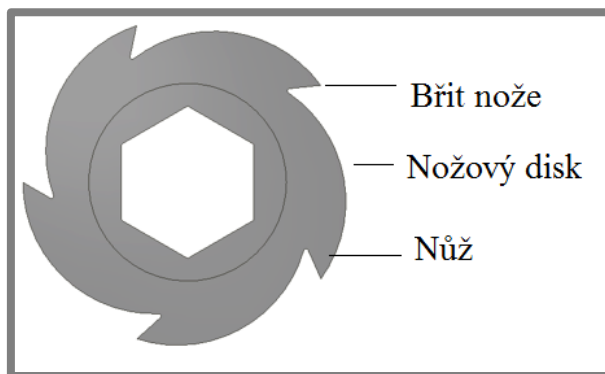
Určení sil pro drčení je obecně problematické. Po konzultaci s českým výrobcem drtící techniky, firmou *Terier*, a německou firmou *Weima*, mi bylo sděleno, že tento druh výpočtu ani jedna z firem neprovádí. Potřebnou sílu, potažmo z ní vypočítaný potřebný výkon motoru, určují tyto firmy na základě experimentů s hotovými stroji, a na základě získaných zkušenostmi s předchozími konstrukcemi.

Přímý výpočet drtící síly se neprovádí ze zcela jasných důvodů: při drčení dochází ke kombinaci namáhání, která závisí na vlastnostech vstupujících těles: jejich tvaru, hmotnosti, velikosti a poloze v jaké se při samotném drčení nastaví. Způsob namáhání také závisí na konstrukci stroje a na vlastnostech materiálu, z něhož jsou drčená tělesa vyrobena. Navíc dochází k chaotickému pohybu součástí při drčení, tudíž se některé vlastnosti mění. Tyto vlastnosti nejdou výpočtem dostatečně aproximovat, proto se firmy soustředí především na experimentální určování požadovaných výkonů. Je analyzováno několik článků, které se zabývají návrhem drtiče a určením jeho síly pro drčení [36], [37], [38], jejich výpočty jsou ovšem také spíše založeny na odhadu.

V této kapitole je vypočítána předpokládaná potřebná síla pro drčení, k tomuto výpočtu jsou využity základní vztahy pro namáhání, které jsou pak vynásobeny příslušnými zvolenými koeficienty pro přesnější aproximaci. Pro porovnání výsledku je na konci podkapitoly 4.2 uvedena tab. 4-1. Tabulka obsahuje parametry strojů, které jsou používány k podobným účelům. V tabulce jsou také zmíněny technické parametry stroje, jenž byl použit v experimentu (kap. 3.1) a také jsou zde uvedeny hodnoty, k nimž dospěli autoři předešle zmíněných článků. Pro určení přibližné drtící síly je nejdříve potřeba definovat geometrii nástrojů a rozměry pracovního prostoru.

### 4.2.1 Pomaloběžný drtič

V případě konstrukce je požadavek na bezobsluhové drčení na prvním stupni. Jedná se o to, aby pracovní prostor byl větší než největší součást, kterou lze tisknout na standardních 3D tiskárnách a nevznikla by potřeba tělesa před drčením manuálně zmenšit. Rozměr pracovního prostoru prvního stupně je tudíž zvolen na šířku 280 a délku 300 mm, která se předpokládá jako dostačující. V tomto prostoru budou uloženy dva hřídele, jejichž osová vzdálenost je 120 mm. Na každém hřídeli je uloženo 15 nožových disků o průměru  $D_1=150$  mm a šířce 10 mm.



Obr. 4-3 Disk pomaloběžného drtiče

Tvar nože určuje jeho schopnost proniknout do materiálu. Což se při drcení plastů ukazuje jako klíčová vlastnost nástroje. Z tohoto důvodu je vytvořen nůž s ostrou geometrií břítu. Více o uspořádání drtiče prvního stupně je řečeno v kap. 4.3.

Síla potřebná k vytvoření deformace u tělesa vychází z požadovaného tlaku na drcení. Dle kap. 1.4 je zvolen požadovaný tlak, který musí stroj při drcení vstupního materiálu vytvořit:

$$Rm_{tlak} = 100 \text{ MPa} \quad (4-1)$$

Podle geometrie je obsah boku břítu:

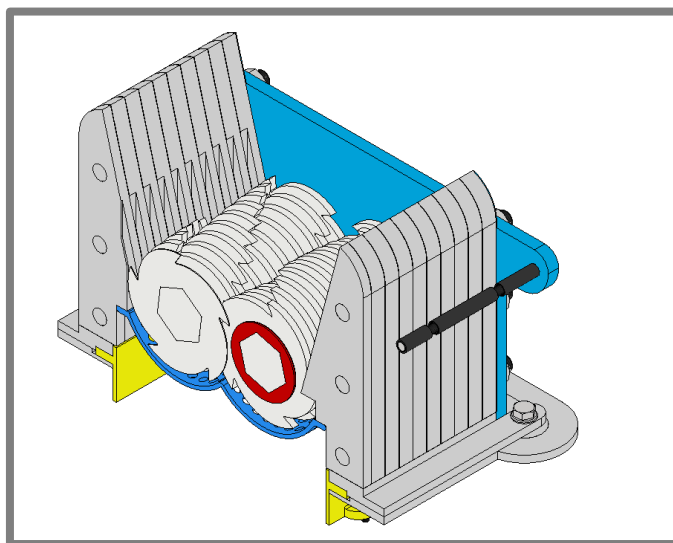
$$S_{nůž} = 115,47 \text{ mm}^2 \quad (4-2)$$

Vlivem ostré geometrie zubu definujeme jeho sníženou řeznou plochu:

$$S_{r1} = S_{nůž} \cdot 0,1 = 115,47 \text{ mm}^2 \cdot 0,1 = 11,547 \text{ mm}^2 \quad (4-3)$$

Výpočet potřebné síly pro drcení je aproximován dle základního vztahu pro namáhání na tlak:

$$Rm_{tlak} = \frac{F}{S} \quad (4-4)$$



Obr. 4-4 Řez drtičem, uložení nožů do šroubovice

Potřebná síla pro drcení na prvním stupni pro jeden břit na nožovém disku je:

$$F_{1^\circ} = Rm_{tlak} \cdot S_{r1} = 100 \text{ MPa} \cdot 11,547 \text{ mm}^2 = 1154,7 \text{ N} \quad (4-5)$$

Určení koeficientu namáhání více nožů:

Jednotlivé disky jsou umístěny do šroubovice (obr. 4-4), z toho vychází, že při jakémkoliv natočení vždy bude několik břitů nože v jedné rovině. Disky jsou uloženy na hřídeli v pěti možných polohách (5 nožů). V případě 15 disků na jednom hřídeli, budou vždy 3 břity nože v jedné rovině. Z této úvahy vychází koeficient násobení síly **k1=3**.

Zároveň je potřeba zavést koeficient pro zatížení dvou břitů na jednom disku ve stejný čas. Tyto břity spolu svírají úhel  $72^\circ$ , tudíž si lze představit situaci, kdy oba dva břity zabírají do součásti zároveň:  $k_2=1,5$  (nepředpokládá se zatížení tří břitů současně).

Poslední je koeficient bezpečné deformace volen jako:  $k_3=1,1$ . Nízká hodnota koeficientu je volena v závislosti na vysokém drtícím tlaku a na základě řezné geometrie nože, která má ostrý úhel pro zlepšení průniku do součásti. Koeficient je zvolen a slouží k navýšení síly pro zajištění deformace tělesa.

Celkový koeficient navýšení síly:

$$k_c = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 3 \cdot 1,5 \cdot 1,1 = 4,95 \quad (4-6)$$

Celková síla, která bude působit na břity nožů při drcení:

$$F_{celk.1^\circ} = k_c \cdot F_{1^\circ} = 4,95 \cdot 1154,7N = 5715,8 N \quad (4-7)$$

Z celkové síly vychází potřebný kroutící moment na hřídeli:

$$Mk_1 = \frac{F_{celk.1^\circ} \cdot D_1}{2} = \frac{5715,8N \cdot 0,15m^2}{2} = 428,682 Nm \quad (4-8)$$

Zvoleny otáčky pro pomaluběžný drtič (otáčky jsou voleny na základě kompromisu mezi potřebným výsledným výkonem a rychlosti drcení):

$$n_1 = 18 \frac{ot}{min} \quad (4-9)$$

Výkon, jež bude potřebovat první stupeň drtiče na podrcení vstupních těles z plastu při dané geometrii nože, bude:

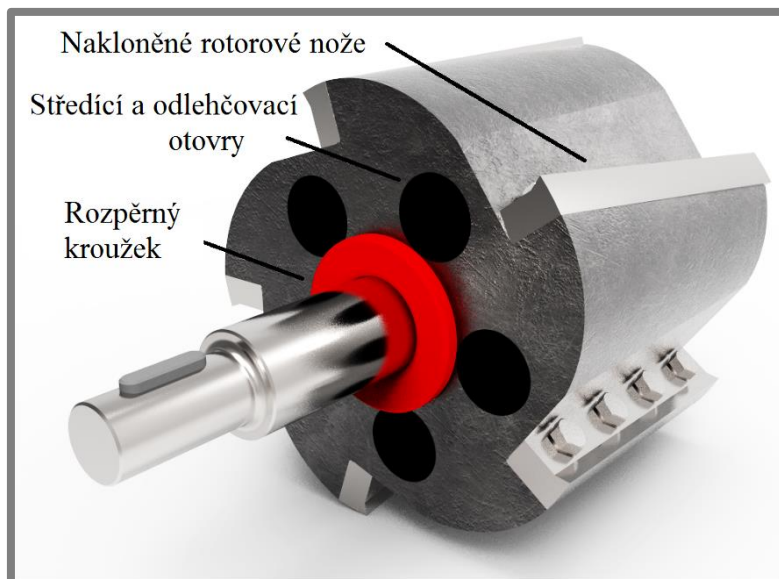
$$P_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Mk_1}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 18 \frac{ot}{min} \cdot 428,682Nm}{60} = 0,808 kW \quad (4-10)$$

Toto je výkon, jenž je potřeba přenést na první stupně drtiče. Bude plně využit v případě záběru pěti nožů. Nelze předem říci, jak často k této situaci bude docházet. Pro první výpočet stroje, u kterého nelze zajistit experimentální zjištění těchto faktorů se předpokládá tato aproximace jako dostačující.

## 4.2.2 Rychloběžný drtič

Určení rozměrů pracovního prostoru pro rychloběžný drtič: na rotoru o průměru  $D_2=120$  mm je umístěno pět nožů s délkou břitu  $l=100$  mm (obr. 4-5), nože jsou připevněny na rotoru pod úhlem  $7^\circ$ , z důvodu snížení délky střížné hrany neboli nedojde k zaseknutí drtiče vlivem púlění těles po celé délce hrany nože. Na svařovaném rámu jsou přišroubovány dva přímé stacionární nože viz obr. 4-6.

U rychloběžného drtiče se předpokládá rázové zatížení na drcená tělesa. Dle tohoto kritéria je v kap. 1.4 určena hodnota  $E=15$  kJ/m<sup>2</sup> – energie, kterou spotřebuje materiál

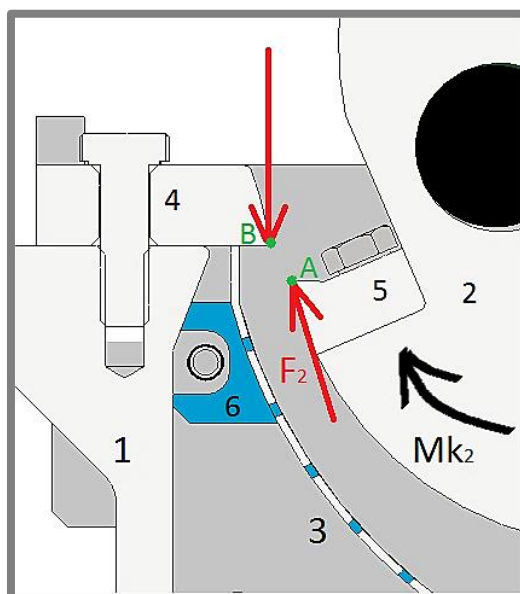


Obr. 4-5 Rotor druhého stupně – rychloběžné části

tělesa při přepůlení vlivem rázového zatížení.  $E$  je hodnota vycházející z *Charpyho zkoušky houževnatosti*, která je snížena vlivem zvolené řezné geometrie. Součásti, jež vychází z předešlého drcení, prochází vrchním sítím o velikosti 10 mm. Maximální průměr vstupního tělesa do druhého stupně drtiče je:  $d_{tel}=10\text{ mm}$ .

Obsah průřezu vstupujícího tělesa do druhého stupně drtiče, s průměrem ok vrchního síta:

$$S_{tel.2} = \frac{\pi \cdot d_{tel}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10\text{mm}^2}{4} = 0,0000785\text{ m}^2 \quad (4-11)$$



Obr. 4-6 Schéma sil při drcení druhý stupeň

Na obrázku je vidět schéma drcení tělesa v rychloběžné části. V rámu (1) je uložen pevný nůž (4). Na rotoru (2) je pomocí šroubů připevněn nakloněný nůž (5). Při drcení těles výsledná drť propadá spodním sítím o průměru ok 3 mm (3), které je připevněno pomocí zápuštných šroubů (6).

Lze si představit těleso mezi body *A* a *B* (na obrázku 4-6 zeleně) o maximální velikosti 10 mm. Rotorový nůž musí projít tímto tělesem tak, aby došlo k jeho rozpůlení. Při průniku tělesa je spotřebováno určité množství energie. Energie spotřebovaná pro porušení tělesa v rychloběžném drtiči:

$$E_2 = E \cdot S_{tel.2} = 15 \frac{kJ}{m^2} \cdot 78,54mm^2 = 1,178 J \quad (4-12)$$

Zároveň také platí, že energie se rovná:  $E_2 = W_2 = (F_2 \cdot r_{2^\circ})$  (4-13)

Geometrie rotoru je nastavena tak, že ke kontaktu hran rotorového a pevného nože dochází vždy na jedné straně. Dále jsou rotorové nože nakloněny o 7° což bude mít za následek postupné zabírání celé délky hrany nože. Nelze bez experimentálního zjištění říci, kolik těles a jakou velkou částí se tyto tělesa budou nacházet v prostoru mezi hranami nožů. Z tohoto důvodu je voleno navýšení potřebné energie pro drcení na dvojnásobek. Dráha nože přes těleso  $r_{2^\circ} = 10 mm$ .

Potřebná síla rychloběžného drtiče:  $F_2 = \frac{2 \cdot W_2}{r_{2^\circ}} = \frac{2 \cdot 1,178 J}{10mm} = 235,6 N$  (4-14)

Potřebný krouticí moment rychloběžného drtiče:

$$M_{k2} = \frac{F_2 \cdot D_2}{2} = \frac{235,6 N \cdot 120mm}{2} = 14,136 Nm \quad (4-15)$$

Při zvoleném motoru o daných otáčkách  $n_2=975$  ot/min je pak výkon potřebný na druhém stupni drtiče:

$$P_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot M_{k2}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 975 \frac{ot}{min} \cdot 14,136 Nm}{60} = 1,4433 kW \quad (4-16)$$

### 4.2.3 Zhodnocení výsledků výpočtu:

Tab. 4-1 Porovnání strojů v podobné kategorii

Název stroje – firmy r. = rychloběžný drtič p. = pomaloběžný drtič k. = kombinovaný drtič	Pracovní prostor (cm)x(cm)	Výkon (kW)	Průměr rotoru (cm)	Otáčky (ot/min)	Krouticí moment (Nm)	Síla na obvodu (N)
<i>D25.38 – Wanner r.</i>	25 x 38,5	5,5	19,5	330	159,2	1632
<i>GSL (130)– Zerma k.</i>	18 x 12	2,2	18	150	140	1556
<i>G 150/80–Terier r.</i>	15 x 24	2,2	15	300	70	933,3
<i>AP112M – MEZ, exp. r.</i>	14x10	2,2	14	850	24,71	353
<i>DR120 – ČASTULÍK p.</i>	20x28	2,2	13	14	1500	23077
<i>Plastic Home p.</i>	-	2,2	-	70	300	-
Článek [37] r.	-	3,75	15	1470	24,36	304,5
Článek [38] k.	-	2,8	15	266,5	100,3	1337
<b>Pomaloběžná část p.</b>	<b>28x30</b>	<b>0,81</b>	<b>15</b>	<b>18</b>	<b>423</b>	<b>5716</b>
<b>Rychloběžná část r.</b>	<b>12x10</b>	<b>1,45</b>	<b>12</b>	<b>975</b>	<b>14,2</b>	<b>236</b>

## Zhodnocení výpočtů

Tato aproximace výpočtu odpovídá pouze přibližně skutečnému mechanismu drcení. Správný popis je závislý na tolika vlastnostech, a některé z nich jsou proměnlivé, že je velmi složité ho správně určit, proto se firmy tímto výpočtem nezabývají a všechny své stroje staví na základě experimentů a dřívějších zkušeností.

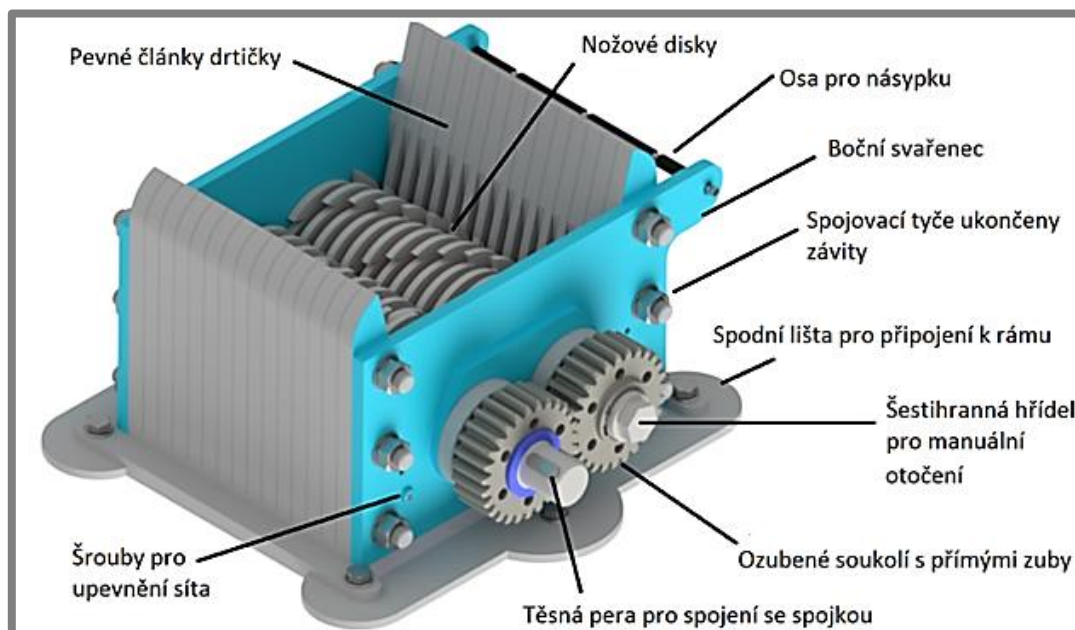
V tabulce 4-1 lze vidět porovnání se stroji, které jsou doporučeny na drcení plastu (především odpadu z technologie zpracování plastu, např. odpadu ze vstřikování). V tabulce jsou také uvedeny hodnoty drtiče z experimentu a uvedených článků. Poslední dvě místa ukazují výsledné parametry pro navrhovaný drtič.

Dle předpokladu je potřeba většího zatížení na homogenní vstřikované plasty než na plasty vyrobené 3D tiskem (kap. 1.4). Hodnoty tomuto předpokladu v tabulce 5-1 odpovídají. Při výpočtu byly některé hodnoty naddimenzovány, například při volbě požadovaného tlaku a pohlcené energie se uvažovalo vždy s největší hodnotou, respektive nejtěžší variantou na drcení; tato hodnota byla ještě navýšena. Lze tedy se značnou jistotou říci, že drtič podrtí plastové součásti vyrobené na 3D tiskárnách. Tyto hodnoty jsou vstupními parametry pro výpočet prvního a druhého stupně v dalších kapitolách.

### 4.3 Konstrukce pomaluběžného drtiče

4.3

Kapitola popisuje konstrukci prvního stupně stroje, začíná u popisu hřídele, pokračuje přes určení všech komponentů na hřideli až ke skládání jednotlivých dílů do rámu prvního stupně. Je-li potřeba, jsou uvedeny výpočty nebo odkazy na přílohy. Při konstrukci stroje byl kladen důraz na snadnou montáž a jednoduchou dostupnost k místům, která je třeba často kontrolovat, např. v případě zaseknutí nebo čištění stroje. Z tohoto důvodu je voleno především spojování součástí pomocí šroubových spojů.



Obr. 4-7 Pomaluběžný drtič

Rozměry pomaluběžného drtiče jsou 370 x 410 mm. Jeho výška bez násypky je 280 mm a s namontovanou násypkou 805 mm. Násypka (není na obrázku pro detailnější znázornění drtičky) je nasunuta na čep, z jedné strany zajištěna závlačkou a na druhé straně opřena o přední bok rámu. Boky rámu jsou svařence a skládají se z hlavní desky a spodní lišty. Mezi předním a zadním bokem, které jsou spojeny pomocí šesti tyčí, jež mají na konci závit, jsou umístěny pevné články drtiče. Tyto články oddělují jednotlivé disky a mají za úkol směřovat tělesa do drtícího prostoru.

Na spodní straně je uchyceno síto o průměru ok 10 mm, které se dá dvěma předními a zadními šrouby uvolnit. Celý rám je upevněn pomocí šroubů a tvarem zapadá do svařované konstrukce nosného rámu. V bocích rámu jsou uloženy kuličková ložiska s kosoúhlým stykem.

Disky jsou vyrobeny laserovým vyřezáváním z polotovaru široké válcované ocele za tepla: PLO 160 x 10 – ČSN 42 5526 z materiálu ČSN 12 010, jejich břity jsou ostřené (broušené) pro efektivnější zasekávání do materiálu a v případě potřeby se dají tepelně zpracovat, a to z důvodů navýšení odolnosti vůči opotřebení. Tyto disky jsou mezi sebou na hřídeli odděleny pomocí rozpěrných kroužků, vždy tak aby se disky s kroužky střídaly a zapadaly do protilehlé části. První a poslední rozpěrný kroužek na každé hřídeli má speciální tvar pro přenášení axiální síly na kosoúhlá ložiska, viz obr. 4-15. Každá část bude představena v nadcházejících podkapitolách.

---

### 4.3.1 Hřídele prvního stupně drtiče

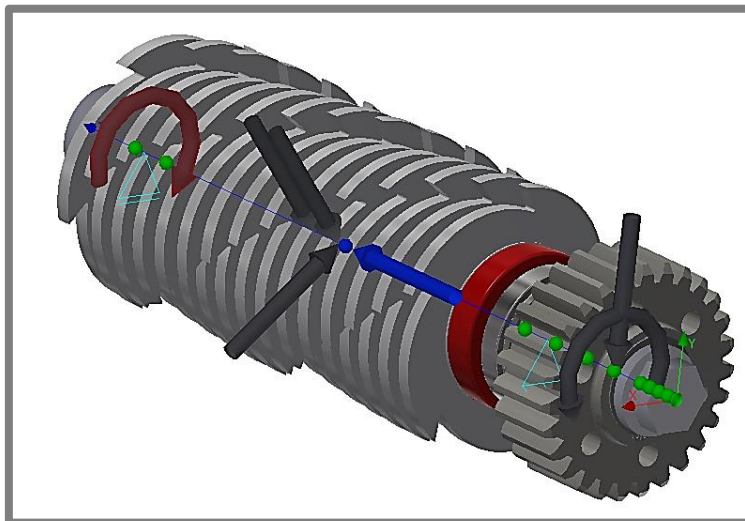
Oba dva hřídele prvního stupně jsou vyrobeny z mat. ČSN – 11 500, jejich polotovar je šestihranná tyč tažená zastudena s průměrem vepsané kružnice  $a=60$  mm, její značení je 6HR 60h11 – ČSN 42 6530. Hřídele prvního stupně jsou až na poslední část stejné. Jedna hřídel končí šestihranem pro možnost manuálního otočení drtiče v případě zaseknutí. Druhá končí válcovou částí s dvěma pery pro připojení spojky.

Vzhledem k téměř identické geometrii hřídelů je výpočet proveden pouze pro delší hřídel, který obsahuje napojení na řetězovou spojku. Výpočet byl realizován pomocí výpočetního modulu v *Autodesk Inventor Professional 2018*, program navrhl ideální průměr hřídele, poté byla provedena ve zvolených místech kontrola výpočtem z *Konstruování strojních součástí* [39], některé technické hodnoty byly převzaty ze *Strojnických tabulek* [40]. Výpočet byl realizován v rozhraní *PTC Mathcadu Prime 3.1*.

Celkový výpočet prvního stupně hřídele a na něm uložených ložisek a per je proveden v **příloze B.1**. Zde jsou uvedeny pouze klíčové informace a výsledky tohoto výpočtu.

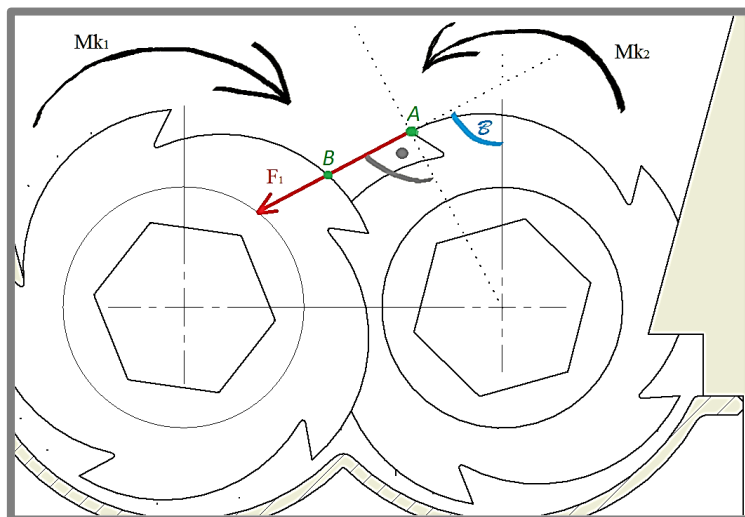
### Určení výpočtových sil na hřídeli

Silové rozložení bylo vytvořeno pro situaci, kdy se uprostřed hřídele nepřetržitě drtí součást. Její rozměry jsou voleny tak, že do ní zabírá jeden břit počítaného hřídele a dva břity z hřídele vedlejšího (rozměry drcené součásti pro výpočet byly voleny tak, aby reprezentovaly nejčastěji drcené součásti).



Obr. 4-8 3D model kratší hřídele se zatížením

Dvě síly od druhého hřídele jsou přeneseny přes těleso pod úhlem  $\alpha$  38,4°. Je to úhel, při kterém se dotkne špička nože hřídele (bod A obr. 4-9 s boční stranou druhého hřídele – bod B). Zároveň na bok břitu počítaného hřídele působí maximální obvodová síla v smyslu akce a reakce. Také je zde počítáno se silou od ozubení.



Obr. 4-9 Znáornění působící obvodové síly

Vlivem umístění sil nejdále od podpor a maximálního využití výkonu motoru dochází k největšímu průhybu hřídele. Dá se předpokládat, že k drcení uprostřed bude docházet nejčastěji. Výpočet vychází z upraveného kroučícího momentu. Na tento moment je napočítán celý hřídel, ložiska i pera. Jsou na něj nastaveny vypočtené bezpečnosti hřídelů.

Výpočtový moment přenášený hřídelem na prvním stupni drtiče:

$$M_{K1.vyp} = 450 \text{ Nm} \quad (4-17)$$

Výpočtové otáčky prvním stupni drtiče:

$$n_{1.vyp} = 18 \text{ ot/min} \quad (4-18)$$

Výpočtový výkon na prvním stupni drtiče:

$$P_{1.vyp.} = 848,2 \text{ W} \quad (4-19)$$

Přenesené síly přes drcené těleso, vlivem působení vedlejší hřídele:

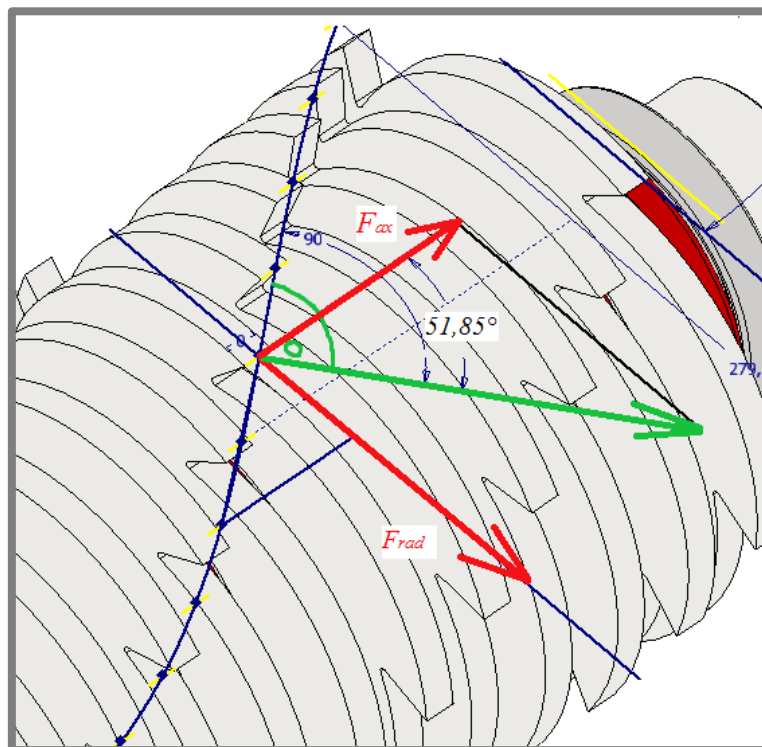
$$F_1 = 3000 \text{ N} , \text{ pod úhlem } \alpha=38,4^\circ \quad (4-20)$$

$$F_2 = 3000 \text{ N} , \text{ pod úhlem } \alpha=38,4^\circ \quad (4-21)$$

Obvodová síla působící na těleso od počítané hřídele:

$$F_3 = \frac{2 \cdot M_{K1.vyp}}{D_1} = \frac{2 \cdot 450 \text{ Nm}}{150 \text{ mm}} = 6000 \text{ N} , \text{ úhel mezi } F_1 \text{ a } F_3 \varphi=90^\circ \quad (4-22)$$

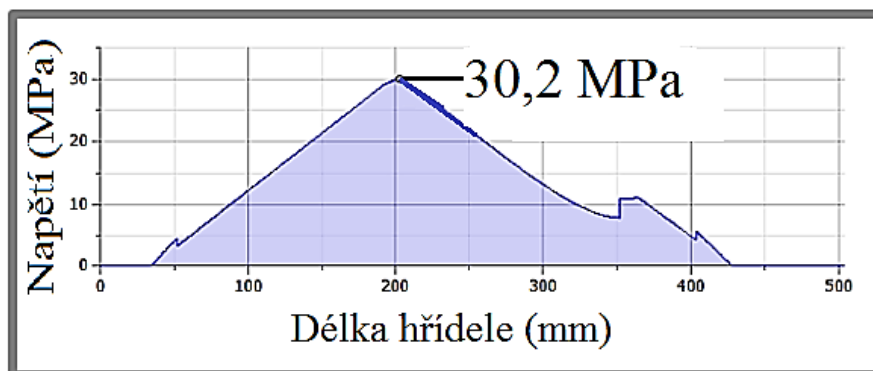
Je složité předem říci, jak často v takovém režimu bude drtič pracovat, ale tím, že celý hřídel bude napočítán na toto zatížení, bude splněna funkce této části konstrukce i za cenu jejího mírného předimenzování.



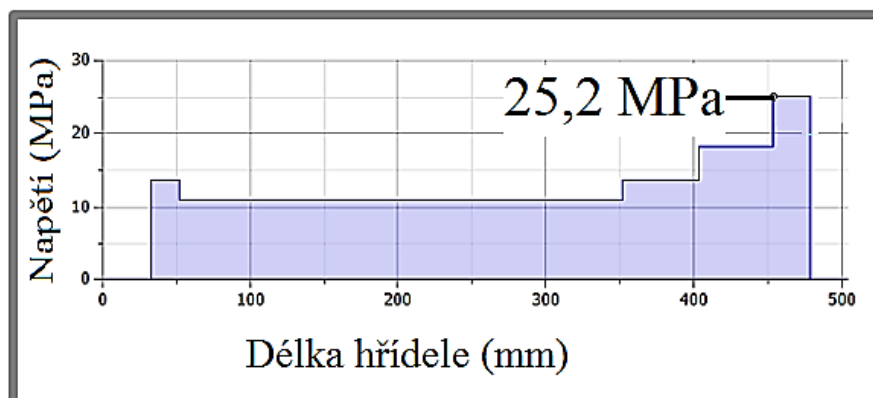
Obr. 4-10 Znázornění určení axiální síly ze šroubovice drtiče



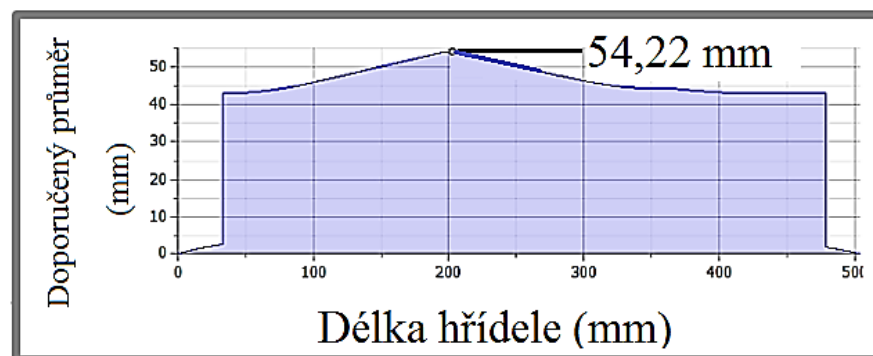
Výsledné vykreslené grafy z **Autodesk Inventoru** dle dané geometrie (obr. 4-11) a zatížení. Určují velikost (MPa) napětí po délce hřídele (mm):



Obr. 4-12 Graf ohybového napětí po délce hřídele (A. Inventor), upraveno



Obr. 4-13 Graf smykového napětí po délce hřídele (A. Inventor), upraveno



Obr. 4-14 Graf ideálního průměru hřídele po jeho délce (A. Inventor), upraveno

Bezpečnost k meznímu stavu porušení je rozdělena na dvě části. První tři průřezy (obr. 4-11) jsou namáhány pouze na krut, tudíž se jejich bezpečnost porovnávala s hodnotou z rovnice 4-24. Pro další tři průřezy bylo vypočítáno redukované napětí, a to porovnáno s rovnicí 4-25. Bezpečnost k meznímu stavu únavy je počítaná dle *Sodebergova* kritéria viz **příloha B.1**.

Dle dané geometrie na obr. 4-11, a dle zatížení a dovoleného napětí vychází ve zvolených průřezích na základě výpočtů z literatury nejmenší bezpečnost:

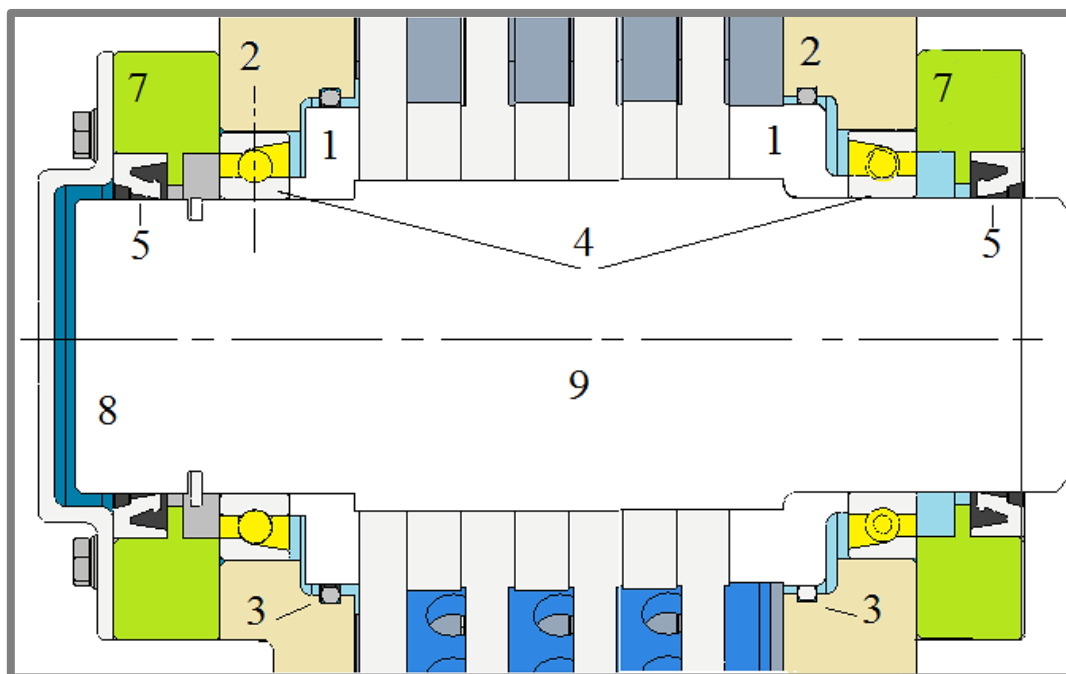
$$\text{V průřezu A:} \quad k_{A.krut} = 1,545 \quad (4-27)$$

$$k_{MSU.A} = 2,23 \quad (4-28)$$

Hřídel má nejmenší bezpečnost v průřezu A:  $k_{A.krut} = 1,545$ . Tato bezpečnost je poměrně vysoká, ale pokud se vezme v úvahu odhadovaný výpočet potřebné síly, poté je brána tato nejmenší bezpečnost jako vyhovující a od toho průměru jsou odsazovány další části hřídele. V případě většího přetížení výpočtového kroučícího momentu dojde k proklouznutí spojky před pomaloběžným drticím stupněm.

### 4.3.2 Ložiska prvního stupně drtiče

4.3.2



Obr. 4-15 Uložení kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem do X

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem **7211 B ZVL** (4) jsou uložena do X ve svařovaném boku rámu prvního stupně (2). Ložiska jsou uložena s přesahem na hřídeli (9), spodní kroužek ložiska je opřen o speciální rozpěrný válec (1), aby docházelo k přenosu axiálních sil do uložení.

Žlutá oblast je vyplněna doživotním mazivem pro mazání ložiska, které je zakrytované, je realizováno těsnění hřídele kvůli zamezení vniknutí nečistot do prostoru ložiska. Z vnitřní strany hřídele je tato oblast těsněna rozpěrným kroužkem ISO 3601 (3) a z druhé vnější strany je těsnění zaopatřeno břitovým těsněním ČSN 029401 neboli Gufferem (5). Celá pravá strana ložiska je opřena a přitlačena víkem (7), které je přišroubováno šrouby k boku rámu. Hřídel je na volném konci kryta víkem (8). Takto je řešeno uložení na obou hřídelích prvního stupně.

**Dynamická únosnost ložiska:**

Vypočet ložisek je proveden v **příloze B-1**. Vychází z *Konstruování strojních součástí* [39], ze *Strojnických tabulek* [40] výsledek je upraven podle rovnic dle SKF [41]. Zde jsou uvedeny pouze výsledky tohoto výpočtu.

Korigované výslednice v podporách pro ložiska v místě A, B:

$$P_{A1} = 9\,518\,N \quad (4-29)$$

$$P_{B1} = 6\,917\,N \quad (4-30)$$

Silové únosnosti kuličkového ložiska:

$$C_{stat1} = 40\,600\,N \quad (4-31)$$

$$C_{dyn1} = 51\,100\,N \quad (4-32)$$

Výsledná životnost ložiska dle SKF pro 99 % pravděpodobnost poruchy [41]:

$$L_{hod.skf.A1} = 35\,820\,hod \quad (4-33)$$

$$L_{hod.skf.B1} = 93\,330\,hod \quad (4-34)$$

Vypočtená základní trvanlivost pro ložiska drtiče se může výrazně lišit od skutečné provozní trvanlivosti. Provozní trvanlivost závisí nejen na zatížení a velikosti ložiska, ale také na mnoha ovlivňujících faktorech včetně mazání, stupně znečištění, správné montáže a dalších podmínek prostředí. [41]

Tyto parametry nelze určit bez předešlých zkušeností s provozem stroje, proto předpokládáme, že výsledná nejmenší dynamická trvanlivost ložiska A: 35 820 hodin bude dostačující pro první návrh stroje.

**Statická únosnost ložiska:**

V případech, kde jsou ložiska provozována při velmi nízkých otáčkách nebo vystavena statickému zatížení, velmi špatnému mazání či občasným extrémním zatížením, se upřednostňuje výpočet dle statického zatížení podle SKF [41]. Doporučená rychlost, při které by se mělo počítat ložiska dle statické únosnosti, je dána:  $n=10$  ot/min.

Součinitel statické bezpečnosti  $s_0$  pro navrhnutá ložiska:

$$S_{0.stat.A} = 4,266 \quad (4-35)$$

$$S_{0.stat.B} = 5,869 \quad (4-36)$$

Ložiska splňují podmínku statické bezpečnosti.

### 4.3.3 Těsná pera

Hřídel je spojen těsnými pery s ozubeným převodem. Spojení pomocí těsného pera je také využito u bezpečnostní řetězové spojky. Výpočet byl proveden dle *Konstruování strojních součástí* [39] viz **příloha B.1**.

Jsou volena pera podle průřezů obr. 4-11:

Pro průřez A volena pera:                    2x     PERO 14e7 x 9–40 ČSN 02 2562

Pro průřez C volena pera:                    2x     PERO 14e7 x 9–40 ČSN 02 2562

Dvě pera pro každé odsazení jsou volena kvůli maximálnímu snížení velikosti hřídele. Což vede i ke snížení průhybu potažmo ohybového napětí. Pera mají mezi sebou úhel 120° a to z důvodu menšího snížení průřezů hřídele.

### 4.3.4 Ozubený převod

Pro přenos kroutícího momentu z poháněné hřídele na hřídel vedlejší je využit převod pomocí ozubeného soukolí s přímými zuby. Výpočet ozubeného soukolí vychází z *Konstruování strojních součástí* [39, s. 834, 836]. Je proveden kontrolní výpočet podle výpočetního modulu v *Autodesk Inventoru Professional 2018*. Tyto dva přístupy jsou poté porovnány.

V **příloze B.3** je proveden celý výpočet. Při výpočtu je snaha docílit převodového poměru  $i=1$  za použití stejného materiálu pro obě kola. To z důvodu získání stejného opotřebování ozubených kol. Zároveň je cílem výpočtu nastavit ozubení tak, aby bylo rozměrově co nejmenší, a přitom přeneslo požadovaný výkon s dostatečnou bezpečností. Ozubený převod je mazán pomocí nátěru (kvůli nízké rychlosti).

Materiál ozubených kol je konstrukční ocel legovaná ČSN 16 220, dle ČSN – ISO 15NiCr6; stupeň kvality MQ [39].

Pevnostní hodnoty materiálu:

$$\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ MPa} \quad (4-37)$$

$$\sigma_{Flim} = 425 \text{ MPa} \quad (4-38)$$

#### Geometrie ozubení:

Modul ozubení  $m=4,5$  mm. Počet zubů pro první kolo je  $z_1=26$ , pro druhé kolo  $z_2=27$ . Průměr roztečných kružnic je 117 a 121,5 mm. Osová vzdálenost je 119.25 mm. Šířka ozubení je pro obě kola stejná  $b=45$  mm. U výpočtu jsou vstupní hodnoty dány rovnicemi: (4-17), (4-18), (4-19). Ozubení je dle literatury počítáno bez korekce, ale při použití u drtiče by byla vhodná korekce pro přesné nastavení osové vzdálenosti na  $a=120$  mm. Výpočet dle *Inventoru* počítá ozubené kolo s korekcí. Soukolí je kontrolováno na únavové poškození boků zubů, a vzhledem k únavovému ohybovému lomu v patě zubu. Také je kontrolována špičatost ozubení.

**Výsledné bezpečnosti dle výpočtu podle literatury:**

Bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů:

$$S_{H1} = 1,259 \quad (5-39)$$

$$S_{H2} = 1,265 \quad (5-40)$$

Bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubů:

$$S_{F1} = 1,473 \quad (5-41)$$

$$S_{F2} = 1,473 \quad (5-42)$$

**Výsledné bezpečnosti dle výpočtu podle Autodesk Inventoru:**

Výpočet je prováděn se stejným přeneseným výkonem, pro ozubení je volen stejný materiál jako u výpočtu dle literatury. Pro ozubené soukolí je požadována životnost: 20 000 h.

Bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů:

$$S_{H1.a} = 1,467 \quad (4-43)$$

$$S_{H2.a} = 1,480 \quad (4-44)$$

Bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubů:

$$S_{F1.a} = 2,649 \quad (4-45)$$

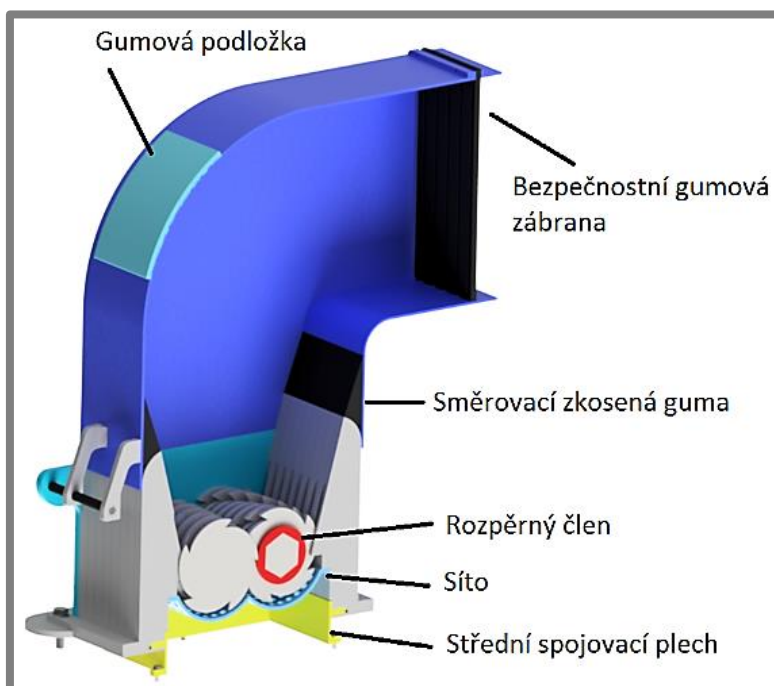
$$S_{F2.a} = 2,646 \quad (4-46)$$

Rozdíly v bezpečnosti mezi jednotlivými koly jsou minimální, je to dáno téměř identickými rozměry. Avšak rozdíly ve výsledcích podle použitého postupu výpočtu jsou už větší. Tyto rozdíly jsou dány korekcí, jež použil program. *Inventor* používá také jiné součinitele. Součinitele, již jsem použil ve výpočtu dle knihy jsou uvedeny i v programu, avšak *Inventor* používá několik dalších, které vyhodnoceny nebyly. Výsledky také ovlivní mírně odlišné mechanické hodnoty vstupního materiálu, jež bere *Inventor* ze své vlastní materiálové knihovny.

Výše uvedené důvody způsobují rozdíl ve výsledku, jež ale není nijak velký a lze s jistotou říci, že ozubený převod dané geometrie z uvedeného materiálu přenesou požadovaný výkon, a to při dostatečné bezpečnosti. Celkový výpočet ozubení je uveden v **příloze B.3**. Dle těchto údajů by se ozubené soukolí nechalo na zakázku vyrobit.

## 4.3.5 Násypka

4.3.5

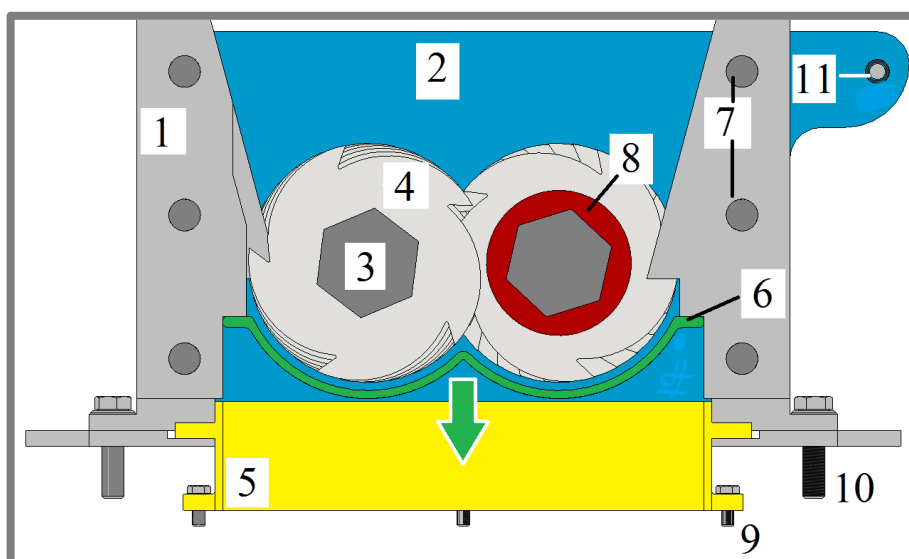


Obr. 4-16 Řez prvním stupněm drtiče

Vstupní násypka má rozměry 300 na 350 mm a je svařovaná z čtyř plechů. Násypka se skládá z bezpečnostní zábrany, která je tvořena gumovými pruhy, jež jsou připevněny mezi dvěma deskami a přišroubovány (fungují jako blokovací prvek při vystřelování drcených součástí z pracovního prostoru). Násypku lze odklopit a opřít o motor. Před poškozením násypky nebo motoru slouží ochranná gumová podložka. Směrovací zkosená guma funguje jako vodící tvar pro lepší zapadnutí násypky k pevným členům drtiče.

## 4.3.6 Rám prvního stupně

4.3.6



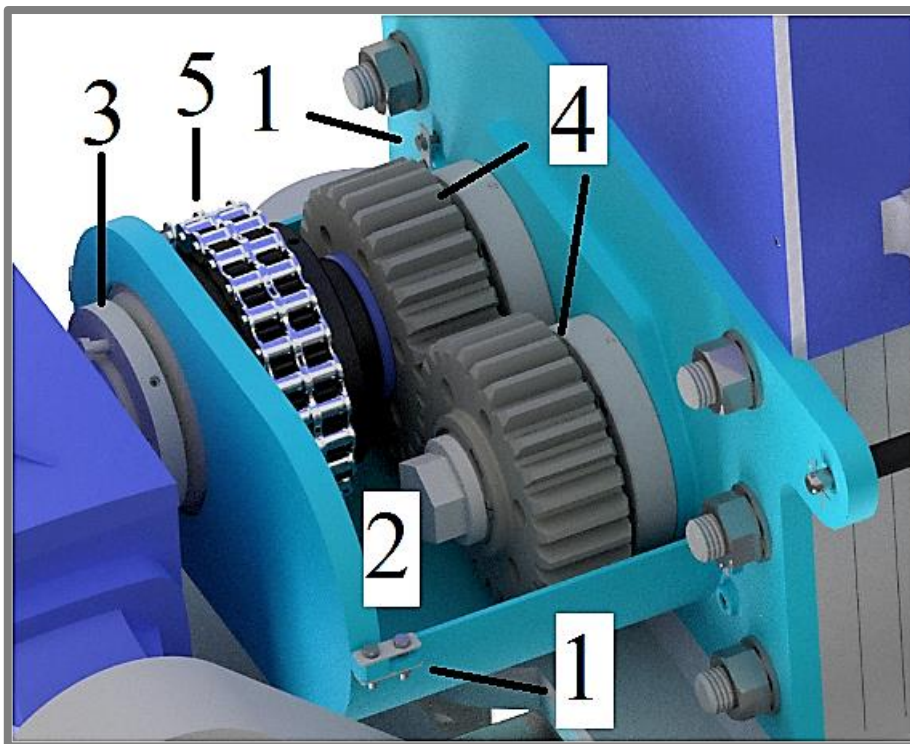
Obr. 4-17 Drtič prvního stupně v řezu

Rám se skládá ze dvou bočních stěn (2) o šířce 15 mm. Mezi těmito dvěma stěnami jsou pomocí šesti tyčí (7) přišroubovány pevné články drtiče (1), které oddělují jednotlivé disky (4), a mají za úkol směřovat tělesa do drtícího prostoru. Jednotlivé disky jsou umístěny na šestihranné hřídeli (3), která je uložena do bočních stěn.

Disky jsou oddělovány pomocí dělicích částí (8), které také slouží ke správnému umístění disků na hřídel. Jejich šířkou lze upravovat toleranci mezi noži, důležitou pro správné fungování drtiče. Na spodní straně pevných článků je uchyceno síto (6), s průměrem ok síta 10 mm. Toto síto se dá dvěma předními a zadními šrouby uvolnit ve směru zelené šipky. K rámu je připevněna násypka, která se může volně otáčet na ose (11). Celý rám je upevněn pomocí šroubu (10), svým tvarem zapadá do svařované konstrukce nosného rámu. Žlutá část v řezu (5) je spojovací prvek, jenž slouží ke spojení prvního a druhého stupně drtiče pomocí šroubů (9).

#### 4.3.7 Ruční otočení drtičky

Na obrázku dole lze vidět uspořádání koncových částí hřídelů prvního stupně. Hřídel blíže k nám obsahuje šestihran (2), který slouží pro ruční otočení proti směru drcení v případě zaseknutí stroje. Před tímto manuálním povolením musí být stroj vypnut a je třeba oddělat kryty ozubení (4) (na obrázku je vrchní část neviditelná pro lepší pohled), k oddělení krytu slouží šrouby (1). Kryt je tvořen třemi částmi: spodní a vrchní symetrický kryt, přední krycí plech.

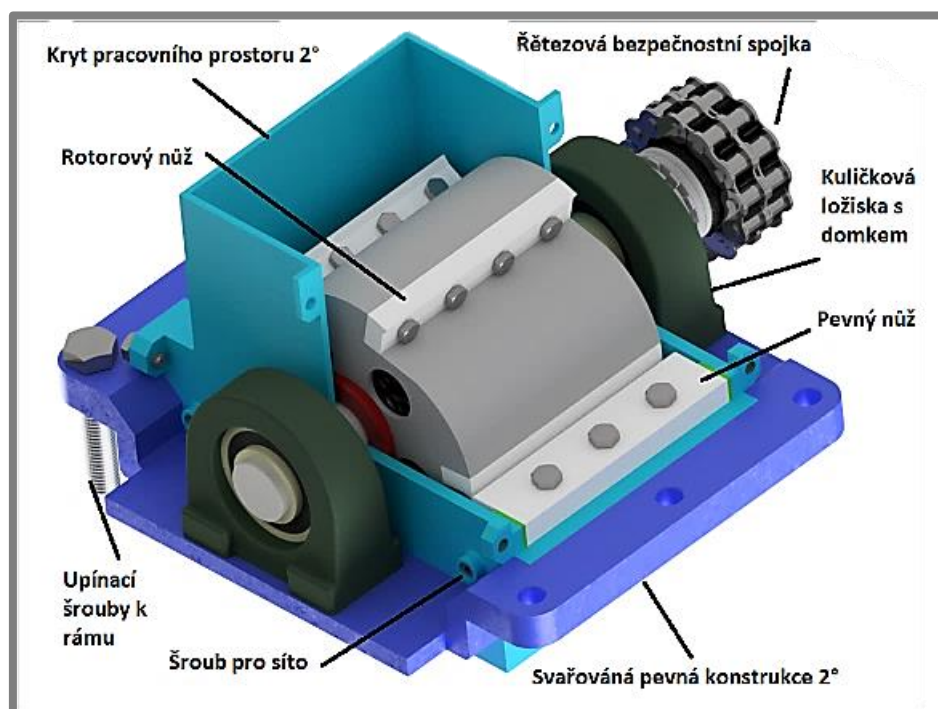


Obr. 4-18 Uchycení krytu ozubení

Před manuálním otočením hřídele je třeba nejdříve odpojit řetězovou spojku (5) povolením KM matice (3) a následně je možné využít šestihranný klíč s délkovým rozměrem max. 40 cm pro manuální otočení hřídele se zaseklými noži.

## 4.4 Konstrukce rychloběžného drtiče

Kapitola popisuje konstrukci druhého stupně stroje. Začíná u celkového popisu, pokračuje přes popis hřídele a všech komponent, které jsou na něm uloženy. Dále představuje detaily konstrukce rychloběžné drtičky. V potřebných částech jsou uvedeny výpočty nebo odkaz na přílohy.



Obr. 4-19 Rychloběžný drtič

Kryt pracovního prostoru druhého stupně je přišroubován spodními šrouby k svařovanému rámu druhého stupně a zároveň přesně navazuje na spojovací část (žlutá komponenta z předchozí kapitoly), která spojuje první a druhou část stroje. Na obrázku je uvedena pouze polovina krytu kvůli lepšímu pohledu do pracovního prostoru drtiče, zároveň se tyto poloviny dají jednoduše spojit a odpojit, tímto způsobem se dá snadno dostat do pracovního prostoru drtiče.

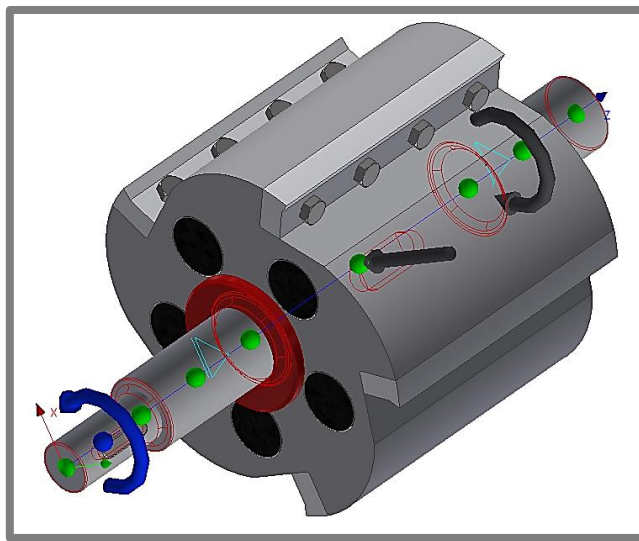
Na svařované konstrukci jsou umístěny domky kuličkových ložisek, ve kterých je uložena hřídel. Pevné nože jsou umístěny do svařovaného rámu a upevněny pomocí šroubů, lze je mírně posunovat a tím měnit vzdálenost mezi břitem rotorového nože a břitem pevného nože. Přesná poloha rotoru je docílena pomocí použití rozpěrných kroužků (obr. 4-20 – červené kroužky mezi rotorem a krytem). Pro případ potřeby přesného uložení pevných nožů slouží: boční ustavovací destičky (na obr. 4-19) jako ustanovení polohy vůči středu rotoru. K nastavení správné polohy pevného nože ve směru k rotoru slouží samotný rám.

#### 4.4.1 Hřídel druhého stupně drtiče

Hřídel druhého stupně je vyroben z polotovaru  $\varnothing 35$  ČSN 42 5510–11 500. Pomocí těsného pera je s hřídelí spojen rotor, a také je tento spoj využit u spojení s řetězovou spojkou. Hřídel je uložen v kuličkových ložiscích AST– TB204– 25UMM. Výpočet byl realizován jako v případě hřídele prvního stupně viz příloha B.2. Zde jsou uvedeny pouze klíčové informace a výsledky tohoto výpočtu.

Určení výpočtových sil na hřídeli

Silové rozložení bylo vytvořeno pro situaci, kdy se uprostřed nože přestřihává těleso. Rozměry přestřihávaného tělesa jsou omezeny prvním sítem a to na maximální průměr 10 mm.



Obr. 4-20 3D model hřídele druhého stupně s umístěným zatížením

Maximální síla, jež může působit na hřídel je od odporové síly, která má stejnou velikost jako obvodová síla akorát opačný směr. Výpočet potřebné síly pro drcení z absorbované energie drceného tělesa je proveden v kap. 4.1. Zde je tato síla (respektive moment) navýšena a podle ní napočítán hřídel a všechny související komponenty (ložiska, pera, spojka). Průměr rotoru je  $D_2 = 150$  mm, černé díry na rotoru slouží k odlehčení a zároveň k vyvážení.

Výpočtový moment přenášený hřídelem na druhém stupni drtiče:

$$M_{K2.vyp} = 15 \text{ Nm} \quad (4-47)$$

$$n_{2.vyp} = 975 \text{ ot/min} \quad (4-48)$$

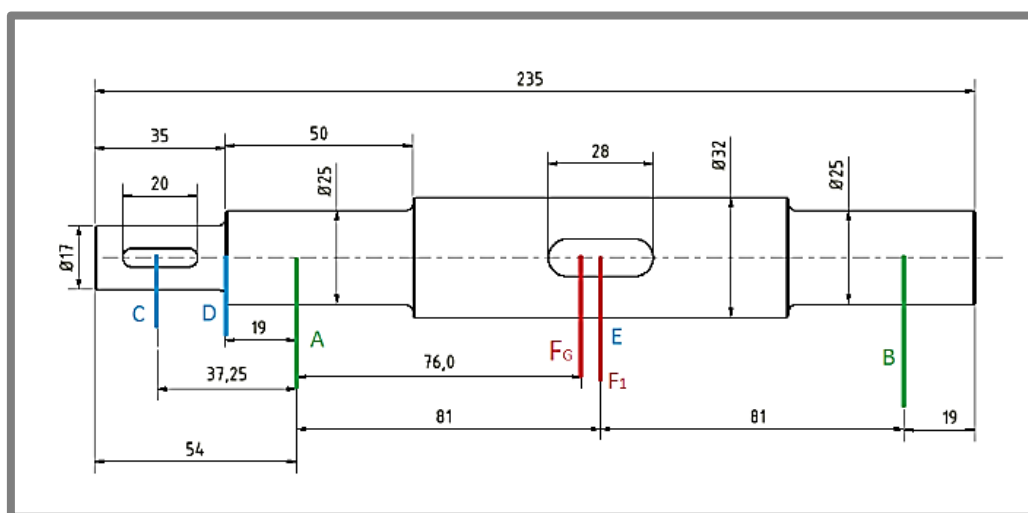
$$P_{2.vyp.} = 1531,53 \text{ W} \quad (4-49)$$

Přenesená síla přes drcené těleso o velikosti obvodové síly:

$$F_{obv.2^\circ} = \frac{M_{K2.vyp} \cdot 2}{D_2} = \frac{15 \text{ Nm} \cdot 2}{120 \text{ mm}} = 250 \text{ N} \quad (4-50)$$

Nelze předem říci, jak často v takovém režimu bude rychloběžný drtič pracovat, toto je optimální varianta. Pravděpodobně se bude drtit více těles s rozdílnými rozměry, která budou různě natočená. Výpočet je naddimenzovaný už v počátečních hodnotách při určení požadované síly na rychloběžném stupni. Axiální síly se při výpočtu zanedbávají.

### Geometrie rychloběžného hřídele drtiče

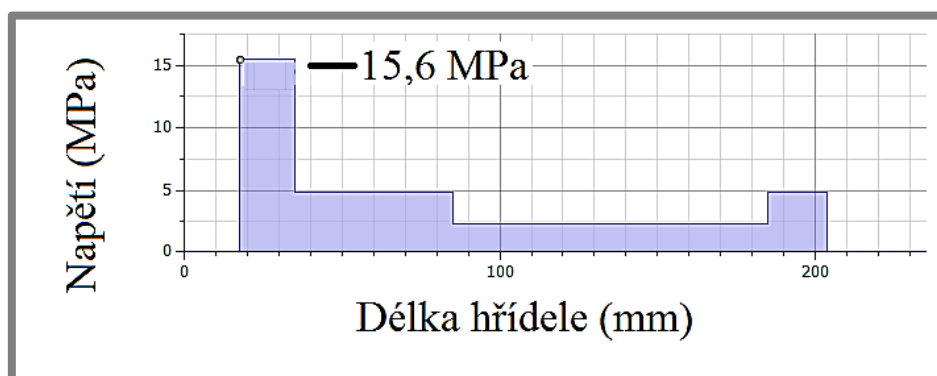


Obr. 4-21 Rozměry hřídele druhého stupně

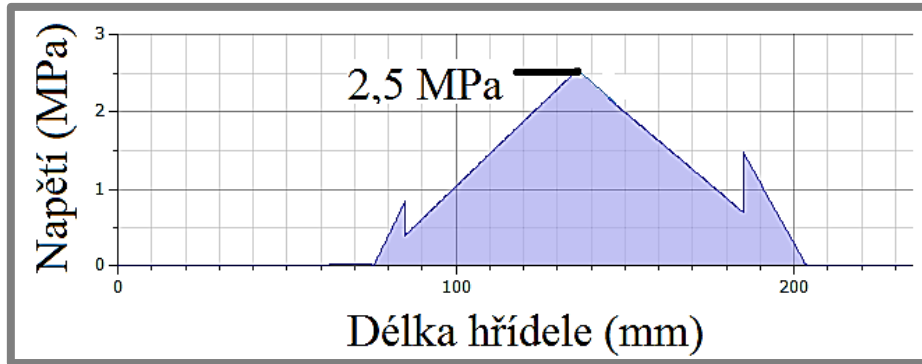
Obrázek nahoře popisuje základní rozměry hřídele druhého stupně, červenou barvou jsou označeny působící síly. Zelené odkazy určují místa podpor ve formě ložisek (A,B) a modré značení odpovídá místům, jež jsou určeny jako kontrolní (C,D) a je u nich vypočtena bezpečnost, více **příloha B-2**.

Hřídel druhého stupně je vyrobena ze stejného materiálu 11 500 jako hřídele na prvním stupni, její mechanické vlastnosti jsou tedy stejné jako v rovnicích: (4-24), (4-25) a (4-26).

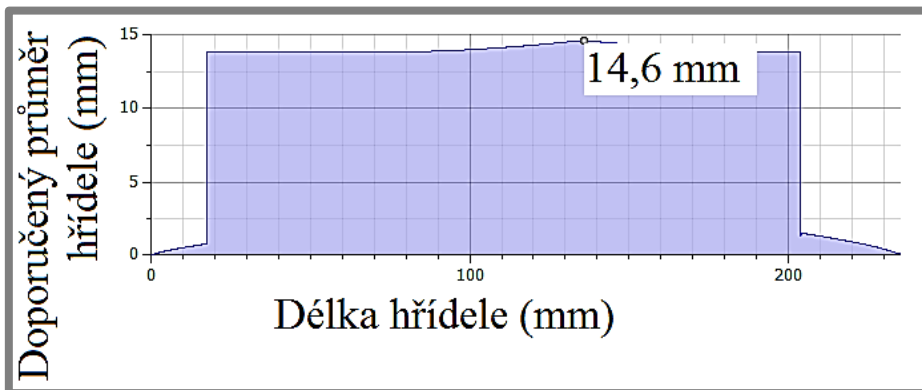
Výsledné vykreslené grafy dle dané geometrie a zatížení určují velikost napětí (MPa) po délce hřídele (mm):



Obr. 4-22 Napětí v krutu (vykresleno v Autodesk Inventor), upraveno



Obr. 4-23 Napětí v ohybu (vykresleno v Autodesk Inventor), upraveno



Obr. 4-24 Doporučený průměr hřídele (vykresleno v Autodesk Inventor), upraveno

Výpočet v *Inventoru* doporučuje minimální průměr hřídele 14,6 mm. Při výpočtu dle literatury [39] a dané geometrii podle obr. 4-20 je v místě C nejnižší bezpečnost při průměru hřídele 17 mm.

$$\text{V průřezu C:} \quad k_{C.krut} = 2,3 \quad (4-51)$$

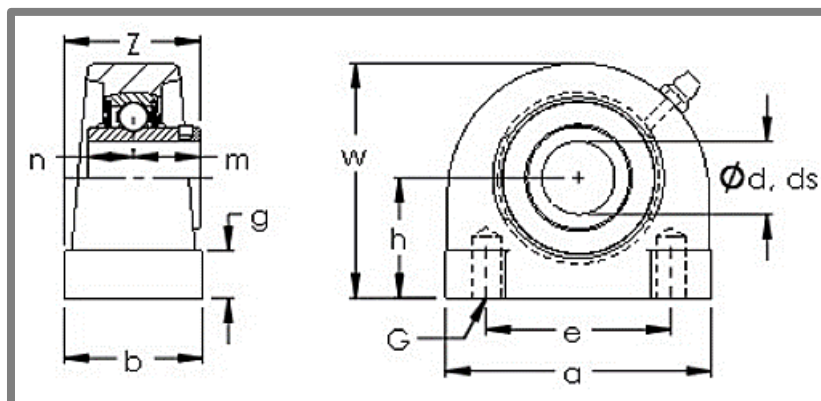
$$k_{MSU.C} = 3,32 \quad (4-52)$$

Oba dva zvolené výpočtové průřezy podle obr. 4-21 jsou namáhány pouze na krut, tudíž se jejich bezpečnost porovnávala s hodnotou z rovnice 4-24. Výslednou nejnižší bezpečnost ukazuje rovnice 4-51. Bezpečnost k meznímu stavu únavy je počítaná dle *Sodebergova* kritéria viz příloha B.2. Nejmenší bezpečnost je v bodě C rovnice (4-52).

Bezpečnost v bodě C je poměrně vysoká, je to dáno nízkým zatížením a nutností odstupňování hřídele. Navíc při mírné změně průměru dochází k velkým skokům bezpečnosti. Pokud je brán v potaz odhadovaný výpočet potřebné síly, poté lze tuto nejmenší bezpečnost brát jako vyhovující. Od tohoto průměru jsou odsazovány další části hřídele.

#### 4.4.2 Ložiska druhého stupně drtiče

Kuličková ložiska AST–25UMM [42] s úložným tělesem tzv. domkem AST–TB204X jsou volena kvůli kompaktním rozměrům a jednoduchému umístění na desku svařence. Domek ložisek obsahuje těsnění a kryt z obou stran.



Obr. 4-25 Kuličková ložiska AST – TB204x – 25UMM [42]

**Dynamická únosnost ložiska:**

Vypočet ložisek je proveden v příloze B-2.

Korigované výslednice v podporách pro ložiska jsou:

$$P_{A2} = 227,725 \text{ N} \quad (4-53)$$

$$P_{B2} = 225,228 \text{ N} \quad (4-54)$$

Statická únosnost kuličkového ložiska:

$$C_{stat2} = 7\,700 \text{ N} \quad (4-55)$$

Dynamická únosnost kuličkového ložiska:

$$C_{dyn2} = 12\,800 \text{ N} \quad (4-56)$$

Výsledná životnost ložiska dle SKF pro 99 % pravděpodobnost poruchy [41]:

$$L_{hod.skf.A2} = 7,589 \cdot 10^5 \text{ hod} \quad (4-57)$$

$$L_{hod.skf.B2} = 7,844 \cdot 10^5 \text{ hod} \quad (4-58)$$

Obrovská životnost ložiska je dána velmi malým zatížením a relativně velkým průměrem na kterém jsou ložiska uložena, ten je dán odstupňováním hřídele od minimálního průměru, který je u spojovací části hřídele s řetězovou spojkou. Lze použít jiné ložisko s menší životností, v tomto případě by bylo potřeba vytvořit uložení na rámu drtiče, podobná konstrukce jako u prvního stupně.

V případě druhého stupně je dána přednost použití ložiskového domku, kde lze uložit pouze některé typy ložisek. Výhodou tohoto uložení jsou kompaktní rozměry a zjednodušení konstrukce rámu i za cenu velkého naddimenzování ložisek.

#### 4.4.3 Těsná pera

Těsnými perami je realizován spoj mezi rotorem a hřídelem a zároveň pomocí těsného pera je spojena hřídel s řetězovou spojkou. Výpočet byl proveden dle *Konstruování strojních součástí* [39] viz příloha B.2.

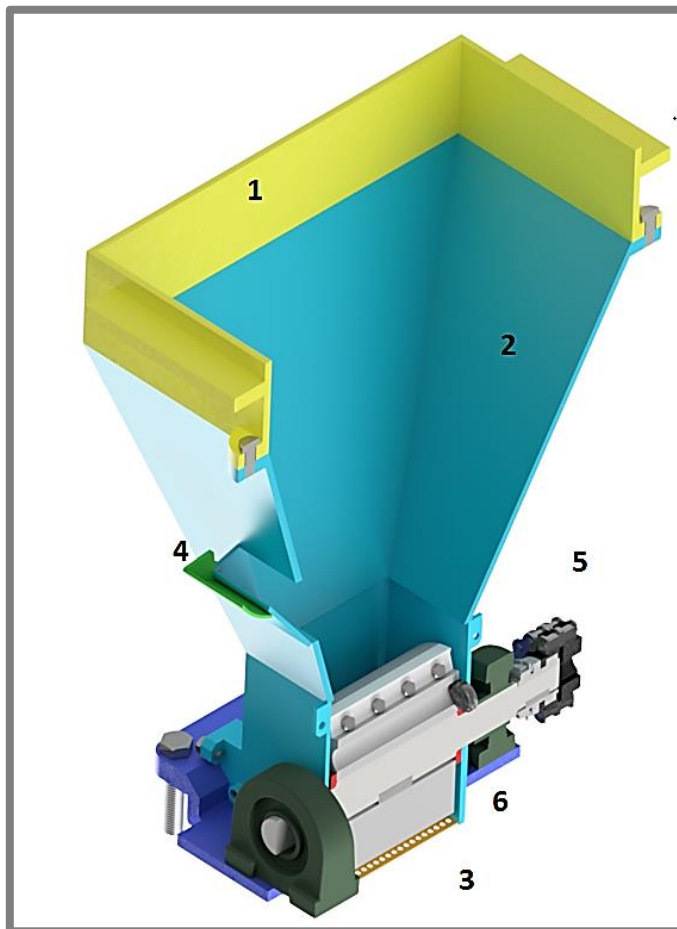
Jsou volena pera na průřezech C a E dle obr. 4-21:

Pro průřez C volena pera: 1x PERO 5e7 x 5–20 ČSN 02 2562

Pro průřez E volena pera: 1x PERO 10e7 x 8–28 ČSN 02 2562

#### 4.4.4 Rám druhého stupně

Řez rychloběžným drtičem ukazuje spojení prvního a druhého stupně přes spojovací část (obr. 4-26 žlutá 1), která je zasazena mezi prvními stupeň a rámem. Spojovací část drží pouze přitlačnou silou hmotnosti prvního stupně. K spojovací žluté části je přišroubován střední kryt (2), jehož částí je sekundární násypka (4) pro malé součásti, které je zbytečné drtit v pomaloběžném stupni. Tato násypka má svoje vlastní víko (4). Střední kryt a kryt druhého stupně (6) spolu nejsou nijak spojeny. Důvodem je snadné oddělení krytu pracovního prostoru rychloběžného drtiče pro jednoduchý přístup v případě čištění nebo zaseknutí drcené součásti.



Obr. 4-26 Řez rychloběžného drtiče

Na spodní straně je připevněno síto o průměru ok 3 mm, upevněno je pomocí šroubu na bočních stranách svařence, konstrukčně provedeno stejně jako u pomaluběžné části. Nejnižší část svařence má několik otvorů pro uchycení zařízení, které slouží k zachytávání drtě (například odsávací potrubí, bedna, koš).

## 4.5 Spojovací komponenty

4.5

Pro spojení motoru a drticích stupňů jsou využity spojovací komponenty. Tato kapitola se zabývá volbou těchto komponentů. Na začátku je popsán výběr šnekové převodovky, dále je vypočítán vhodný klínový řemen. Konec podkapitoly je věnován volbě řetězové pojistné spojky a výběru vhodného motoru.

### 4.5.1 Šneková převodovka

4.5.1

Šneková převodovka je zvolena podle katalogu firmy *NORD G1000* [43] s přímým předstupněm a adaptérem. Její označení je **SK 12 080 W**. Při volbě je třeba zohlednit požadovaný krouticí moment na prvním drticím stupni podle rovnic (4-17), (4-18) a (4-19), které jsou uvedeny výše.

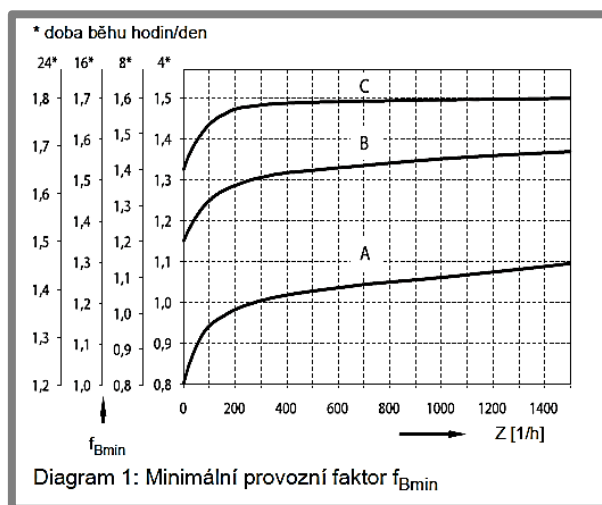
Šnekový převod má převodový poměr:  $i_{\text{šnek}} = 52,03$  (4-59)

Účinnost převodu:  $\eta_{\text{šnek}} = 68 \%$  (4-60)

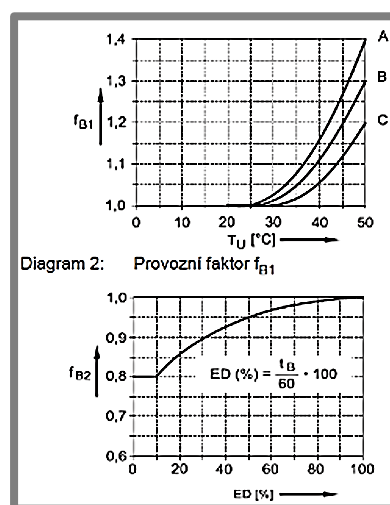
Katalog udává několik hodnot, pro maximální výstupní krouticí moment je volena ta nejmenší:

$$Mk_{\text{max.šnek}} = 597 \text{ Nm} \quad (4-61)$$

Šnekový převod musí splňovat provozní faktor, ten je závislí na době běhu stroje, četnosti spínání a druhu provozu (odpovídajícímu zatížení stroje). Pro návrh převodovky je volena podle katalogu [43] kategorie B pro střední nerovnoměrný provoz a provozní dobu na 4 hod/den.



Obr. 4-27 Provozní faktor  $f_{Bmin}$  [43]



Obr. 4-28 Faktor teploty a provozu [43]

Provozní faktor pro šnekový převod je (obr. 4-27):  $f_{Bmin} = 1,15$  (4-62)

Správná volba šnekové převodovky závisí také na dalších faktorech teploty a provozu obr. 4-28:

Pro určení faktoru teploty a provozu je nejdříve potřeba určit  $T_U$  a  $ED$  z obr. 4-28. Jestliže  $T_U$  je teplota při provozu ve stupních Celsia, pak je zvoleno  $30^\circ$ .  $ED$  je zatěžovatel, který určuje poměr zatížení stroje ku celkovému času, kdy je stroj zapnutý.  $t_B$  je doba stroje pod zatížením v min/hod, předpokládá se, že  $t_B$  je 50 min z hodiny. Z těchto hodnot vychází  $ED=83,33\%$  (obr. 4-28). Z grafu jsou odvozeny provozní faktory: z prvního diagramu  $f_{B1}=1$  a z druhého diagramu  $f_{B2}=0,95$ .

Celkový provozní faktor:  $f_{cel.} = f_{B1} \cdot f_{B2} \cdot f_{Bmin} = 1 \cdot 0,95 \cdot 1,15 = 1,0925$  (4-63)

Pro správně navrhnutou převodovku musí platit:

$$\frac{M_{kmax.šnek}}{M_{K1.vyp}} \geq f_{cel.}; \quad \frac{M_{kmax.šnek}}{M_{K1.vyp}} = \frac{597Nm}{450Nm} = 1,33; \quad 1,33 \geq 1,0925 \quad (4-64)$$

Zároveň musí být celkový provozní faktor menší než faktor přiřazený k danému typu převodovky. Faktor záleží na velikosti převodovky, přenesenému výkonu a převodovému poměru. Pro typ **SK 12 080 W** je  $f_B = 1,1$

$$f_B \geq f_{cel.}; \quad 1,1 \geq 1,0925 \quad (4-65)$$

Šneková převodovka **SK 12 080 W** s adaptérem je vyhovující pro použití u drtícího stroje. Adaptér šnekové převodovky obsahuje ložiska a slouží jako zesílení únosnosti pro vstupní hřídel. Důvodem jeho použití je pohon vstupního hřídele řemenovým převodem, ten by dle konzultace s firmou *Nord* měl způsobit větší zahřívání oleje a případné snížení životnosti. Snížení životnosti bude však minimální, a to kvůli krátkodobému provozu stroje, a nebude mít tedy vliv na správnou funkčnost.

Velikost ideálních vstupujících veličin do šnekového převodu:

$$M_{vstup} = \frac{M_{K1.vyp}}{i_{šnek} \cdot \eta} = \frac{450Nm}{52,03 \cdot 0,68} = 12,7189 Nm \quad (4-66)$$

$$n_{vstup} = n_{1.vyp} \cdot i_{šnek} = 18 \frac{ot}{min} \cdot 52,03 = 936,54 \frac{ot}{min} \quad (4-67)$$

$$P_{vstup} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{vstup} \cdot M_{vstup}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 936,54 \frac{ot}{min} \cdot 12,7189}{60} = 1247,396 W \quad (4-68)$$

#### 4.5.2 Řemenový převod

Pro přenos výkonu z motoru na pomaluběžný stupeň je použit klínový řemen. Kapitola popisuje jeho výpočet, který byl proveden dle literatury [40, s. 544] a výpočtového modulu *Autodesk Inventor Professional 2018*.

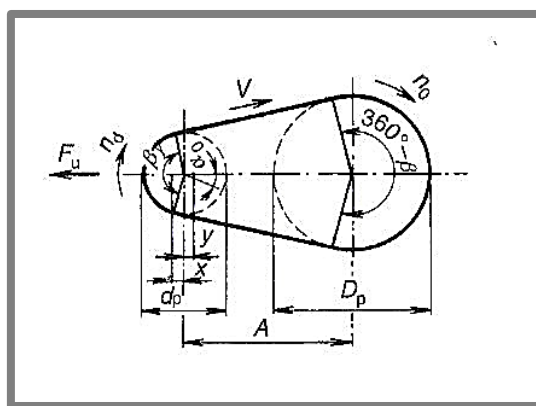
$$\text{Otáčky motoru jsou dány:} \quad n_{motor} = 975 \text{ ot/min} \quad (4-69)$$

Ideální otáčky na vstupní hřídeli šnekového převodu z rovnice (5-69):

$$n_{vstup} = 936,54 \text{ ot/min} \quad (5-67)$$

Řemenový převod musí dosáhnout převodu dopomala o převodovém poměru:

$$i_{řemen} = \frac{n_{motor}}{n_{vstup}} = \frac{975}{936,54} = 1,04055 \quad (4-70)$$



Obr. 4-29 Rozměry řemenového převodu [40]

Je zvolen klasický průřez klínového řemene A, kde úhel klínového řemene je  $\alpha=40^\circ$ . Průměr hnací řemenice je  $d_{řem.1} = 112 \text{ mm}$ .

Kontrola obvodové rychlosti řemenice:

$$v_{obv} = \frac{\pi \cdot n_{motor} \cdot d_{řem.1}}{60} = \frac{\pi \cdot 975 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \cdot 0,112 \text{ m}}{60} = 5,7148 \text{ m/s} \quad (4-71)$$

Maximální rychlost pro průřez řemene A je  $v_{max}=25 \text{ m/s}$ . Tuto podmínku navrhovaná řemenice splňuje.

Pro určení ideálního průměru hnací řemenice platí: [40].

$$d_{řem.2 \text{ id}} = d_{řem.1} \cdot i_{řemen} \cdot \gamma = 112 \text{ mm} \cdot 1,041 \cdot 0,995 = 114,794 \text{ mm} \quad (4-72)$$

kde  $\gamma$ = součiniteli napětí 0,995

$$\text{Průměr hnací řemenice je zvolen jako: } d_{řem.2} = 115 \text{ mm} \quad (4-73)$$

Pro řemenový převod o této geometrii platí určité limity u volby osové vzdálenosti, kde minimální osová vzdálenost je rovna:

$$A_{min} = 0,7 \cdot (d_{řem.1} + d_{řem.2}) = 0,7 \cdot (112 + 115) = 159 \text{ mm} \quad (4-74)$$

Maximální osová vzdálenost je:

$$A_{max} = 2 \cdot (d_{řem.1} + d_{řem.2}) = 2 \cdot (112 + 115) = 454 \text{ mm} \quad (4-75)$$

Osová vzdálenost je určena jako  $A = 420 \text{ mm}$ . Pro tuto osovou vzdálenost vychází délka řemenu  $L_p = 1,25 \text{ m}$ . Skutečná vzdálenost os je potom  $A_{sk} = 444,49 \text{ mm}$ . Tuto vzdálenost je možné upravovat napínacím mechanismem, jenž je potřebný pro napnutí řemenu k správné funkci převodu. Vzdálenost  $A_{sk}$  je použita při 3D modelování.

Při určení počtu řemenů se vychází ze součinitelů: délky řemene  $C_L = 0,93$ , úhlu opásání  $C_\alpha = 0,998$ , dynamičnosti a pracovního režimu  $C_p = 1,4$  a nominálního výkonu přeneseného jedním řemenem  $N_o = 1,19 \text{ kW}$ .

Pak výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu je:

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 1,19 \text{ kW} \cdot \frac{0,998 \cdot 0,93}{1,4} = 0,789 \text{ kW} \quad (4-76)$$

$$\text{Počet řemenů k přenesení výkonu: } K_1 = \frac{P_{vstup}}{C_K \cdot N_p} = \frac{1,247 \text{ kW}}{0,95 \cdot 0,79 \text{ kW}} = 1,66 \quad (4-77)$$

Kde  $C_K = 0,95$  je součinitel počtu řemenů. Pro řemenový převod vychází dva klínové řemeny  $K=2$  o normálním průřezu typu A.

Průměr druhé řemenice je  $d_{řem.2} = 115 \text{ mm}$  a účinnost řemenového převodu, která vychází z *Inventoru*, je  $\eta_{řem} = 0,962$ . Na základě těchto veličin jsou vstupní hodnoty na hnací řemenici:

$$M_{ř.v} = \frac{M_{vstup}}{i_{řemen} \cdot \eta_{řem}} = \frac{12,7189 \text{ Nm}}{1,041 \cdot 0,962} = 12,71 \text{ Nm} \quad (4-78)$$

$$n_{ř.v} = n_{motor} = 975 \text{ ot/min} \quad (4-79)$$

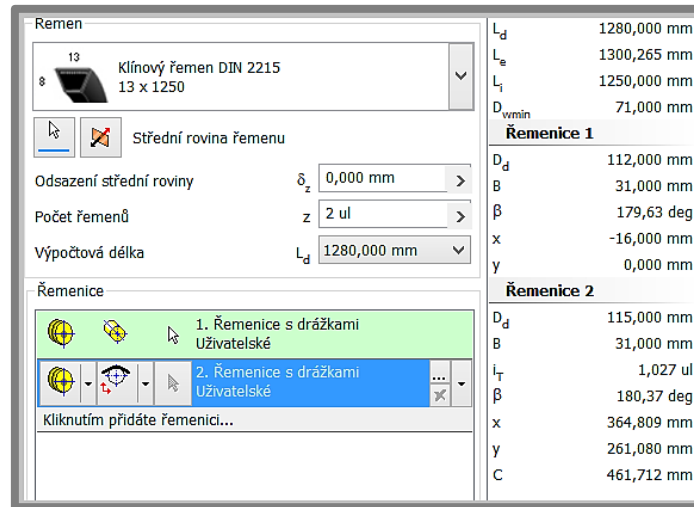
$$P_{řem.vstup} = 2 \cdot \pi \cdot n_{ř.v} \cdot M_{ř.v} = 2 \cdot \pi \cdot 12,71 \text{ Nm} \cdot 975 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = 1,25 \text{ kW} \quad (4-80)$$

Toto jsou hodnoty, jež musí motor dodat pro pohon prvního stupně drtiče. Převod pomocí řemenového převodu má v podstatě převodový poměr jedna, je to dáno účinností převodu a rozdílem mezi požadovanými otáčkami na motoru a vstupními otáčkami na hřídeli šnekového převodu.

### Výpočet řemenového převodu dle *Inventoru*:

Pro výpočet v *Autodesk Inventoru Professional 2018* byly zvoleny tyto parametry: hnaná řemenice –  $d_{1.inventor} = 112 \text{ mm}$ , hnací řemenice –  $d_{2.inventor} = 115 \text{ mm}$ , délka řemenů  $L_w = 1250 \text{ mm}$ . Jsou to tedy stejné parametry jako u výpočtu dle literatury.

Typ klasického obalovaného klínového řemene o průřezu A – DIN 2215 13 x 1250.



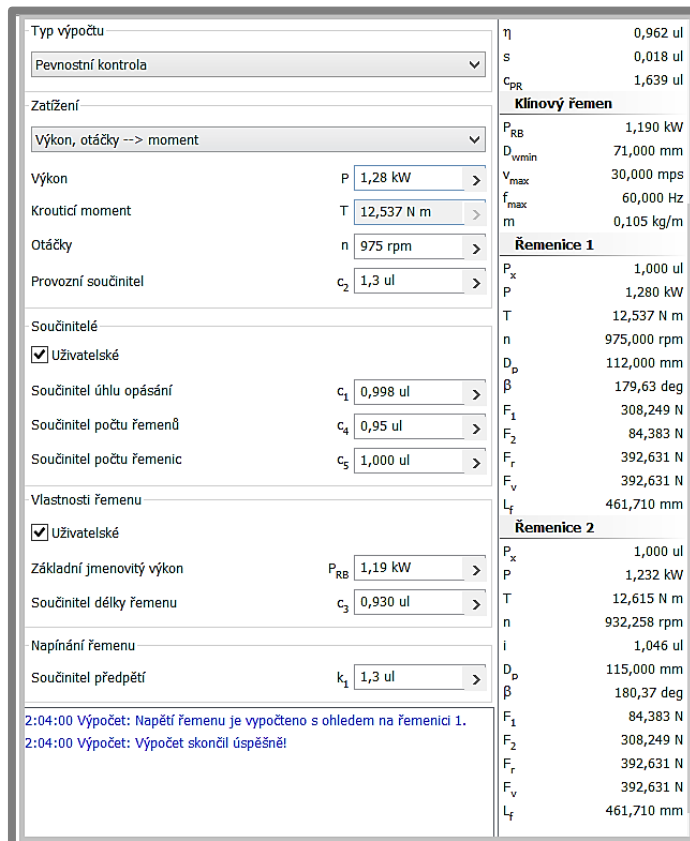
Obr. 4-30 Klínový řemen geometrie Autodesk Inventor Professional

Vstupní hodnoty vkládané do výpočtového modulu na hnací řemenici jsou:

$$M_{1.inventor} = 12,537 \text{ Nm} \quad (4-81)$$

$$n_{1.inventor} = 975 \text{ ot/min} \quad (4-82)$$

$$P_{1.inventor} = 1280 \text{ W} \quad (4-83)$$



Obr. 4-31 Výpočetní rozhraní řemenice Autodesk

Při výpočtu byly použity stejné součinitele jako u výpočtu dle literatury. Výsledné hodnoty na hnané řemenici, respektive na vstupním šnekovém hřídeli, jsou:

$$M_{2.inventor} = 12,615 \text{ Nm} \quad (4-84)$$

$$n_{2.inventor} = 932,58 \text{ ot/min} \quad (4-85)$$

$$P_{2.inventor} = 1232 \text{ W} \quad (4-86)$$

Lze určit životnost klínového řemene podle jeho typu. Hodnoty z [39, s. 1016] pro průřez A:  $k_1 = 23,930 \text{ Nm}$ ,  $k_2 = 3216 \text{ N}$ ,  $b = 11,1$ ,  $\rho_1 = 0,0968 \text{ kg/m}$

Dle *Inventoru* vychází síly v částech řemene:

$$F_1 = 84,383 \text{ N} \quad (4-87)$$

$$F_2 = 308,249 \text{ N} \quad (4-88)$$

Ekvivalentní síla na menší řemenici:

$$F_{ed} = F_2 + \frac{k_1}{d_{1.inventor}} = 308,249 \text{ N} + \frac{23,93 \text{ Nm}}{0,112 \text{ m}} = 521,91 \text{ N} \quad (4-89)$$

Ekvivalentní síla na větší řemenici:

$$F_{eD} = F_2 + \frac{k_1}{d_{2.inventor}} = 308,249 \text{ N} + \frac{23,93 \text{ Nm}}{0,115 \text{ m}} = 516,336 \text{ N} \quad (4-90)$$

Závislost mezi celkovou ekvivalentní silou v řemenu a počtem cyklů do jeho porušení je vyjádřena ve tvaru:

$$N = \left[ \left( \frac{k_2}{F_{ed}} \right)^{-b} + \left( \frac{k_2}{F_{eD}} \right)^{-b} \right]^{-1} = \left[ \left( \frac{3216 \text{ N}}{521,9 \text{ N}} \right)^{-11,1} + \left( \frac{3216 \text{ N}}{516,4 \text{ N}} \right)^{-11,1} \right]^{-1} = 0,31 \cdot 10^9 \quad (4-91)$$

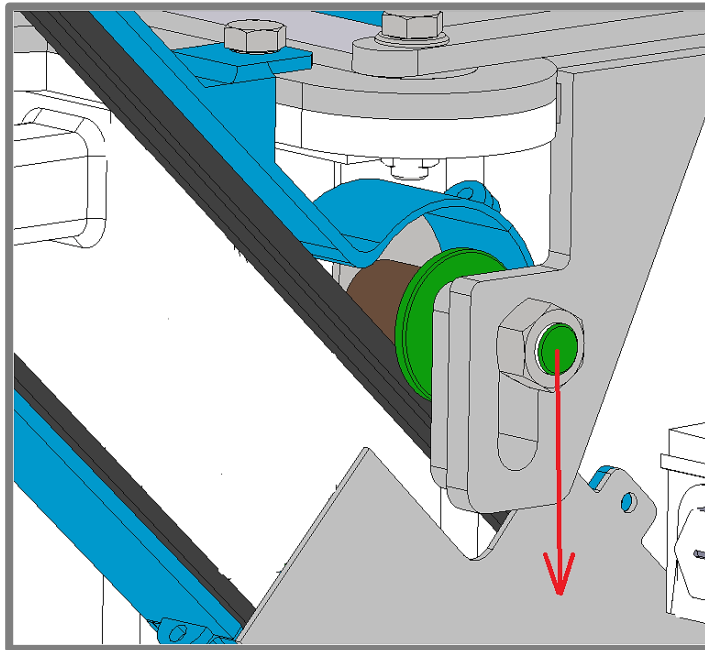
Životnost řemene je pak dána ( $L_d$  je výpočtová délka řemene):

$$t = \frac{N \cdot L_d}{v_{obv}} = \frac{309013046,3 \cdot 1,28 \text{ m}}{5,72 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 3600} = 19 \ 225,75 \text{ hod} \quad (4-92)$$

Napínání řemenů: Pro správnou funkci řemenového převodu je třeba ho napnout neboli konstrukčním způsobem vytvořit napínací sílu. K tomuto účelu konstrukce využívá napínací kladky. Dle *Inventoru* tato síla vychází:  $F_{\text{napínací}} = 392,63 \text{ N}$

Podle *Strojnických tabulek* [40, s. 544] předpětí řemene:

$$F_{\text{nap.tab}} = 1,75 \cdot \frac{102 \cdot P_{\text{řem.vstup}} \cdot g}{v_{obv}} = 1,75 \cdot \frac{102 \cdot 1,25 \text{ kW} \cdot g}{5,7148 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 383 \text{ N} \quad (4-93)$$



Obr. 4-32 Napínací kladka

Na obrázku 4-33 je vidět klínový řemen, na který tlačí hnědý válec napínací kladky, ten je rotačně uložen na zeleném hřídeli, který je připevněn pomocí šroubu k rámu stroje. S pevným zeleným hřídelem lze pohybovat ve směru červené šipky na obrázku. Rotační hnědé pouzdro pak tlačí na řemen a vyvozuje napínací sílu. Střed hnědého pouzdra je vyroben z kluzného materiálu, a funguje jako valivé ložisko.

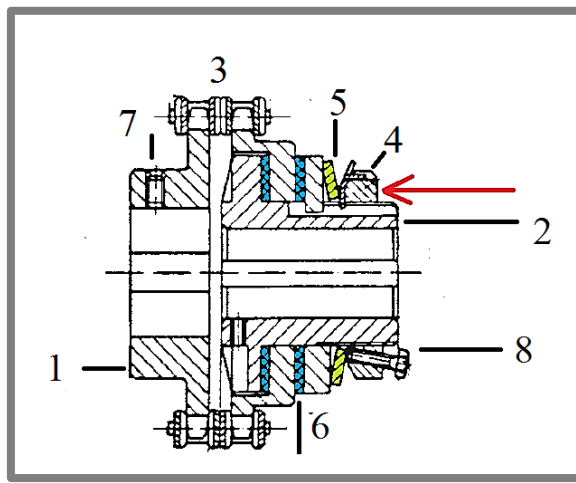
**Zhodnocení výpočtu** – pro výpočet řemenů podle *Inventoru* i podle literatury byl volen stejný typ a rozměr řemenu, také jsou zvoleny stejné průměry řemenic. Podle literatury stačí k přenesení výkonu  $K=1,664$  řemenů a podle *Inventoru* je to  $K_{inv.}=1,584$ , pro převod jsou zvoleny dva klínové řemeny **A – DIN 2215 13 x 1250**, jejichž životnost bude při daném provozu téměř 19 226 hodin.

Je potřeba realizovat napínací sílu. Podle *Inventoru* je tato síla rovna  $F_{napínací} = 392,63 \text{ N}$ , podle literatury  $F_{nap.tab} = 383 \text{ N}$ . Na konstrukci je tato napínací síla realizována pomocí napínací kladky viz obr. 4-32. V případě realizace stroje by se celý klínový převod na základě těchto výpočtů objednával u specializované firmy.

### 4.5.3 Řetězová spojka



Obr. 4-33 Řetězová spojka RKA TEA [44]



Obr. 4-34 Řez řetězovou spojkou RKA, upraveno [44]

Pro první i druhý stupeň je použita řetězová spojka jako prvek spojení pohonu s drticími stupni. Spojka je zároveň bezpečnostní pojistkou proti přetížení a následnému poškození částí stroje. Tato spojka je třecí a lze ji nastavit utáhnutím matice. Spojka na prvním stupni bude nastavená na 460 Nm, její výrobní označení: *TEA RKA 630* [44], na druhém stupni bude spojka typu *TEA RKA 20* [44] nastavena na 16 Nm. Při překročení nastaveného kroutícího momentu spojka proklouzne a přestane přenášet kroutící moment.

Spojka funguje na principu dotlačení KM matice (4), která přitlačuje talířovou pružinu (na obr. 4-34 zelená komponenta 5). Tato pružina tlačí přes rozpěrný kroužek na kotouč, který nese řetěz. Řetěz (3) přenáší kroutící moment z jedné části (1) na druhou (2). Kotouč je umístěn mezi gumovými plochami (6), v okamžiku překročení kroutícího momentu dochází k přenosu síly a odtlačení pružiny. Následně poháněná strana spojky bude prokluzovat, a to doté doby, než se kroutící moment sníží na dovolenou hodnotu. Šroub (7) slouží jako závrtný šroub do hřídele. Šroub (8) slouží k ustanovení polohy.

### 4.5.4 Volba vhodného motoru

Výpočet stroje je proveden pro otáčky motoru  $n=975$  ot/min. Pro pohon obou stupňů je potřeba, aby měl motor větší výkon, než je součet požadovaných výkonů na obou pracovních stupních.

$$\text{Pro první stupeň je potřebný výkon: } P_{1^\circ} = P_{rem.vstup} = 1,248 \text{ kW} \quad (4-94)$$

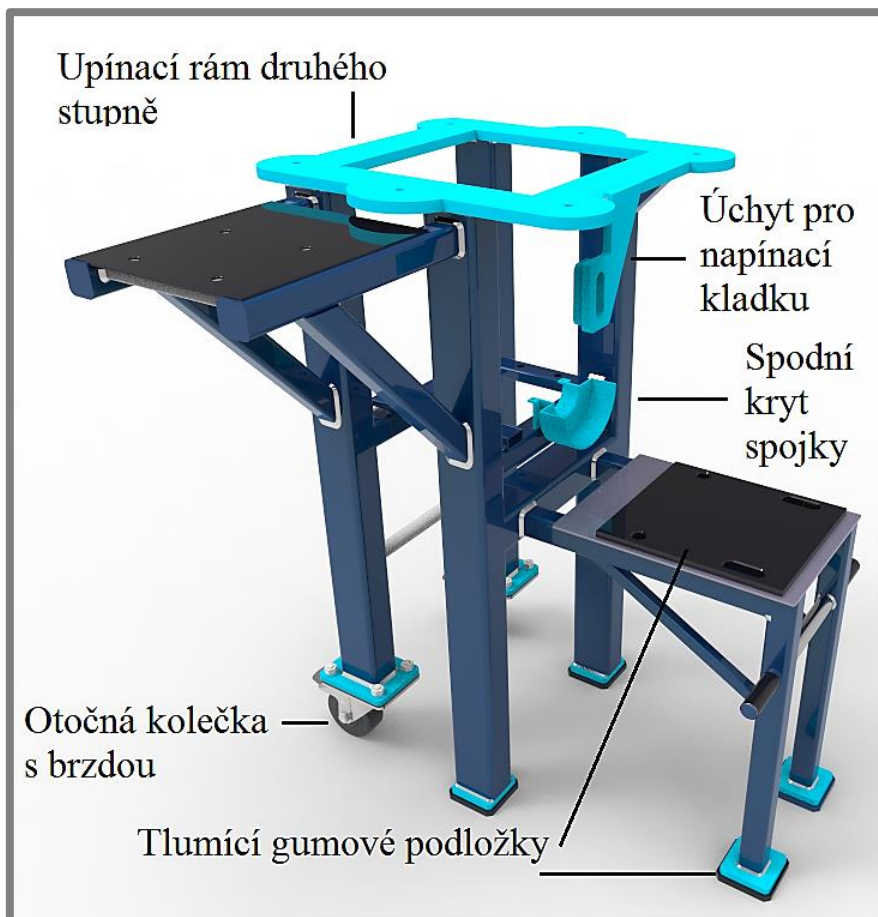
$$\text{Pro druhý stupeň je potřebný výkon: } P_{2^\circ} = 1,4433 \text{ kW} \quad (4-95)$$

$$P_{m.i} = P_{1^\circ} + P_{2^\circ} = 1,248 \text{ kW} + 1,4433 \text{ kW} = 2,691 \text{ kW} \quad (4-96)$$

Je volen motor od firmy *Siemens*:  $n=975$  ot/min s výkonem  $P_{motor}=3$  kW,  $M_k=30$  Nm. S elektrotechnickými parametry:  $U=230$  V,  $I=12,6$  A a účinností 82,57% splňujícím normu IE2. Označení motoru: **1LE1001-1CC02-2AA4**

## 4.6 Nosný rám

Nosný rám je svařovanou konstrukcí z profilů, na které jsou upevněny všechny části stroje. Je tvořen ze tří pater, na prvním patře je umístěn motor, na druhém je rychloběžný drtič a na třetím pomaluběžná část spolu se šnekovou převodovkou a ovládacím panelem.



Obr. 4-35 Hlavní rám stroje

S celým strojem lze pohybovat, slouží k tomu otočná kolečka s brzdou od firmy *Blickle* model: *LH-GSPO 100K-3-FI*. Pod motorem je umístěná tyč k nadzvednutí a posunutí stroje, pro lepší manipulaci je tyč opatřena protiskluzovými rukojeťmi.

První stupeň drtiče svým tvarem zapadá do rámu nosné konstrukce (světle modrá vrchní část). Na rámu je umístěn úchyt pro napínací kladku. Mezi všemi částmi rámu, jež se dotýkají země nebo drtičů, jsou umístěny tlumící podložky, aby se vibrace tlumily při přenosu ze stroje na rám a z rámu do podlahy. Zároveň slouží podložky k vyrovnání částí stroje do jedné roviny. Rám slouží také k umístění ochranných krytů pro pohyblivé částí, ať už druhého stupně nebo řemenového převodu. Hlavní nosné profily jsou obdélníkového průřezu 80x60 o tloušťce stěny 5 mm a délce 960 mm z polotvarů ČSN 425720. Vedlejší profily pro první a druhé patro jsou tvořeny z čtvercových profilů 40x40 o tloušťce 4 mm z polotvarů ČSN 42572. Podrobnější popsání je ve výkresové dokumentaci v příloze. Celková váha rámu stroje je 66 Kg.

## 4.7 Ekonomická kalkulace

V tabulce jsou uvedeny ceny hlavních kupovaných komponent, ceny použitého materiálu a některých normalizovaných součástí. Ceny jsou uvedeny bez DPH. Cena za práci a výrobu není uvedena.

Tab. 4-2 Předpokládané ekonomické zhodnocení stroje

<b>Komponenty:</b> Motor <i>Siemens</i> – 1LE1001-1CC02-2AA4 Převodovka <i>Nord SK 12 080 W</i> Řetězové spojky <i>RKA 630 + RKA 20</i> Ozubené soukolí Řemenový převod – <i>DIN 2215 13 x 1250 řemen</i> Systémový panel + el. Rozvody - <i>Moeller</i> Celková cena komponent:	7 600 Kč 12 870 Kč 13 000 Kč 1142 Kč 350 Kč 6000 Kč 40 962 Kč
<b>Nosná konstrukce rámu:</b> Kolečka – LH-GSPO 100K-3-FI ČSN 425720 40x40x4 – 4,5m ČSN 426935 20x20x2 – 1m ČSN 426936 40x20x2 – 1,3m ČSN 425715 Ø 25; t=2,6 mm ČSN 425720 80x60x4 – 4 m Plech černý 308900; t=15 mm <i>Kondor</i> Plech černý, 305200; t=2,5 mm <i>Kondor</i> Těsné podložky, gummy Pevný plechy, 307800; t=10 mm <i>Kondor</i> Svařování (dle Inventor) L = 2,8 m Celková cena (mat., součástí nosného rámu):	6000 Kč 2270 Kč 40 Kč 180 Kč 70 Kč 6600 Kč 780 Kč 150 Kč 300 Kč 100 Kč 280 Kč 16 770 Kč
<b>Normalizované součásti:</b> Matice, podložky, šrouby, pera, Ložiska domek 2x AST_TB205-25UMM 4x Ložisko Ložisko 7211 AATB ZVL Celková cena normalizovaných součástí:	2000 Kč 1000 Kč 1400 Kč 4400 Kč
<b>Násypka:</b> 1,7 m <sup>2</sup> – t=1,5 mm; 304 500 <i>Kondor</i> Gumová podložka, směrovací guma, blokovací guma Držáky násypky Svařování (dle Inventor) L = 2,12 m Cena materiálů násypky:	650 Kč 350 Kč 250 Kč 212 Kč 1462 Kč

<b>Pomaloběžný drtič, první stupeň stroje:</b>	
Hřídele šestihhranné, a= 60 mm, 1,04 m <i>AUTOMAT, Kondor</i>	850 Kč
Boky rámu: Plech černý 308900; t=15 mm	650 Kč
Středové spojovací tyče: 070550; $\phi$ 24 – 6x 0,39m	240 Kč
Disky: 30x Boky rámu: Plech černý 307800; t=10 mm, <i>Kondor</i>	1250 Kč
Rozpěrný kroužky – trubka bezešvá hladká 89x16 – 0,5m, <i>Kondor</i>	900 Kč
Pevné směrovací části 30	750 Kč
Spodní ustavovací deska: Plech černý 308900; t=15 mm	750 Kč
Příčné spojovací desky	250 Kč
Hřidel pro upevnění násypky	150 Kč
<b>Celková cena materiálu součásti prvního stupně:</b>	<b>5800 Kč</b>
<b>Rychloběžný drtič druhý stupeň stroje:</b>	
Hřidel $\phi$ 32–l=240 mm; 063040 <i>AUTOMAT, Kondor</i> (upraveno)	850 Kč
Rotor (odlitek)	500 Kč
7x Nože druhého stupně	1150 Kč
Krycí plechy + Spojovací plechy 0,3 m <sup>2</sup> – t=1,5 mm; 304 500 <i>Kondor</i>	250 Kč
Svařování (dle Inventor) L = 1,5 m	150 Kč
Spojovací část k rámu; Pevný plechy, 307800; t=10 mm <i>Kondor</i>	200
<b>Celková cena materiálu součásti prvního stupně:</b>	<b>3150 Kč</b>
Celková cena:	
Předpokládaná cena materiálu, normalizovaných a objednávaných komponent, pro drtičku:	72 172 Kč

Ceny součástí byly vyhledávány v katalogu firem *Ferona, Kondor, Moeller, TEA*. Cena za 1 m svaru byla zvolena na 100kč za metr. Ceny jsou uvedeny orientačně, v rámci předběžné ekonomické kalkulace.

## 5. DISKUZE

### 5.1 Shrnutí práce

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce dvojstupňového drtiče, který umožňuje drtit plastové součásti z materiálů ABS, ASA, PLA a PET-G vyrobené na standardních 3D tiskárnách s výstupem vhodným pro výrobu filamentu. K tomuto účelu je použit pomaloběžný drtič a rychloběžný mlýn. Při konstrukci je kladen důraz na bezobsluhový proces a snadnou dostupnost k pracovním prostorům.

Kvůli značné složitosti procesu drcení a rozdílným mechanickým vlastnostem vstupujících materiálů jsou vstupní potřebné drtící síly neověřené, avšak při vytvořených výpočtech proběhlo jejich naddimenzování, proto lze říci, že tento stroj vstupní plastové tělesa úspěšně podrtí na dostačující kvalitu.

Dle požadované síly na drcení jsou napočítány hřídele a na nich uložená ložiska a pera. Dále jsou navrženy podle katalogu vyhovující spojovací komponenty: spojky, řemenový a šnekový převod. Všechny tyto součásti jsou umístěny do nosného rámu.

### 5.2 Technologické, bezpečnostní a ekonomické kritérium

Stroj je tvořen celkově z 604 součástí (z toho 219 originálních). V rozsahu práce nebyla řešena technologická stránka výroby jednotlivých součástí stroje, byly pouze u některých částí uvedeny polotovary a pro ně rozměrové specifikace.

Konstrukce stroje byla navrhována tak, aby byla co nejjednodušší na montáž, proto jsou primárně použity šroubové spoje a mnoho druhů rozpěrných kroužků. Zároveň konstrukce splňuje bezpečnostní kritéria, kterými jsou: zakrytování pohyblivých a pracovních částí a klopená násypka proti vystřelování drcených součástí s předním gumovým blokem.

Celkový stroj je z ekonomického, rozměrového a pracovního hlediska spíše vhodný pro spotřebitele, kteří se recyklací zabývají ve větším měřítku.

### 5.2 Využití návrhu

Návrh vytvořený v rámci bakalářské práce je prvním návrhem samotného stroje. Pro ověření získaných teoretických znalostí a optimalizování výpočetních postupů by bylo vhodné stroj postavit v zjednodušené variantě (například řetězovou spojku by šlo nahradit spojkou střížnou a rám by byl zjednodušen).

Po ověření předpokladu by se zkontrolovala kritická místa konstrukce a stroj by byl podroben důkladnému testování. Z tohoto testování by vyšly další hodnoty, které by se daly použít pro zlepšení stroje a pro lepší pochopení deformace materiálu při procesu drcení.

## 6. ZÁVĚR

Všechny stanovené cíle bakalářské práce byly splněny. Na základě rešerše a provedeného experimentu byly nejdříve získány parametry, které definují vhodný konstrukční návrh drtičky plastu. Následně byly vytvořeny koncepční varianty, které tyto parametry splňují, a z kterých byla vybrána finální konstrukce, jež byla zrealizována.

Finální konstrukce drtičky se skládá ze dvou částí: pomaloběžného drtiče a rychloběžného mlýnu, oba dva stupně jsou spojeny řemenovým převodem a poháněny jedním motorem. Byl vytvořen 3D model celkového stroje a všech jeho komponent. Práce je taktéž doplněna o výkresovou dokumentaci vybraných částí.

**7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

- [1] KUTA, Antonín. Mletí a zpracování odpadu plastů. *Technologie a zařízení pro zpracovávání kaučuků a plastů*. Vyd. 1. Praha: VŠCHT, 1999, s. 44-48. ISBN 80-7080-367-3.
- [2] TERIER drtiče a rycyklační linky: Nožové Mlýny. [Http://www.terier.cz/](http://www.terier.cz/) [online]. c2010-2017 [cit. 2017-11-03]. Dostupné z: <http://www.terier.cz/>
- [3] JUNGA, Petr, Tomáš VÍTEŽ a Petr TRÁVNÍČEK. *Technika pro zpracování odpadů*. Vyd. 1. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2015. ISBN 978-80-7509-209-0.
- [4] MakerLab: Slovník 3D tisku. *MakerLab: Slovník 3D tisku* [online]. Praha, 2016 [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://makerslab.cz/slovník-3d-tisku/>
- [5] *Filabot: Filament Extruder* [online]. Barre (USA), 2018 [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://www.filabot.com/>
- [6] *Terier s.r.o - Prospekty* <http://www.terier.cz>.
- [7] *Drtiče- dsprrerov: Drtiče* [online]. 2011 [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: <http://www.dspprerov.cz/nase-vyrobky/drtice.html>
- [8] *PSP Engineering: Drcení* [online]. Přerov, 2018 [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <http://www.pspeng.com/cz/drceni/>
- [9] *ZERMA THE HOME OF SIZE REDUCTION, - Prospekty, ww.AMIS.DE*.
- [10] *ING.ČASTULÍK, Drviaca technika- Prospekty* <http://www.drvice.sk>.
- [11] KONVIČKA, Vladislav. *Hornická skripta: Rudné úpravništvi* [online]. Ostrava, b.r. [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: [http://podzemi.solvayovylomy.cz/prirucka/up\\_rudy/01.htm](http://podzemi.solvayovylomy.cz/prirucka/up_rudy/01.htm)
- [12] *SSI Shredding Systems* [online]. 2017 [cit. 2017-11-03]. Dostupné z: [https://www.ssiworld.com/en/products/four\\_shaft\\_shredders/](https://www.ssiworld.com/en/products/four_shaft_shredders/)
- [13] HILL, Rodgers. *THREE TYPES OF LOW SPEED SHREDDER DESIGN*. Dallas, Texas, b.r., , 265-274.
- [14] *Prospekty - Wanner Technik GmbH, a.s. - Prospekty* <http://www.wanner-technik.de/en/>.
- [15] *Untha schredding technology* [online]. AUSTRIA, 2018 [cit. 2018-04-19]. Dostupné z: <https://www.untha.com/en/shredders/industrial-shredders>
- [16] BĚHÁLEK, Luboš. *Polymery* [online]. Svitavy: publi.cz, 2016 [cit. 2018-04-20]. ISBN 978-80-88058-68-7. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/Impresum.html>
- [17] SONG, Y., Y. LI, W. SONG, K. YEE, K.-Y. LEE a V.L. TAGARIELLI. Measurements of the mechanical response of unidirectional 3D-printed PLA. *Materials & Design* [online]. Elsevier Ltd, 2017, **123**, 154-164 [cit. 2018-04-17]. DOI: 10.1016/j.matdes.2017.03.051. ISSN 0264-1275.
- [18] TYMRAK, B.M., M. KREIGER a J.M. PEARCE. Mechanical properties of components fabricated with open-source 3-D printers under realistic environmental conditions. *Materials and Design* [online]. Elsevier Ltd, 2014, **58**, 242-246 [cit. 2018-04-17]. DOI: 10.1016/j.matdes.2014.02.038. ISSN 0261-3069.

- [19] DIZON, John, Alejandro ESPERA, Qiyi CHEN a Rigoberto ADVINCULA. Mechanical characterization of 3D-printed polymers. *Additive Manufacturing* [online]. Elsevier B.V, 2018, **20**, 44-67 [cit. 2018-04-20]. DOI: 10.1016/j.addma.2017.12.002. ISSN 2214-8604.
- [20] HERNANDEZ, R., D SLAUGHTER, D. WHALEY, J. TATE a B. ASIABANPOUR. ANALYZING THE TENSILE, COMPRESSIVE, AND FLEXURAL PROPERTIES OF 3D PRINTED ABS P430 PLASTIC BASED ON PRINTING ORIENTATION USING. *Solid Freeform Fabrication Symposium – An Additive Manufacturing Conference*. San Marcos, Texas 78666, b.r., (27), 12.
- [21] WEISS, K-P, N BAGRETS, C LANGE, W GOLDBACKER a J WOHLGEMUTH. Thermal and mechanical properties of selected 3D printed thermoplastics in the cryogenic temperature regime. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* [online]. 2015, **102**, 012022- [cit. 2018-05-06]. DOI: 10.1088/1757-899X/102/1/012022. ISSN 1757-8981. Dostupné z: <http://stacks.iop.org/1757-899X/102/i=1/a=012022?key=crossref.f6114c290590ef9266103e0c79e1c508>
- [22] TANIKELLA, Nagendra, Ben WITTBRODT a Joshua PEARCE. Tensile strength of commercial polymer materials for fused filament fabrication 3D printing. *Additive Manufacturing* [online]. Elsevier B.V, 2017, **15**, 40-47 [cit. 2018-04-20]. DOI: 10.1016/j.addma.2017.03.005. ISSN 2214-8604.
- [23] YAMAMURA, Toshitaka, Masaki OMIYA, Takenobu SAKAI a Philippe VIOT. *EVALUATION OF COMPRESSIVE PROPERTIES OF PLA/PBAT POLYMER BLENDS* [online]. Yokohama, Japan, 2009, **2009**, 4 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.jsme.or.jp/conference/mmdconf09/data/abst/a145.pdf>
- [24] *Innofil3D: Material data* [online]. The Netherlands, b.r. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.innofil3d.com/material-data/>
- [25] *Bigrep: 3D PRINTER FILAMENT* [online]. Germany, 2018 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://bigrep.com/material/>
- [26] *Dutch Filaments: Product* [online]. The Netherlands, 2018 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.dutchfilaments.com/products/>
- [27] Fillamentum addi(c)tive polymers: Product Collections. *Fillamentum addi(c)tive polymers* [online]. Czech republic, 2018 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://fillamentum.com/>
- [28] SLAPNIK, Janez, Rajko BOBOVNIK, Maja MEŠL a Silvester BOLKA. *MODIFIED POLYLACTIDE FILAMENTS FOR 3D PRINTING WITH IMPROVED MECHANICAL PROPERTIES* [online]. Slovenia, 2016, **2016**, 142-150 [cit. 2018-05-06]. DOI: 10.7251/COMEN1602142S. Dostupné z: [http://savremenimaterijali.info/sajt/doc/file/casopisi/7\\_2/7-Slapnik.pdf](http://savremenimaterijali.info/sajt/doc/file/casopisi/7_2/7-Slapnik.pdf)
- [29] RAICU, Alexandra. *Charpy Impact Test on Polymeric Molded Parts*. Constanta Maritime University, 2012, , 297-302. ISSN 1453 - 7397.
- [30] MCKEEN, G.E, A. KISTENMACHER, H. GEORRISSEN a M. BREAU LMANN, John SCHEIRS, ed., Duane PRIDDY, ed. Synthesis, Properties and Applications of Acrylonitrile–Styrene–Acrylate Polymers. *Modern Styrenic Polymers: Polystyrenes and Styrenic Copolymers*. Chichester,

- UK, 2003. Wiley Series in Polymer Science. DOI: 10.1002/0470867213. ISBN 0471497525. ISSN 9780471497523.
- [31] KAISER, MR, H ANUAR a SBA RAZAK. Ductile–brittle transition temperature of polylactic acid-based biocomposite. *Journal of Thermoplastic Composite Materials*. 2011, **26**(2), 216-226. DOI: 10.1177/0892705711420595. ISSN 0892-7057. Dostupné také z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0892705711420595>
- [32] AUSPERGER, Aleš. *Technologie zpracování plastů: Technologie vytlačování* [online]. 2016 [cit. 2018-05-09]. ISBN 978-80-88058-77-9. Dostupné z: <https://publi.cz/books/183/Impresum.html>
- [33] Meet ProtoCycler. *ReDeTec* [online]. 2018 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://redetec.com/pages/learn>
- [34] The Professional Desktop Extruder. *3devo* [online]. Nizozemí, 2018 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://3devo.com/next-filament-extruder/>
- [35] Technical data ZG 10. *MOCO Shredder* [online]. Germany, b.r. [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://www.moco-shredder.de/en/products/post-shredding/zg-10/>
- [36] STEPNIEWSKI, Andrzej a Michal ZAREMBA. EXPERIMENTAL AND THEORETICAL METHOD OF DETERMINATION OF LOADS FOR CUTTING UNITS. *Scientific quarterly journal: Agricultural Engineering* [online]. 2013, **2014**(2150, 155-162 [cit. 2018-05-12]. DOI: <http://dx.medra.org/10.14654/ir.2014.150.041>. ISSN 1429-7264. Dostupné z: <http://ir.ptir.org>
- [37] ADEPO, S. a N. OBANOYEN. Design And Construction Of A Plastic. *Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology*. 2017, **4**(9), 8190-8193. ISSN 2458-9403.
- [38] ABDULKARIM JAFF, Jassim, Darewan ABDULRAHMAN, Zryan ALI, Khelan ALI a Mohammed HASSAN. Design and Fabrication Recycling of Plastic System. *International Journal of Scientific & Engineering Research*. 2016, (5). ISSN 2229-5518.
- [39] SHIGLEY, Joseph, Chrales MISCHKE a Richard BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, s. 1-1147. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [40] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [41] *SKF: technické nástroje a kalkulátory* [online]. b.r. [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/knowledge-centre/engineering-tools/index.html>
- [42] *AST bearings: Ball Bearings* [online]. NY,USA, c1998-2018 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://www.astbearings.com/>
- [43] *Základní katalog převodovek. NORD DRIVESYSTEMS: G1000*.
- [44] *Katalog hřídelové spojky a klouby. T.E.A. TECHNIK s.r.o., 2015. 216 s.*

## 8. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Veličina	Jednotky	Popis
$D_1$	mm-	průměr disku na prvního stupně
$R_{m_{tlak}}$	MPa	požadovaný tlak nože při drcení
$S_{nůž}$	mm <sup>2</sup>	celkový obsah plochy nože
$S_{r1}$	mm <sup>2</sup>	výpočtový obsah plochy nože
$F_{1°}$	N	potřebná síla jednoho břitu na disku
$k_1, k_2, k_3$		koeficienty drcení nože
$k_c$		celkový koeficient zabírání více nožů
$F_{celk.1°}$	N	konečná obvodová síla na ploše zubu
$M_{k1}$	Nm	potřený kroutící moment prvního stupně
$n_1$	ot/min	potřebné otáčky prvního stupně
$P_1$	kW	potřebný výkon prvního stupně
$D_2$	mm-	průměr nože na druhého stupně
$l$	mm	délka hrany ostří
$E_{spec.}$	kJ/m <sup>2</sup>	absorbována energie
$d_{tel}$	mm	průměr vstupního tělesa na druhém stupni
$S_{tel.2}$	mm <sup>2</sup>	obsah vstupního tělesa na druhém stupni
$E_2$	J	energie spotřebovaná pro porušení tělesa
$W_2$	J	práce potřebná pro porušení tělesa
$F_2$	N	obvodová síla na druhém stupni
$r_{2°}$	mm	dráha síly
$M_{k2}$	Nm	kroutící moment druhého stupně
$n_2$	ot/min	otáčky druhého stupně
$P_2$	kW	výkon druhého stupně
$M_{K1.vyp}$	Nm-	výpočtový moment prvního stupně
$n_{1.vyp}$	ot/min	výpočtové otáčky prvním stupni drtiče
$P_{1.vyp.}$	W	výpočtový výkon na prvním stupni drtiče
$F_1; F_2$	N	přenesené síly přes drcené těleso
$F_3$	N	obvodová síla působící na těleso od počítané hřídele
$F_{ax}$	N	axiální síla od drcení na prvním stupni
$\tau_{dov.smyk}$	MPa	dovolené napětí ve smyku
$\sigma_{dov.tah}$	MPa	dovolené napětí v tahu
$\sigma_{dov.ohyb}$	MPa	dovolené napětí v ohybu
$k_{A.krut}$		dovolená bezpečnost v krutu
$k_{MSU.A}$		dovolená bezpečnost k meznímu stavu únavy
$P_{A1}; P_{B1}$	N	korigované výslednice v ložiscích
$C_{stat1.}$	N	statická únosnost ložiska
$C_{dyn1}$	N	dynamická únosnost ložiska
$L_{hod.skf.A1}$	hod	životnost ložiska A dle SKF
$L_{hod.skf.B1}$	hod	životnost ložiska B dle SKF
$S_{0.stat.A}$		součinitel statické bezpečnosti ložisko A
$S_{0.stat.B}$		součinitel statické bezpečnosti ložisko B
$\sigma_{Hlim}$	MPa	pevnost v patě zubů

Veličina	Jednotky	Popis
$\sigma_{Flim}$	MPa	- pevnost boku zubů
$S_{H1}; S_{H2}$	-	bezpečnosti únavového poškození boků zubů
$S_{F1}; S_{F2}$	-	bezpečnosti únavového lomu v patě zubů
$S_{H1.a}; S_{H2.a}$	-	bezpečnost únavového poškození boků zubů
$S_{F1.a}; S_{F2.a}$	-	bezpečnosti únavového lomu v patě zubů
$i_{šnek}$	-	převodový poměr šnekové převodovky
$\eta_{šnek}$	%	- účinnost šnekového převodu
$Mk_{max.šnek}$	Nm	- maximální dovoleny výstupní kroutící moment
$f_{Bmin}$	-	minimální provozní faktor pro šnekový převod
$f_{B1}; f_{B2}$	-	provozní faktory teploty a provozu
$f_{cel.}$	-	celkový provozní faktor
$M_{vstup}$	Nm	- Ideální vstupní kroutící moment
$n_{vstup}$	ot/min	- Ideální vstupní otáčky
$P_{vstup}$	W	- Ideální vstupní výkon
$n_{motor}$	ot/min	- otáčky motoru
$i_{řemen}$	-	převodový poměr řemenového převodu
$v_{obv}$	m/s	- obvodová rychlost řemenice
$d_{řem.2 id.}$	mm	- ideální průměr hnací řemenice
$\gamma$	-	součinitel napětí
$d_{řem.2}$	mm	- průměr hnací řemenice
$A_{min}$	mm	- minimální osová vzdálenost
$A_{max}$	mm	- maximální osová vzdálenost
$L_p$	mm	- délka řemene
$C_L$	-	součinitel délky řemene
$C_\alpha$	-	součinitel úhlu opásání
$C_p$	-	součinitel pracovního režimu
$N_o$	-	nominálního výkonu přeneseného jedním řemenem
$N_p$	-	výkon přenášený jedním řemenem
$K_1$	-	počet řemenů potřebných k přenesení daného výkonu
$C_K$	-	součinitel počtu řemenů
$C_\alpha$	-	součinitel úhlu opásání
$C_p$	-	součinitel pracovního režimu
$N_o$	-	nominálního výkonu přeneseného jedním řemenem
$N_p$	-	výkon přenášený jedním řemenem
$K$	-	počet řemenů klínového převodu
$\eta_{šnek}$	%	- účinnost klínového převodu
$M_{ř.v}$	Nm	- kroutící moment na hnací řemenici
$n_{ř.v}$	ot/min	- otáčky na hnací řemenici
$P_{ř.v}$	W	- potřebný výkon dodaný na hnací řemenici
$M_{1.inventor}$	Nm	- kroutící moment na hnací řemenici v <i>Inventoru</i>
$n_{1.inventor}$	ot/min	- otáčky na hnací řemenici v <i>Inventoru</i>
$P_{1.inventor}$	W	- potřebný výkon na hnací řemenici v <i>Inventoru</i>
$M_{2.inventor}$	Nm	- kroutící moment na hnané řemenici v <i>Inventoru</i>
$n_{2.inventor}$	ot/min	- otáčky na hnané řemenici v <i>Inventoru</i>

<b>Veličina</b>	<b>Jednotky</b>	<b>Popis</b>
$P_{2.inventor}$	W	- potřebný výkon na hnané řemenici v <i>Inventoru</i>
$k_1$	Nm	- součinitel životnosti řemene
$k_2$	N	- součinitel životnosti řemene
$b$		- součinitel životnosti řemene
$\rho_1$	kg/m	- součinitel životnosti řemene
$F_1; F_2$		- síly v částech řemene Inventor
$F_{ed}$	N	- ekvivalentní síla na menší řemenici
$F_{eD}$	N	- ekvivalentní síla na větší řemenici
$N$		- závislost ekvivalentní silou v řemenu a počtem cyklů
$t$	hod	- životnost řemen
$F_{napinaci}$	N	- napínací síla dle Inventoru
$F_{nap.tab}$	N	- napínací síla dle tabulek
$P_{1^\circ}$	kW	- potřebný výkon na prvním stupni drtiče
$P_{2^\circ}$	kW	- potřebný výkon na druhém stupni drtiče
$P_{motor}$	kW	- celkový potřebný výkon
$P_{m.i}$	kW	- výkon motoru

**Zkratka****popis**

3D	Třidimenzionální
ABS	Akrylonitrilbutadienstyren
ASA	Acrylonitrile styrene acrylate
FDM	Fused deposition modeling
PET-G	Polyethylentereftalát glykol
PLA	Polylactid acid

**9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ**

Obr. 1-1 Schéma technologie drcení.....	14
Obr. 1-2 Kuželový drtič, upraveno [11] .....	16
Obr. 1-3 Čelistový drtič jedno-vzpěrný [8].....	16
Obr. 1-4 Odrazový drtič v řezu [8] .....	17
Obr. 1-5 Kladivový drtič, upraveno [11] .....	17
Obr. 1-6 Válcový drtič, upraveno [11] .....	18
Obr. 1-7 Nožový mlýn, upraveno [1] .....	18
Obr. 1-8 Nožový mlýn G 300/400 TERIER [2] .....	19
Obr. 1-9 čtyř-hřídelový drtič QUAD Q55 [12].....	20
Obr. 1-10 Pomaluběžná drtička typ se středními pevnými noži [13] .....	20
Obr. 1-11 Talířový mlýn, upraveno [1] .....	21
Obr. 1-12 Graf pevnosti v tlaku pro polymery, upraveno [16].....	22
Obr. 1-13 Závislost mezi maximálním napětím v tlaku a orientací tisknuté vrstvy vůči zatěžovací síle ABS [20].....	23
Obr. 3-1 Drtička AP112, vlevo detail pracovního prostoru.....	27
Obr. 3-2 Drcené součásti na drcení.....	28
Obr. 3-3 Ruční drcení plastové součásti .....	28
Obr. 3-4 Oranžové součásti nadrcené .....	29
Obr. 3-5 Graf hmotnostního poměru .....	29
Obr. 3-6 čtyř-hřídelový drtič Moco Shredder 3D model [35] .....	30
Obr. 3-7 Terier G 400/900, upraveno [2].....	31
Obr. 3-8 Varianta A – náčrt .....	32
Obr. 3-9 Varianta B-náčrt .....	32
Obr. 3-10 Varianta C-náčrt .....	33
Obr. 4-1 Dvojstupňový drtič natočený pohled.....	34
Obr. 4-2 Zadní pohled dvojstupňový drtič.....	35
Obr. 4-3 Disk pomaluběžného drtiče .....	36
Obr. 4-4 Řez drtičem, uložení nožů do šroubovice .....	37
Obr. 4-5 Rotor druhého stupně – rychloběžné části .....	39
Obr. 4-6 Schéma sil při drcení druhý stupeň .....	39
Obr. 4-7 Pomaluběžný drtič.....	41
Obr. 4-8 3D model kratší hřídele se zatížením .....	43
Obr. 4-9 Znázornění působící obvodové síly.....	43
Obr. 4-10 Znázornění určení axiální síly ze šroubovice drtiče.....	44
Obr. 4-11 Geometrie hřídele prvního stupně .....	45
Obr. 4-12 Graf ohybového napětí (Autodesk Inventor) .....	46
Obr. 4-13 Graf smykového napětí (Autodesk Inventor).....	46
Obr. 4-14 Graf ideálního průměru hřídele (Autodesk Inventor) .....	46
Obr. 4-15 Uložení ložisek do X .....	47
Obr. 4-16 Řez prvním stupněm drtiče .....	51
Obr. 4-17 Drtič prvního stupně v řezu .....	51
Obr. 4-18 Uchycení krytu ozubení .....	52
Obr. 4-19 Rychloběžný drtič .....	53
Obr. 4-20 3D model hřídele druhého stupně s umístěným zatížením .....	54

Obr. 4-21 Rozměry hřídele druhého stupně .....	55
Obr. 4-22 Napětí v krutu (vykresleno v Autodesk Inventor) .....	55
Obr. 4-23 Napětí v ohybu (vykresleno v Autodesk Inventor) .....	56
Obr. 4-24 Doporučený průměr hřídele (vykresleno v Autodesk Inventor) .....	56
Obr. 4-25 Kuličková ložiska AST – TB204x – 25UMM [42] .....	57
Obr. 4-26 Řez rychloběžného drtiče .....	58
Obr. 4-27 Faktor teploty a provozu [43] .....	59
Obr. 4-28 Provozní faktor $f_{Bmin}$ [43] .....	59
Obr. 4-29 Rozměry řemenového převodu [40] .....	61
Obr. 4-30 Klínový řemen geometrie <i>Autodesk Inventor Professional</i> .....	63
Obr. 4-31 Výpočetní rozhraní řemenice Autodesk .....	63
Obr. 4-32 Napínací kladka .....	65
Obr. 4-33 Řez řetězovou spojkou RKA, upraveno [44] .....	66
Obr. 4-34 Řetězová spojka RKA firma TEA [44] .....	66
Obr. 4-35 Hlavní rám stroje .....	67

---

## 10 SEZNAM TABULEK

Tab. 1-1 Závislost velikosti vrstvy a orientace ku dosaženému max. napětí v tahu [18] .....	23
Tab. 1-2 Charpyho rázová zkouška houževnatosti .....	24
Tab. 4-1 Porovnání strojů v podobné kategorii	40
Tab. 4-2 Předpokládané ekonomické zhodnocení stroje .....	68

## **11 SEZNAM PŘÍLOH**

**11**

---

**Příloha A** – Příloha experiment, nadrcené součásti

**Příloha B.1** – Výpočet prvního stupně drtiče

**Příloha B.2** – Výpočet druhého stupně drtiče

**Příloha B.3** – Výpočet ozubeného soukolí

**Příloha C** – Výkresová dokumentace:

- Výkres celkové sestavy
- Výkres sestavy prvního stupně drtiče
- Výkres sestavy druhého stupně drtiče
- Výkres sestavy svařovaného nosného rámu

**Příloha D** – 3D model Celkové sestavy